



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ENERGETICKÁ SIMULACE VLIVU ZEMNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA NA PROVOZ REKUPERAČNÍ JEDNOTKY TEPLOVZDUŠNÉHO VYTÁPĚNÍ

ENERGY SIMULATION OF GROUND HEAT EXCHANGER INFLUENCE TO OPERATION OF
WARM-AIR
HEATING RECUPERATION UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ANTONÍN KOLBÁBEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL JAROŠ, Dr.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Antonín Kolbábek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

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

Energetická simulace vlivu zemního výměníku tepla na provoz rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění

v anglickém jazyce:

Energy simulation of ground heat exchanger influence to operation of warm-air heating recuperation unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V souvislosti se zvyšující se tepelnou izolací nově budovaných i rekonstruovaných budov v současné době roste význam tepelných ztrát větráním. Proto je potřeba věnovat zvýšenou pozornost možnostem jejich snížení, např. využitím rekuperace. Její účinnost lze ještě zvýšit předřazením zemního výměníku tepla, v němž se nasávaný vzduch v zimě předehřívá, v létě ochlazuje. To přináší další úspory energie při vytápění i případné klimatizaci.

Cíle diplomové práce:

Na základě energetické simulace vyhodnoťte vliv zemního výměníku tepla na provoz a účinnost rekuperační jednotky, která zajišťuje větrání a teplovzdušné vytápění nízkoenergetického rodinného domku. Stanovte energetický a ekonomický přínos rekuperace bez použití a s použitím zemního výměníku a úspory, které jeho využití přináší. Na základě porovnání s investičními náklady posuďte výhodnost dané investice. Formulujte závěry a doporučení pro provoz systému.

Seznam odborné literatury:

Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace. 3. vydání. BOLIT-B press, Brno, 1993.

Bašta, J., Drkal, F., Kotrbatý, M.: Vytápění – Sálavé a teplovzdušné vytápění průmyslových a občanských staveb. STP, Praha, 1998.

Gebauer, G., Rubinová, O., Horká, H.: Vzduchotechnika. Vydavatelství ERA, Brno, 2005.

Časopisy VVI, ročníky 2002-2008.

Časopisecké a internetové zdroje dle vlastního výběru studenta.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Jaroš, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 13.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Antonín Kolbábek

Bytem: Věchnov 67, Bystřice nad Pernštejnem, 593 01

Narozen/a (datum a místo): 19.07. 1985 v Novém Městě na Moravě

(dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

se sídlem Technická 2896/2, 616 69, Brno

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

.....

(dále jen „nabyvatel“)

Čl. 1 Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- disertační práce
 - diplomová práce
 - bakalářská práce
 - jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
- (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: Energetická simulace vlivu zemního výměníku tepla na
provoz rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění

Vedoucí/ školitel VŠKP: Ing. Michal Jaroš, Dr.

Ústav: Energetický ústav

Datum obhajoby VŠKP: 22.06. 2009

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- tištěné formě – počet exemplářů2
- elektronické formě – počet exemplářů2

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ihned po uzavření této smlouvy
 - 1 rok po uzavření této smlouvy
 - 3 roky po uzavření této smlouvy
 - 5 let po uzavření této smlouvy
 - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne: 22. června 2009

.....
Nabyvatel

.....
Autor

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Energetický ústav, Odbor termomechaniky a techniky prostředí

Diplomová práce:
ENERGETICKÁ SIMULACE VLIVU ZEMNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA NA PROVOZ
REKUPERAČNÍ JEDNOTKY TEPLOVZDUŠNÉHO VYTÁPĚNÍ

Vypracoval: Bc. Antonín Kolbábek
Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Jaroš, Dr.
Celkový počet stran: 95
Brno, květen 2009

Abstrakt

Obsahem diplomové práce je energetická simulace systému rekuperace ve spojení se zemním výměníkem tepla (ZVT) v nízkoenergetickém rodinném domku s teplovzdušným vytápěním a větráním. Na základě výsledků simulace byl vyhodnocen vliv ZVT na provoz a účinnost rekuperační jednotky. Dále byl stanoven energetický a ekonomický přínos rekuperace bez využití a s využitím zemního výměníku a úspory, které jeho využití přináší. Na základě porovnání s investičními náklady byla posouzena výhodnost dané investice a navržena doporučení pro provoz daného systému vytápění a větrání.

Abstract

The thesis deals with energy simulation of a heat recovery system in coupling with a ground heat exchanger (*GHE*) in a low-energy family house with warm-air heating and ventilation. The effect of *GHE* on operation and effectiveness of a heat recovery unit was assessed from the results of the simulation. Next, energy and economic benefits of the heat recovery with and without *GHE* and consequent savings were evaluated as well. The profitability of the investment was assessed using comparison with the investment costs. Recommendations for the operation of the system were suggested.

Klíčová slova

Zemní výměník tepla, rekuperace tepla, teplovzdušné vytápění, energetická simulace, nízkoenergetický dům

Keywords

Ground heat exchanger, heat recovery, warm-air heating, energy simulation, low-energy house

Bibliografická citace dle ČSN ISO 690

KOLBÁBEK, A. *Energetická simulace vlivu zemního výměníku tepla na provoz rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 95 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Jaroš, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2009

.....
Antonín Kolbábek

Poděkování

Především bych rád poděkoval panu Ing. Michalu Jarošovi, Dr. za vedení diplomové práce, odborné rady, připomínky a také za to, že mi věnoval svůj čas. Dále bych rád poděkoval i panu Ing. Pavlu Charvátovi, PhD. za pomoc se simulačním programem TRNSYS a za jeho odborné rady k tématu diplomové práce. V neposlední řadě také rodičům za podporu při mém dosavadním studiu a při zpracování této práce.

OBSAH

1 ÚVOD.....	13
2 NÍZKOENERGETICKÉ A PASIVNÍ DOMY	15
2.1 Pasivní dům	15
2.1.1 Základní principy	15
2.1.2 Tepelné zisky	15
2.1.3 Kritéria hodnocení.....	16
3 VĚTRÁNÍ	18
3.1 Kvalita vnitřního prostředí – mikroklima budov	18
3.1.1 Tepelná a vlhkostní pohoda.....	19
3.2 Neprůvzdušnost	19
3.3 Zpětné získávání tepla.....	20
4 TEPLOVZDUŠNÉ VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ.....	22
4.1 Popis.....	22
4.2 Zdroje tepla.....	23
4.3 Teplovzdušná vytápěcí a větrací jednotka pro nízkoenergetické a pasivní rodinné domy	23
4.3.1 Výhody.....	24
4.3.2 Nevýhody.....	25
5 ZEMNÍ VÝMĚNÍK TEPLA.....	26
5.1 Vzduchový zemní výměník	26
5.1.1 Přímé provedení (klasický ZVT).....	28
5.1.2 Cirkulační provedení (ZVT-c)	29
5.2 Solankový zemní výměník (ZVT-s)	29
6 NÍZKOENERGETICKÝ DŮM VE STUDÉNCI	31
6.1 Popis.....	31
6.2 Technická zařízení.....	32
6.2.1 Větrání.....	32
6.2.2 Vytápění.....	34
6.2.3 Zdroj tepla.....	35
7 NAVRŽENÝ MODEL V PROSTŘEDÍ TRNSYS.....	37
7.1 Klimatická data.....	38
7.2 Vlastnosti zeminy.....	43

7.3	Teplota zeminy	44
7.4	Režim větrání	46
7.5	Řešené varianty	48
7.6	Zemní výměník tepla	49
7.6.1	Potrubí zemního výměníku.....	49
7.6.2	Algoritmus výpočtu.....	50
7.6.3	Minimální délka potrubí.....	54
7.6.4	Množství vzniklého kondenzátu.....	55
7.6.5	Nahrazení cyklického větrání kontinuálním.....	61
7.6.6	Ekonomie zemního výměníku tepla	62
8	VÝSLEDKY ŘEŠENÍ – DISKUSE	65
8.1	Vliv ZVT na provoz a účinnost rekuperační jednotky	65
8.1.1	Varianta v0	65
8.1.2	Varianta v1	66
8.1.3	Varianta v2	67
8.1.4	Varianta v3	68
8.1.5	Využití rekuperace	69
8.2	Energetický a ekonomický přínos ZVT	70
8.2.1	Systém bez použití ZVT	71
8.2.2	Systém se ZVT	72
8.3	Výhodnost investice	73
8.4	Doporučení pro provoz systému	74
9	ZÁVĚR	75
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	76
11	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	80
12	SEZNAM PŘÍLOH.....	84
13	PŘÍLOHY	85

1 ÚVOD

Zdroje energie hrály v lidském životě vždy významnou roli. Bez zajištění jejich potřebného množství by lidská civilizace nikdy nemohla dosáhnout tak významného pokroku jakého jsme nyní svědky. Postupně se zvyšující energetická spotřeba zapříčiňuje neustálé znečišťování životního prostředí a také neustálý růst cen energií (i několik % ročně). To dnes nutí čím dále více lidí zamyslet se nad tím, jestli by nešlo spotřebovávat méně energie, aniž by se tím snížila jejich životní úroveň, na kterou si tak rychle zvykli.

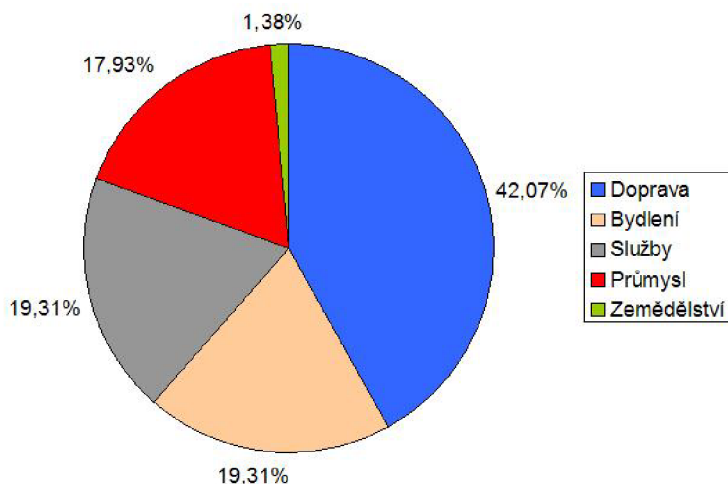
Ve světovém měřítku je energetická spotřeba velmi nerovnoměrná. Celkový průměrný (hodinový) příkon jedné osoby v západní Evropě činí asi 6 kW, v USA dosahuje hodnoty 12 kW, zatímco v Indii je to „jen“ pouhých 500 W [3]. Také jednotlivé segmenty trhu nevykazují stejné hodnoty energetické náročnosti. Podíváme-li se na rozdělení spotřeby energie podle jednotlivých sektorů (obr. 1.1), mají domácnosti – vytápění, příprava teplé vody, spotřebiče, osvětlení, apod. – druhou nejvyšší spotřebu ze všech těchto segmentů (asi 19,5 %) [26]. Z toho nejvíce připadá na vytápění (56,4 %) a přípravu teplé vody (24,2 %) [18], celkem tedy cca 81 % (obr. 1.2). V publikaci [2] je odhadnuto, že v Evropské unii budovy jako celek spotřebovávají asi 40 % veškeré energie, jsou zodpovědné za přibližně 30 % emisí CO₂ a vytvářejí asi 40 % veškerého člověkem produkovaného odpadu. Tato energie je v dnešní době převážně kryta z neobnovitelných (fosilních) zdrojů energie, kde ropa tvoří 32 %, uhlí 25 %, zemní plyn 17 % a 5 % spotřeby tvoří spalování atomového paliva [8] (dohromady 4/5 celkové spotřeby), přičemž se přehlížejí možné alternativy (obnovitelné zdroje). Cesta snižování energetické náročnosti je jistě složitá, ale možnosti rozhodně existují. Mezi ně patří zejména efektivní přeměna energií a následně její efektivní využívání, také úsporná opatření a s nimi spojená změna životního stylu mohou napomoci. Energetická sanace a izolace zejména starších domů může vést k úspoře až 1/3 současné energetické spotřeby [3]. V souvislosti s efektivním využíváním energií je třeba také zmínit správnou funkci regulačních soustav celého systému vytápění a větrání, potenciál v této oblasti je také nezanedbatelný.

Při pohledu do zahraničí, zejména do německy mluvících zemí, jako je Německo a Rakousko, je jasné, že např. nízkoenergetické a pasivní stavitelství, jako cesta ke snižování a k efektivnímu využívání energie (z obnovitelných zdrojů), bezpochyby funguje. Jelikož v těchto zemích mají i obdobné klimatické podmínky a stavební tradice jako v ČR můžeme s výhodou využít zkušeností našich blízkých sousedů s tímto typem staveb, přičemž se můžeme vyvarovat stejných chyb jako oni při jejich začátcích [1]. Pro tento energeticky úsporný typ stavitelství je typické i použití nových, moderních technologií – rovnotlaké větrání s použitím zpětného získávání tepla, solární kolektory (teplovodní, vzduchové), fotovoltaické panely, zemní výměník tepla, vakuová izolace, apod. – či „nových“ stavebních a tepelně-izolačních materiálů – pěnové sklo, materiály z obnovitelných zdrojů (izolace z konopí, ze lnu, z recyklovaného papíru, atd.). Dají se ovšem použít i běžné (klasické) materiály. Záleží vždy na dané situaci, protože tyto domy jsou většinou „šité“ zákazníkovi přímo na míru.

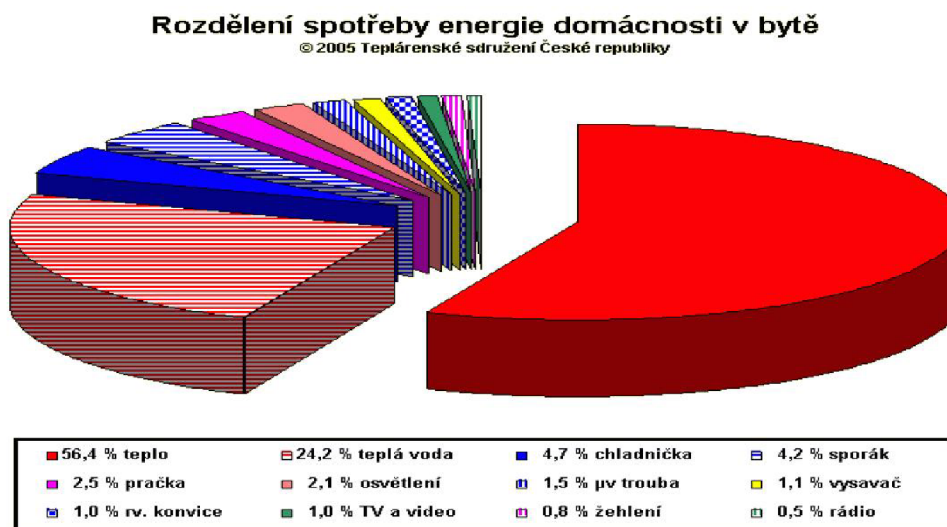
Diplomová práce řeší právě využití jednoho technologického prvku, často využívaného v nízkoenergetické či pasivní výstavbě. Tímto prvkem je již zmíněný zemní výměník tepla (dále jako ZVT) využívající teplo akumulované v zemském masivu, tedy pocházející z obnovitelného zdroje. Pro správnou funkci celého nízkoenergetického domu (dále jako

NED) nebo pasivního domu (dále jako PD) je nezbytné, aby všechny technické prvky pracovaly jako celek zcela bezproblémově, a v dané situaci zrovna tak, jak my potřebujeme. Dá se říct, že srdcem každého NED/PD je teplovzdušná a větrací jednotka s rekuperačním výměníkem tepla, která po celý rok zajišťuje v objektu příjemné vnitřní mikroklima. Na větrací jednotku je možné napojit i ZVT, v němž ohřátý/ochlazený vzduch následně změní vstupní parametry do ventilační jednotky, a tím určitě ovlivní její provoz. Dojde také i k jistému ovlivnění funkce rekuperačního výměníku tepla v ní umístěným (zimní provoz). Je proto dobré vědět, jaký vliv má ZVT na tak zásadní prvek, jakým je v NED a PD právě teplovzdušná a větrací jednotka.

Pro stanovení energetické spotřeby se používá několik způsobů. Od velice zjednodušených až po ty dokonalejší (tj. „přesnější“). Dnes se pomalu začínají využívat vysoce sofistikované metody, mezi něž patří i energetické simulace. Zmíněné energetické simulace postihují dynamické chování soustavy během určitého zvoleného časového úseku, většinou jím bývá celý kalendářní rok, nebo jsou to jednotlivé měsíce během roku. V našem případě byl pro řešení simulace použit software TRNSYS 16.1, za předpokladu určitých zjednodušení uvedených dále v textu (kapitola 7: Navržený model).



Obr. 1.1: Energetická spotřeba jednotlivých segmentů trhu (celkem: 145 EJ); „podle [26]“.



Obr. 1.2: Spotřeba energií v domácnosti a bytech; „převzato z [18]“.

2 NÍZKOENERGETICKÉ A PASIVNÍ DOMY

2.1 Pasivní dům

Je označení určitého standardu řešení budovy [25], který následně zajistí i určitý energetický standart. Abychom toho dosáhli, musíme při realizaci respektovat základní principy pasivního domu (viz dále). Při stavbě samotné musíme dbát hlavně na kvalitní provedení všech řemeslných prací. Nízkoenergetický dům vychází taktéž ze základních principů PD, výsledkem je ale „horší“ energetický standart.

„Pasivní“ se v tomto případě myslí pasivní využívání tepelných zisků [13], tedy těch které nejsou původně určené k vytápění. Dodržením základních principů PD dosáhneme požadované tepelné ochrany a tím zajistíme, že takto „snadno“ získaná energie se hned neztratí, a že ji z větší části všichni využijeme. Kvalitní obálka budovy a kvalitní výplně otvorů zajistí „vysoké“ povrchové teploty konstrukcí, pak můžeme objekt vytápět na nižší teplotu aniž by jsme pocítily tepelný diskomfort, přitom ale za nižších provozních nákladů.

2.1.1 Základní principy

Základní principy pasivního stavitelství jsou uvedeny v [25], nebo jsou přehledně shrnuty v pracích [13] a [20].

- *Optimalizace základních prvků:*
 - a) kompaktní tvar budovy,
 - b) orientace vzhledem ke světovým stranám,
 - c) tepelně-technické vlastnosti obálky budovy,
 - d) tepelně-technické vlastnosti výplní otvorů,
 - e) návrh řízeného větrání s rekuperací tepla.
- *Minimalizace tepelných ztrát a maximalizace tepelných zisků:*
 - a) tepelná ztráta prostupem tepla – použití kvalitnějších (silnějších) izolací obálky budovy, použití kvalitnějších výplní otvorů,
 - b) tepelná ztráta větráním – vzduchotěsné uzavření obvodové obálky objektu, použití těsných oken a dveří, nasazení nuceného systému větrání se zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu,
 - c) vhodně orientovaná okna optimální velikosti zajistí velké solární zisky.

2.1.2 Tepelné zisky

Pasivní tepelné zisky dělíme na vnější a vnitřní [13]. Mezi vnější zisky řadíme hlavně sluneční záření, to hraje podstatnou roli v energetické bilanci, a proto se ho snažíme co nejvíce využít (akumulovat). Cílem není maximalizovat solární zisky za každou cenu,

ale snížit spotřebu tepla na vytápění [25]. Potřebujeme je zajistit hlavně v zimním a přechodném období, naopak v letním období musí být jen takové, aby nedocházelo k přehřívání interiéru a nevníkl tak požadavek energie na chlazení objektu. Kvalita zasklení a orientace vůči světovým stranám je u PD zásadnější než množství prosklené plochy [25]. Vnitřní tepelné zisky reprezentuje teplo produkované lidmi a jeho činností, domácími mazlíčky, osvětlením, domácími spotřebiči a popř. další přítomnou technologií (provoz krbu). Požadavkem je také aby dům byl vybaven vytápěcím systémem, který dokáže vzniklé zisky (solární a vnitřní) zužitkovat a kvalitní regulací zajišťující to, že se nebude v místnosti topit, když jsou zisky schopné pokrýt její tepelnou ztrátu. Systém teplovzdušného cirkulačního vytápění s účinnou rekuperací tepla efektivně vyžije všechny tepelné zisky [29] a takto získané teplo se pak rovnoměrně vzduchem roznese do všech místností.

2.1.3 Kritéria hodnocení

Pro nízkoenergetické resp. pasivní domy byla výpočtem podle PHPP (*Passivhaus Projektierungs Paket*) stanovena následující tři kritéria hodnocení [13]:

- Roční měrná spotřeba tepla nepřesáhne hodnotu $50 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{a}$ resp. $15 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{a}$ (platí pro klimatické podmínky ve střední Evropě). Sem patří zejména tepelná energie pro vytápění a přípravu teplé vody.
- Celková neprůvzdušnost objektu n_{50} nepřesáhne hodnotu $1,0 \text{ h}^{-1}$ resp. hodnotu $0,6 \text{ h}^{-1}$. Udává, jaký objem vzduchu se vymění za hodinu, při tlakovém spádu 50 Pa z celkového objemu vzduchu v budově. Stanovuje se např. pomocí tzv. „Blower door“ testu, který se v ČR řídí normou ČSN EN ISO 13829 [5].
- Celková roční měrná spotřeba primární energie nesmí překročit hodnotu $250 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{a}$ resp. $120 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{a}$ (v evropských podmínkách). Jedná se o veškerou energii uvolněnou na krytí energetické spotřeby domu včetně ztrát v rozvodné síti a energie potřebné k její výrobě (vytápění, příprava teplé vody, chlazení, domácí spotřebiče, ...).

Dnes postavené novostavby budou jejich majitelé určitě využívat i za dalších nejméně 25 let, po dalších opravách (úpravách) jistě 50 let, a při dobré péči o ně nejspíše 100 i více let. Za tak dlouhou dobu se dá předpokládat i jistý vývoj cen energií (s největší pravděpodobností směrem nahoru). Z tohoto pohledu je vhodné při plánování a realizaci (rekonstrukci) domů myslet do budoucna a nové stavby stavět v lepším energetickém standardu než nyní. Budeme-li brát v úvahu celkové náklady, tedy investiční a provozní dohromady, tak se nízkoenergetické, ale spíše pasivní stavitelství stává již dnes výhodnější (včetně rekonstrukcí staveb) [14]. Přihlédneme-li také k jiným než energetickým souvislostem (zejména environmentálním), tak zjistíme, že NED/PD respektují i požadavky na tzv. „udržitelnou výstavbu budov“, která je součástí konceptu tzv. „trvale udržitelného rozvoje“. Trvale udržitelný rozvoj můžeme definovat jako: „rozvoj, který uspokojuje potřeby současnosti, aniž by omezoval možnosti budoucích generací uspokojovat jejich vlastní potřeby“ [2]. To můžeme chápat jako snižování energetické a materiální náročnosti budov s využitím efektivních technologií a převážně obnovitelných zdrojů energie (dnes ze 4/5 neobnovitelné). Použitím ZVT a dalších obnovitelných zdrojů energie (solární, větrné, atd.) snížíme i spotřebu měrné primární energie.

Postupně se zpřísnující požadavky v zahraničních normách a předpisech vedou k tomu, že nízkoenergetický standard se zde stává již běžným stavebním standardem. Realizaci pasivních staveb také postupně přibývá; např. Rakousko 2 000 PD, Německo 6 000 PD [15]

(data k roku 2004). V porovnání se stávající bytovou zástavbou spotřebují tedy pasivní domy pro svůj provoz o 85 až 90 % [13] méně energie. Energetická úspora oproti dnešním novostavbám splňujícím současné národní normy a předpisy vychází asi na 75 % [13]. Možná koncepce pasivního domu je uvedena na obr. 2.1.



Obr. 2.1: Pasivní dům; „převzato z [35]“.

3 VĚTRÁNÍ

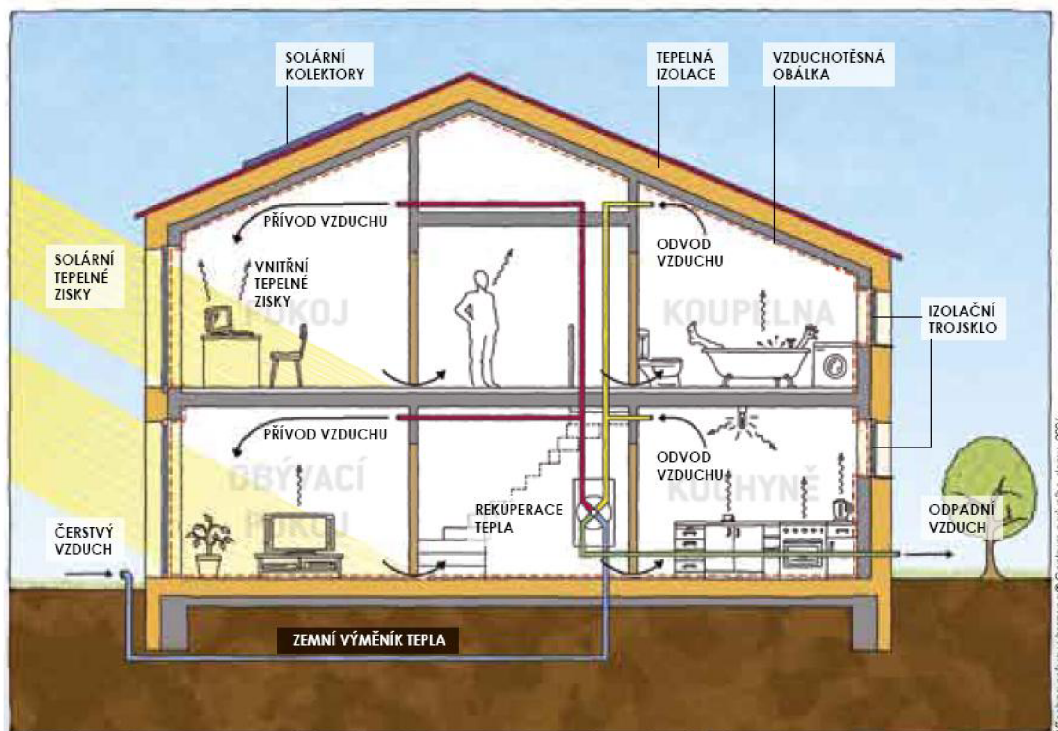
Větrání má zásadní význam na kvalitu vnitřního prostředí. Přívod čerstvého venkovního vzduchu je nezbytný k zajištění dávky kyslíku, potřebnému pro dýchání člověka (cca 6 až 9 m³/hod na 1 osobu [27]), ale z větší části je dnes potřebný ke snížení koncentrací škodlivin vznikajících v interiéru (prach, vlhkost, pachy apod.) [16]. Přiváděná dávka vzduchu se proto značně navyšuje, jako přijatelné množství se udává 25 m³/hod na 1 osobu [4]. Zvláště u dobře utěsněných objektů jakými jsou nízkoenergetické a pasivní domy je návrh kvalitního větracího systému zcela nezbytný.

Rozeznáváme větrací soustavy s přirozeným oběhem a větrací soustavy s nuceným oběhem vzduchu (nucené větrání). Přirozené větrání nepotřebuje žádné zařízení k vyvolání tlakového rozdílu, ten je zajištěn rozdílem hustot vzduchu uvnitř a vně budovy a také aktuálním působením větru. Větrání je značně závislé na existenci zmíněných rozdílů hustot, bez nich totiž nefunguje. U nuceného větrání je tlakového rozdílu docíleno pomocí ventilátorů, nezávisle na okolních podmínkách. Nucené větrání má i další výhody: přívodní vzduch můžeme upravovat (filtrovat, ohřívat, chladit), může upravovat obrazy proudění v místnosti, řídit tlakové poměry v budově (kontrola šíření škodlivin), podstatnou výhodou je možnost využití zpětného získávání tepla (ZZT) z odpadního vzduchu [6], což přirozené větrání neumožňuje. Podle toho kolik vzduchu přivádíme, nebo odvádíme rozlišujeme nucené větrání na: podtlakové (odvádíme více), přetlakové (přivádíme více) a na rovnotlaké (přivádíme stejně jako odvádíme).

Ve většině dnešních budov větrání zajišťuje infiltrace netěsnými spárami oken (nekontrolovaně) spolu s občasným otevíráním oken. U NED/PD je jen jediná možnost větrání, a to nuceným způsobem, kdy větrací a vytápěcí jednotka s rekuperací tepla umožňuje rovnotlaké, přetlakové i podtlakové větrání, dle aktuálně nastaveného režimu [29]. Zkušenosti s použitím řízeného větrání vedou k určitým doporučením [13]: obvodový plášť musí být vzduchotěsný, účinnost rekuperačního výměníku musí být vyšší než 75 %, rozvody by měli být co nejkratší, těsné, tepelně izolované a spotřeba energie na provoz VZT jednotky musí být nízká. Doporučuje se také rozdělení budovy na tři zóny [13] – přívod vzduchu (obytné místnosti), transport vzduchu (chodby, schodiště) a odtah odpadního vzduchu (koupelna, kuchyň, WC).

3.1 Kvalita vnitřního prostředí – mikroklima budov

Pro člověka má nejzásadnější význam vnitřní prostředí budov, protože v něm stráví během dne podstatnou část svého času, zejména pak prostředí pracovní (v produktivním věku v něm stráví asi 1/3 života). Vnitřní prostředí můžeme rozložit na několik významných složek [4]: tepelně-vlhkostní, mikrobiální, ionizační, aerosolové, odérové a toxické, dále pak světelné, akustické, elektromagnetické a další. Přičemž prvních šest zmíněných složek souvisí s existujícím vzduchovým polem [16] a můžeme je výrazně ovlivnit způsobem větrání. Podle činitelů jim příslušným pak můžeme dle [4] definovat tepelnou pohodu, vlhkostní pohodu, světelnou pohodu, akustickou pohodu, atd. Oproti stávající výstavbě je v NED/PD zajištěna vyšší kvalita vnitřního prostředí, což může být protiargument k vyšším pořizovacím nákladům na stavbu domu. Mikroklima v pasivním domě je uvedeno na obr. 3.1.



Obr. 3.1: Vnitřní prostředí v pasivním domě; „převzato z [25]“.

3.1.1 Tepelná a vlhkostní pohoda

Mezi hlavní složky vnitřního prostředí patří teplota a vlhkost. Působí totiž nejen na člověka (zdravý, spokojenost, atd.), ale i na technologii a materiály uvnitř budovy (životnost, spolehlivost, apod.) a také na budovu samotnou (životnost stavebních materiálů) [19]. Teplota a vlhkost vzduchu v budovách se navzájem úzce ovlivňují a podminují. Díky vyšším povrchovým teplotám obvodových konstrukcí je tepelné pohody dosaženo již při nižší teplotě vzduchu v interiéru. Teplovzdušná větrací a vytápěcí jednotka pružně reaguje na všechny tepelné zisky [29] a tak nedochází k přílišnému přetápění, nebo nedotápění místností. Regulace vlhkosti v interiéru je oproti regulaci teploty komplikovanější, záleží totiž na mnoha faktorech (vnitřní zisky vlhkosti, výměna vzduchu, vlhkost přiváděného vzduchu, atd.).

3.2 Neprůvzdušnost

Jedním ze základů PD je dokonalé vyřešení a realizace vzduchotěsné (neprůvzdušné) obálky budovy [25]. Ta je podstatným parametrem ovlivňujícím energetické vlastnosti budovy, která má „extrémně“ nízkou spotřebu tepla. Se vzrůstající tepelnou ochranou budov roste význam větrání. Množství přiváděného větracího vzduchu do místnosti je z projektu jasně daný a každé další dodávané množství (infiltrace) nad rámec požadované hodnoty sebou přináší i energetické požadavky na jeho následné ohřátí. Minimální množství nekontrolovaně dodávaného objemu vzduchu je také důležité pro správnou funkci řízeného větrání s rekuperací tepla [21]. „Vzduch, který proudí netěsnostmi v obálce budovy, neprochází výměníkem ZZT a nemůže tedy předat teplo čerstvému větracímu vzduchu. Přestože samotný výměník ZZT pracuje stále se stejnou účinností, jeho přínos k snížení potřeby tepla na

vytápění výrazně klesá.“ [5] Z tohoto důvodu se také zavedlo velice přísné kritérium celkové neprůvzdušnosti obvodového pláště budovy n_{50} používaném pro hodnocení NED/PD [22].

U přetlakového větrání dochází k exfiltraci vzduchu (opak infiltrace), kdy vnitřní teplý vzduch utíká netěsnostmi ven do exteriéru. Tento jev je doprovázen taktéž energetickou ztrátou jako v případě infiltrace, navíc zde ale hrozí nebezpečí kondenzace vzdušné vlhkosti na chladnějších konstrukcích, blíže venkovnímu prostředí. Vzniklý kondenzát se nemůže v zimních měsících všechen zpátky odpařit, tudíž se zde hromadí a výsledkem může být až narušení nosné obvodové konstrukce. V souvislosti s tím platí zásada, že směrem k exteriéru by se měl difúzní odpor zmenšovat, zajistí se tak snadnější přenos případně vzniklého kondenzátu, čímž prodloužíme i životnost celé stavby. Při následné realizaci stavby je nezbytný důkladný stavební dozor odborníka v oboru [22].

3.3 Zpětné získávání tepla

Myslí se tím využití energie obsažené ve vzduchu odváděném z budovy. V praxi se používá místo výrazu ZZT název rekuperace tepla. Za ZZT by se ale nemělo považovat využití tepelné energie v jiném než vzduchotechnickém procesu, či provoz VZT jednotky s cirkulací vzduchu [24]. Nazpět můžeme získávat jak teplo citelné (působící změnu teploty), tak i teplo latentní (vázané) při přenosu vlhkosti. Ve většině případů využíváme pouze zpětný zisk citelného tepla, přenos vlhkosti totiž umožňují jen některá zařízení. Podle způsobu kterak se teplo předává mezi přiváděným a odváděným vzduchem rozeznáváme systemy rekuperační (předání přímo přes stěnu) a systemy regenerační (předání do akumulární hmoty, pak následně do přiváděného vzduchu – možnost přenosu vlhkosti). První skupinu reprezentují zařízení s deskovými nebo trubkovými výměníky, druhou pak zařízení s rotačními výměníky, nebo zařízení přepínací. Pro ZZT můžeme taktéž využít výměníků lamelových s kapalinovým oběhem (okruhem), tepelných trubíc (přirozený oběh chladiva) a chladivových systémů s kompresorem (tepelná čerpadla – nucený oběh chladiva).

Běžně používané VZT jednotky v sobě mají zabudované buď deskové, nebo rotační výměníky tepla, ostatní druhy výměníků se pro své specifika používají méně často. Deskový protiproudý rekuperační výměník je uveden na obr. 3.2. Kanál z jedním proudem vzduchu je vždy z každé strany obklopen kanály druhého proudu vzduchu, tak se maximalizuje využití potenciálu daném v odpadním vzduchu. Oba proudy se tedy musí přivést do jediného výměníku, přičemž jsou od sebe odděleny pevnou stěnou, která zabraňuje jejich míšení (přenos škodlivin, apod.). Díky rekuperaci tepla se podstatná část tepelné energie přivede zpátky do budovy, tím se efektivně sníží tepelná ztráta větráním. Z naměřených vstupních a výstupních teplot do/z výměníku můžeme podle rovnice (1) stanovit základní účinnost zpětného zisku tepla [24] (za předpokladu stejného množství přiváděného a odváděného vzduchu). Při aplikaci v PD by měla být účinnost vyšší než 75 % [13].

$$\eta = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1)$$

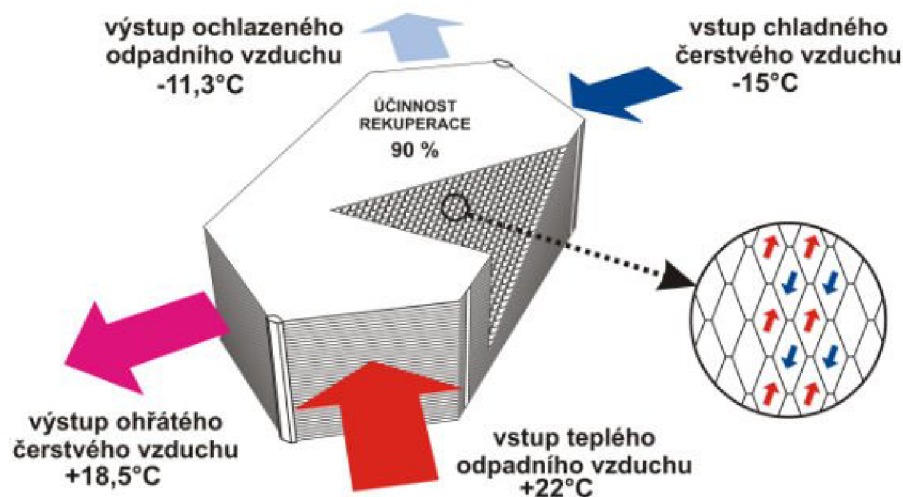
- kde: η [%] je účinnost (tepelná) zpětného získávání tepla

t_{e1} [°C] je teplota přiváděného vzduchu před výměníkem

t_{e2} [°C] je teplota přiváděného vzduchu za výměníkem

t_{i1} [°C] je teplota odváděného vzduchu před výměníkem

Funkční schéma protiproudového rekuperačního výměníku



Obr. 3.2: Deskový výměník pro rekuperaci tepla; „převzato z [29]“.

Při ochlazování odpadního vzduchu dochází v rekuperačním výměníku ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. U deskových výměníků nesmí být proto vstupní vzduch chladnější jak 0 °C, jinak hrozí zmrznutí kondenzátu. Následné ucpání kanálků výměníku může zapříčinit až jeho zničení, proto musí být zajištěna protimrazová ochrana rekuperačního výměníku [12].

Vzduch chladnější než 0 °C se před vstupem do výměníku předeřívá, aby jeho teplota stoupla alespoň na 0 °C; ohřátí se zajistí předřazenou elektrickou topnou, nebo teplovodním výměníkem. Protimrazová ochrana může být zajištěna také snížením, nebo dočasným vypnutím přívodu čerstvého vzduchu do jednotky. Tímto opatřením ale v objektu vznikne podtlak, který zapříčiní nasávání venkovního vzduchu přes netěsnosti v obálce budovy. Infiltrovaný vzduch neprochází VZT jednotkou, není v ní ohříván, a energie pro ohřev musí být kryta z vnitřních tepelných zisků. Jako nejúčinnější protimrazová ochrana se z tohoto pohledu jeví použití zemního výměníku tepla, který naproti tomu můžeme využít i pro letní chlazení vzduchu (to jiná ochrana neumožňuje) [12]. Bez zařízení pro ZZT nejsme prakticky schopni dosáhnout požadované hodnoty měrné spotřeby tepla pro hodnocení nízkoenergetických a pasivních domů [25].

Význam větrání roste také při rekonstrukcích stávajících budov. Použitím nových těsných oken vzniká zásadní problém s přirozenou výměnou vzduchu, tedy i následnou možností odvodu škodlivin z interiéru (vlhkost), na kterou byl uživatel u starých netěsných oken dosud zvyklý. Výrobci oken z tohoto důvodu zavedli na trh okna s dodatečnou větrací štěrbinou tzv. „mikroventilací“, která zajistí alespoň minimální hygienické množství čerstvého vzduchu, jako dosud stará okna [30]. Takto uměle zvýšená infiltrace oken jde proti myšlence snížení tepelných ztrát větráním. Druhá možnost spočívá v aplikaci řízeného větrání budovy, přičemž tato varianta je výhodná pouze u rozsáhlejších rekonstrukcí (vícenáklady na VZT systém).

4 TEPLOVZDUŠNÉ VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ

4.1 Popis

Na rozdíl od klasických otopných soustav, kde je většinou nosičem tepelné energie voda, nebo také pára, je u teplovzdušného vytápění teplonosným médiem vzduch. Podle toho, jak je zajištěno krytí ztrát větráním a prostupem tepla, rozeznáváme teplovzdušné větrání a teplovzdušné vytápění [6]. Při teplovzdušném větrání se do místností či celého objektu přivádí minimálně množství čerstvého vzduchu dané doporučenou intenzitou výměny vzduchu, přičemž přiváděný vzduch má stejnou teplotu, jako je požadovaná teplota v interiéru. Tepelné ztráty prostupem zajišťuje jiný systém, nejčastěji otopná soustava s otopnými tělesy, podlahová či stěnová otopná soustava, nebo jejich kombinace. U teplovzdušného vytápění je teplota přiváděného vzduchu vyšší, tak aby se pokryla i ztráta prostupem tepla [31].

Díky svým fyzikálním vlastnostem (viz tab. 4.1) je vzduch oproti vodě horším nosičem energie (objemová tepelná kapacita). Při návrhu musíme zohlednit i určité limitující faktory [30]. Hlavním limitujícím faktorem je teplota přiváděného vzduchu, ta je z hygienických důvodů omezena na 50 °C, jinak na výměníku dochází k termickému rozkladu prachových částic ve vzduchu (zhoršuje se tak jeho kvalita). Mezi další faktory patří požadované hygienické množství vzduchu na osobu, tepelná ztráta místností, distribuce po celém objektu, apod. Uvažujeme-li minimální dávku 30 m³/h na člověka, nejvyšší teplotu přiváděného vzduchu 50 °C, teplotu v interiéru 20 °C, tak při podlahové ploše 30 m² vychází maximální topný výkon 10 W/m², ten je přitom nezávislý na klimatických podmínkách [13].

Tab. 4.1: Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu; „podle [30]“.

Parametr	Voda	Vzduch
měrná tepelná kapacita c [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	4,186	1,010
hustota [kg·m ⁻³]	980	1,28
objemová tepelná kapacita C [kJ·m ⁻³ ·K ⁻¹]	4 102,28	1,293
teplotní spád používaný pro vytápění obytných budov ΔT [K]	10 až 25	20 až 30

Z důvodu omezeného výkonu se teplovzdušné vytápění nehodí do starších budov s velkou tepelnou ztrátou, velkou akumulací hmotou konstrukcí a chladnými sálajícími povrchy (okna) [30]. Dnes se proto u nás tento druh vytápění využívá jen v průmyslových objektech (výrobní haly, sklady, ...) a velkých rozlehlých místnostech (zasedací místnosti, kinosály, výstavištní plochy, ...) [6]. U budov s velmi nízkou spotřebou tepla se může zcela upustit od klasických způsobů vytápění a výhodně použít zařízení zajišťující zároveň vytápění a větrání tj. systém teplovzdušného vytápění [13].

S přihlédnutím všech tepelných zisků u pasivních domů postačí k vytápění a větrání pouze jediný systém. V případě nízkoenergetických domů, není při velmi nízkých venkovních teplotách zaručeno, že topný výkon vzduchu postačí pokrýt veškerou tepelnou ztrátu. Z těchto důvodů se zde instaluje záložní vytápěcí systém, většinou nízko teplotní podlahové topení,

nebo krbová vložka s teplovodním (teplovzdušným) výměníkem [25]. Vždy by se ale mělo jednat o jednoduchý systém, správně dimenzovaný na daný objekt a jeho navrhované využití s nízkými pořizovacími náklady (krátká návratnost investice) [20]. S realizací teplovzdušného vytápění můžeme použít i dalších prvků a možností umožňujících snižování spotřeby energie jako je např. zařízení pro ZZT (rekuperace), zemní výměník tepla, či využití funkce cirkulačního provozu vytápění v zimě. Možné řešení tohoto systému vytápění a větrání (viz dále) je patrné z obr.4.1.

Doporučuje se rozdělení budovy na tři zóny: přívod vzduchu do místností s nízkým vývinem škodlivin (obytné místnosti); transport vzduchu přes mezeru pod bezprahovými dveřmi či mřížkami ve dveřích, nebo ve stěně do chodby, nebo schodiště a odtah vzduchu z prostor s vyšším znečištěním jako je koupelna, WC a kuchyň [13].

4.2 Zdroje tepla

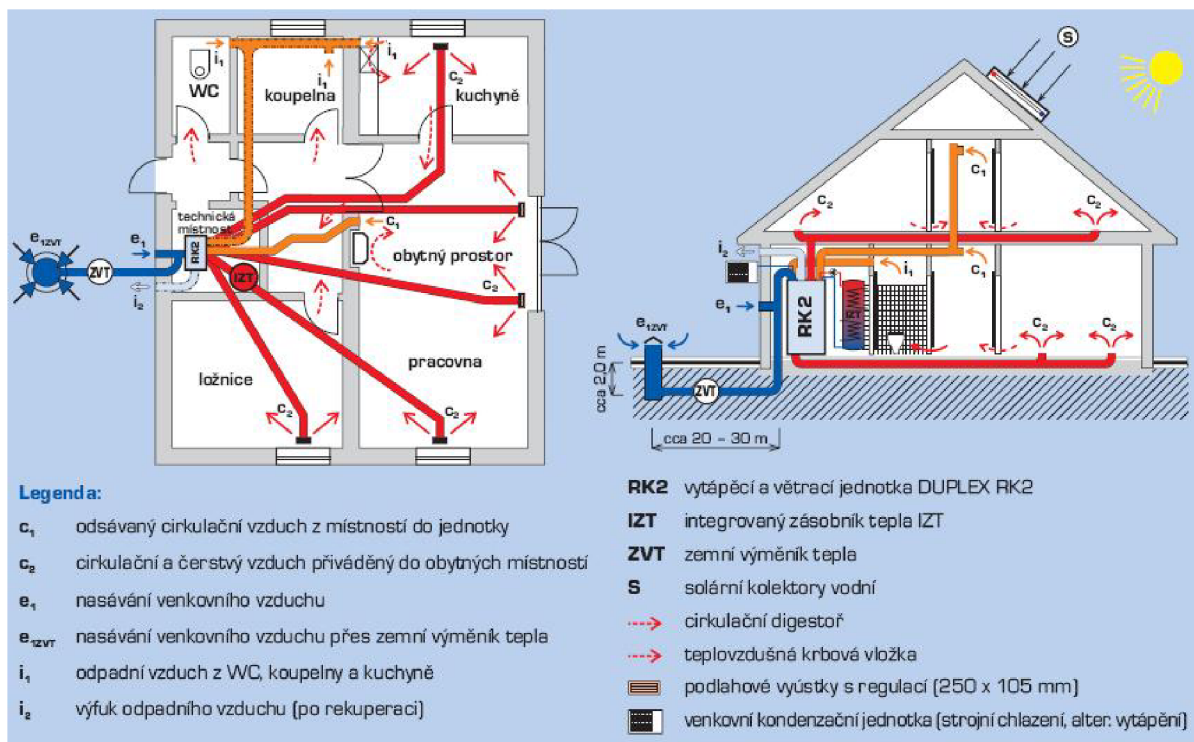
Vezmeme-li v úvahu rekuperaci tepla, tak pro dohřátí vzduchu za rekuperačním výměníkem potřebujeme jen minimální množství energie. Tento dohřev je výhodné zkombinovat se systémem na ohřev teplé vody [13]. Zařízení na ohřev teplé vody je totiž naplno využito jen několikrát během roku a jeho potřebný výkon je i podstatně vyšší než potřebný výkon k ohřevu (dohřevu) vzduchu [21]. Po většinu času může být zařízení využito pro dohřev vzduchu. Zařízení se tedy dimenzuje na základě požadavků na přípravu teplé vody, dohřev vzduchu je vedlejší produkt. Nízkoteplotní ohřivač je napojen přímo na topný systém se zdrojem tepla, nebo častěji se využívá zdroje tepla z akumulárního zásobníku. Do této akumulární nádoby můžeme napojit hned několik zdrojů tepla, pak hovoříme o tzv. integrovaném zásobníku tepla (IZT). Mimo klasických zdrojů energie využíváme s výhodou zdrojů obnovitelných, které nám snižují měrnou spotřebu primární energie [13].

4.3 Teplovzdušná vytápěcí a větrací jednotka pro nízkoenergetické a pasivní rodinné domy

Moderní koncepce teplovzdušného vytápění vhodné pro NED a PD spočívá v dvojjónovém uspořádání okruhů vzduchotechnických rozvodů [29]. Primární okruh zajišťuje cirkulační teplovzdušné vytápění s přívodem čerstvého vzduchu do každé obytné místnosti. Sekundární okruh naproti tomu zajišťuje zcela oddělené odvětrání sociálních zařízení (WC, koupelna), kuchyní případně šaten s rekuperací tepla. Při větrání je do cirkulačního vzduchu přimíchán čerstvý venkovní vzduch po rekuperaci tepla, ten je pak rovnoměrně přiveden do každé místnosti. Přiváděný vzduch může být chlazen strojně, nebo výhodněji přes ZVT [29]. Vzduch se do místností přivádí podlahovými mřížkami (vyústění může být i pod stropem či v okenním parapetu), odváděný vzduch se odsává pomocí talířových ventilů umístěných ve stěně, nebo ve stopu. Provedení dvojjónového uspořádání teplovzdušného vytápění a větrání je názorně vidět na obr. 4.1.

Oba okruhy VZT rozvodů jsou zavedeny do společné vzduchotechnické jednotky. Jednotka je vybavena předfiltrem z tahokovu, filtrem cirkulačního vzduchu, nízkoteplotním teplovodním výměníkem, kulisovým tlumičem hluku, cirkulačním nízkootáčkovým ventilátorem, ventilátorem odpadního vzduchu, klapkami a hlavně protiproudým deskovým rekuperačním výměníkem tepla. Zmíněné VZT jednotky pro pasivní a nízkoenergetické domy u nás vyrábí např. firma ATREA s.r.o. pod názvem DUPLEX RK2 (viz obr. 13.1 přílohy).

Jednotka umožňuje chod v několika provozních režimech [29]: 1) rovnotlaký větrací režim, 2) cirkulační vytápěcí a větrací režim, 3) cirkulační vytápěcí režim s nárazovým větráním, 4) větrací režim podtlakový, 5) větrací režim přetlakový, 6) cirkulační režim chlazení (strojně nebo přes ZVT). Režimy a další parametry si volí uživatel buď ručně na regulátoru, nebo se systém ovládá centrálním řídicím systémem signály 0 – 10 V [29].



Obr. 4.1: Teplovzdušné vytápění a větrání v PD; „převzato z [29]“.

4.3.1 Výhody

Výhody teplovzdušného vytápění jsou přehledně shrnuty v práci [29].

- Možnost krytí potřeby tepla pro větrání a vytápění celého objektu jediným systémem.
- Záruka hygienicky nutných trvalých výměn vzduchu bez nutnosti otevírat okna (zamezení šíření hluku a omezení vnikajícího prachu z venkovního prostředí).
- Kontrola kvality vzduchu v interiéru (čistota, teplota, vlhkost), trvalá cirkulace přes účinné filtry v jednotce se vnitřní vzduch dokonale čistí od prachu.
- Rychlá reakce na externí a interní tepelné zisky (dokáže rychleji reagovat na změnu výkonových požadavků), umožňuje dokonalé využití solární energie (tepelných zisků) pro všechny místnosti.
- Úspora až 90% nákladů na větrání (díky rekuperaci tepla).
- Možnost integrace solárních vzduchových systémů (vzduchových, okenních kolektorů).
- Možnost instalace zemního výměníku tepla pro zimní předehřev a letní předchlazení vzduchu (do výkonu 2,5 kW nahrazuje strojní klimatizační zařízení).

4.3.2 Nevýhody

Hlavní nevýhody jsou uvedeny v práci [30], nebo také v práci [31]. Problematice vlhkosti při cirkulačním teplovzdušném vytápění se věnují práce [27] a [28].

- Velké investiční náklady. Máme-li ale spojené větrání a vytápění do jednoho systému, tak zcela odpadají náklady na systém vytápění a investiční náklady pak mohou být obdobné, nebo i menší než při realizaci dvou oddělených systémů [21].
- Fyzikální vlastnosti vzduchu vedou k větším dimenzím vzduchových rozvodů při teplovzdušném vytápění a následně i k většímu zásahu systému do stavby. Během modernizace starších budov se mohou vyskytnout problémy s umístěním vzduchovodů.
- Teplovzdušné vytápění se obtížně kombinuje s tradičním centrálním zdrojem na pevná paliva. Řešením je použití akumulční nádrže (integrovaného zásobníku tepla), z které se pak odebírá teplá voda pro výměník ve VZT jednotce.
- Při zimním ventilačním provozu nastává problém s nízkou relativní vlhkostí v interiéru budovy. Řešením je cirkulační provoz, kdy se při velmi nízkých venkovních teplotách pro vytápění využije cirkulační vzduch odsávaný většinou z chodby, nebo schodiště. Čerstvý venkovní vzduch (minimální hygienické množství) se do objektu přivádí jen v určitých časových intervalech (např. 5 minut 1x za hodinu).
- Odlišné vnímání tepelné pohody.

5 ZEMNÍ VÝMĚNÍK TEPLA

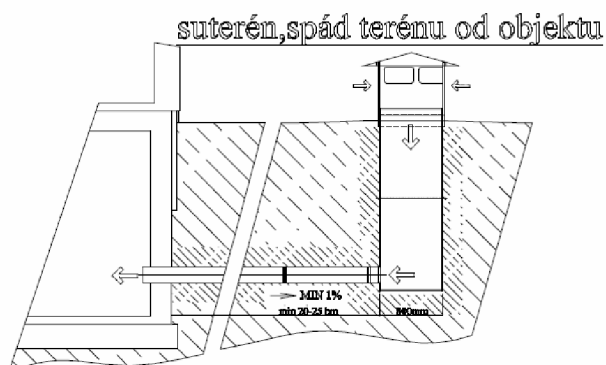
Pro předehřev vzduchu v zimě a pro předchlazení vzduchu v létě se dá s výhodou použít zemní výměník tepla (ZVT) [29]. Zimní předehřev slouží také jako protimrazová ochrana rekuperačního výměníku větrací jednotky, letní předchlazená zase přispívá k přirozenému klimatizování objektu [23]. Výměník využívá teplo zemském polomasivu nakumulovaného v průběhu roku. Teplo pochází převážně ze sluneční energie dopadající na povrch země a z tepelného toku z nitra země (malý podíl). Díky akumulaci schopnosti zeminy se teplota v jisté hloubce pod povrchem mění v průběhu roku jen nepatrně (viz kapitola 7.3). Existují dva způsoby jak tohoto jevu využít, a to jednak přímo, nebo zprostředkovaně [29]. Způsob přímého využití reprezentuje vzduchový ZVT, nepřímého způsobu využívá solankový ZVT.

5.1 Vzduchový zemní výměník

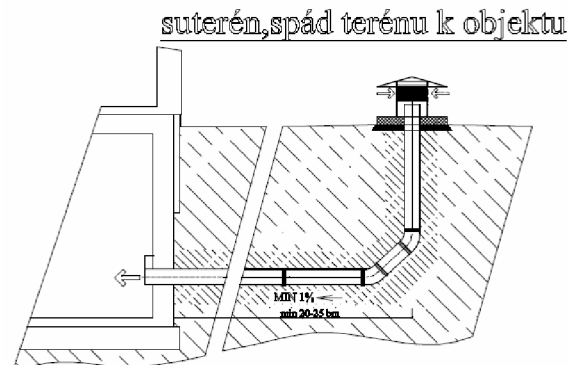
Potrubím, nebo potrubním systémem uloženým v jisté hloubce pod povrchem prochází čerstvý venkovní vzduch. Proudící vzduch odnímá, nebo předává teplo obklopující zemině, dle aktuálních teplotních poměrů vstupujícího venkovního vzduchu a teplotního rozvrstvení zeminy. Ten prochází nejprve vstupní (kontrolní) šachtou s nadzemním krytem a filtry, pak teprve následuje průchod přes potrubí (potrubní systém) do ventilační jednotky (viz obr. 5.1). Vzduch si skrz výměník nasává sama jednotka, takže se nemusí instalovat žádný přídavný ventilátor. Pro běžné rodinné domy se používá potrubí z PVC, PP nebo PE [12] (s hladkým povrchem) o průměru 15 až 25 cm [29], délky 25 až 45 m [12] a potrubí je zakopáno v hloubce 1,5 až 2 m [12]. Kontrolní šachta je z kruhového potrubí o \varnothing 800 mm, materiál je většinou PP [12]. Potrubí může být vedeno napřímo (popř. i s mírnými zlomy), může tvořit okružní trasu kolem objektu (u novostavby odpadají výkopové práce), nebo registr (tzv. Tichelmannův princip zapojení) [11]. Odstup mezi potrubími resp. od okraje stavby by měl být minimálně 1 m [11]. Pro maximální využití potenciálu akumulovaného tepla by měl být u obou variant obsyp kolem potrubí výměníku tvořen vlhkou jílovitou zeminou [23] (zhuťnou), nebo zeminou s podobnými vlastnostmi (vysoká tepelná vodivost, vysoká objemová kapacita; viz kapitola 7.2), v zásadě se nedoporučuje obsyp pískem či štěrkem (velký podíl vzduchových mezer – odpor proti vedení tepla).

Potrubí musí být přístupné pro pozdější kontrolu a hlavně čištění (1× ročně). K tomu slouží kontrolní šachta, nadzemní kryt šachty je vybaven dvoustupňovou filtrací. První stupeň filtrace (hrubá) je řešen pomocí mřížky z tahokovu, nebo plastové vstupní sítky, následující druhý stupeň (jemná) tvoří výměnná filtrační tkanina třídy G4. Filtrace slouží jednak jako zábrana proti vnikání prachu, pylu a hmyzu do ZVT, ale také k zamezení znečištění potrubí a tím k jeho následujícímu snadnějšímu čištění. Kryt nasávací šachty s přesahem stříšky také zamezuje vnikání vody (deště) do výměníku. Nasávací místo by mělo být tam, kde nehrozí nasátí vlhkého, či jinak kontaminovaného vzduchu (kompost, kanalizace, atd.) a nemělo by probíhat v bezprostřední blízkosti země, zde pak hrozí nasátí větrem zviřeného prachu, listí a mikroorganismů [17]. Zvolit by se mělo ale přístupné místo, pro nutnost výměny filtrů (min. 2× za rok); mělo by se také zajistit, aby se k němu nedostaly nepovolané osoby, které by mohly zařízení poškodit. Pokud je objekt podsklepený, tak pro přístup k potrubí můžeme

využit i sklepní prostor [29], odpadá tak náklad na kontrolní šachtu, nadzemní kryt s filtry zůstává (obr. 5.2). Čištění se provádí protahováním čistícího přípravku namočeném v desinfekčním roztoku pomocí vestavěného ocelového/silonového lanka, dle podmínek a stavu ZVT [23], nebo vysokotlakým proplachováním vodou (k tomu musí být potrubí předem dimenzováno) [11].

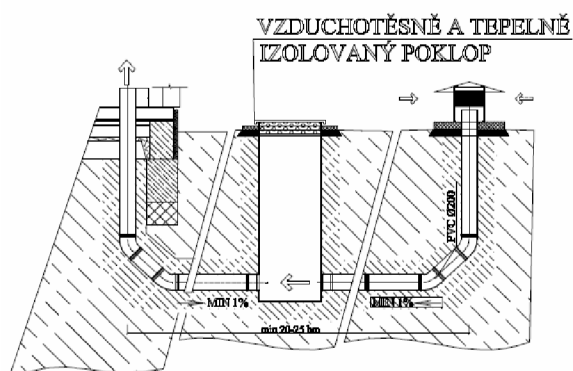


Obr. 5.1:



Obr. 5.2:

zákl. deska, spád terénu k objektu



Obr. 5.3:

Obr. 5.1: Přístup pomocí kontrolní šachty (podsklepený objekt).

Obr. 5.2: Přístup ze sklepního prostoru (bez kontrolní šachty).

Obr. 5.3: Přístup pomocí kontrolní šachty (nepodsklepený objekt).

„Převzato z [29]“

V průběhu roku nastanou i situace, kdy je např. v letním období venkovní teplota nižší než maximální požadovaná vnitřní teplota, a tudíž použití ZVT může být kontraproduktivní. Totéž můžeme konstatovat i pro zimní období, kdy je teplota venkovního vzduchu vyšší než teplota země, v níž je potrubí uloženo. Pro tyto případy se vzduch do jednotky nasává přímo z fasády přes protidešťovou žaluzii a typovou tvarovku „T“ s klapkami, servopohonem a automatickým řízením podle čidla venkovní teploty umístěného na severní fasádě domu [29]. Teplotní interval, kdy je venkovní vzduch nasáván přímo z fasády udává literatura různě, např. (0 až 25) °C [23], (-4 až 24) °C [17], nebo také (2 až 20) °C [29], v ostatních případech se procházející vzduch ohřívá/ochlazuje pomocí ZVT. Optimalizuje se tak energetická náročnost větrání a docílí se i částečné regenerace země.

Jak bylo zmíněno dříve, rekuperace tepla z odpadního vzduchu funguje jedině tehdy, pokud není rekuperační výměník zamrzlý. Při návrhu se tudíž vychází ze zimního provozu za požadavku, aby teplota na vstupu do rekuperačního výměníku i za nejnižších teplot byla nad bodem mrazu [11]. Požadované změny teploty je dosaženo dostatečným setrváním vzduchu v potrubí, proto by rychlost proudění vzduchu uvnitř trubky měla být nižší než 3 m/s [11], nejlépe by se měla pohybovat mezi 2 až 1,5 m/s [11], popř. i nižší. Pro zvolený průtok tomu pak odpovídá určitý průměr potrubí, vždy by však měl nastat turbulentní režim proudění, který zajistí intenzivnější přestup tepla. Lepší je z tohoto pohledu potrubí o menším průměru

(větší počet potrubí – větší náklady na výkopové práce) [11], zde ale narážíme na problém se zvyšující se tlakovou ztrátou a tím rostoucí spotřeby energie pro pohon sacího ventilátoru. Naopak se zvětšujícím se průměrem klesá tlaková ztráta, ale na úkor poklesu předaného tepla ze zeminy (pokles součinitele přestupu tepla z trubky do vzduchu). Při návrhu by jsme měli vzít v potaz optimální poměr mezi tlakovou ztrátou, hodnotou prostupu tepla, rychlostí proudícího vzduchu a investičními náklady [11], tedy najít určitý kompromis.

Při návrhu musíme také respektovat určitá specifika, kterými zajistíme správnou funkci a předejdeme případným problémům při provozu zařízení. Hlavním požadavkem, zejména z hygienických důvodů, je těsnost potrubí [11] vůči pronikání spodní vody a zemním plynům (radon a jeho dceřiné produkty). Prouděním vzduchu uvnitř potrubí vzniká podtlak, který by netěsnostmi nasával vodu nebo plyny a tím znehodnocoval kvalitu přiváděného čerstvého vzduchu do objektu. Pozdější oprava netěsností je možná pouze vykopáním a následným vybudováním nového ZVT. Vodotěsný a plynotěsný musí být také vstup ZVT přes konstrukci do objektu. Závisí také na materiálu použitého potrubí, jak dobře se přes něj teplo dostane na vnitřní povrch potrubí a následně pak do vzduchu. To je dáno součinitelem tepelné vodivosti trubky. Pokud použijeme trubku s menší tepelnou vodivostí, tak pro dosažení stejného tepelného výkonu musíme nedostatek kompenzovat větší délkou potrubí. Zcela nevhodné jsou koextrudované trubky [11] tj. potrubí s pěnovým jádrem, to má totiž dobré tepelně-izolační vlastnosti, které jsou pro danou aplikaci nevhodné. Materiál potrubí by měl také vykazovat vysokou kruhovou a podélnou pevnost [11], která zajistí tvarovou stálost při hutnění zeminy a následnému zabránění zvlnění potrubí (odvod kondenzátu) či porušení těsností spojů (vniknutí spodní vody, radon apod.).

V letním období nastávají situace, kdy má povrch trubek teplotu nižší než je teplota rosného bodu (při parametrech vzduchu na sání), tudíž při ochlazení vzduchu z něj kondenzuje přebytečná vlhkost. Vzniklý kondenzát stéká ze stěn potrubí a drží se na dně trubek, z tohoto důvodu musí být potrubí vedeno s mírným spádem cca 2 % [29] do sifonu se zápachovou uzávěrkou, či do sběrné šachty. Pokud na to při pokládce potrubí opomeneme hrozí následné znehodnocení vzduchu zápachem, nebo tím v horším případě vytvoříme vhodné podmínky pro vznik a vývoj bakterií, které působí negativně na lidské zdraví. Množství vzniklého kondenzátu lze vypočítat, nebo přibližně stanovit např. z Mollierova *i-x* diagramu.

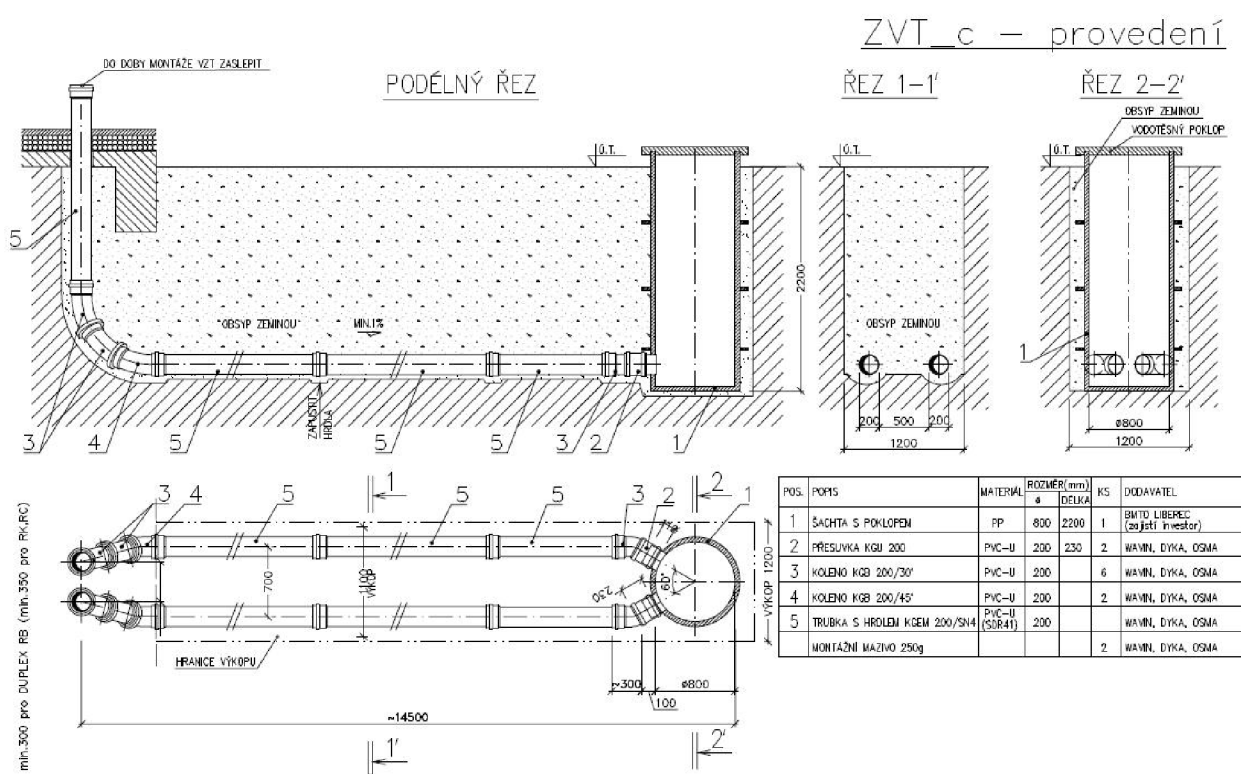
Podle dosavadních praktických zkušeností je pomocí jednoho zemního výměníku tepla při optimálních podmínkách možno vzduch v zimě ohřát o 20 °C [11] (výstupní teplota vzduchu z výměníku asi o 2 až 3 °C [17] nižší než teplota zeminy) a v létě ochladit až o 12 °C [11] (výstupní teplota o cca. 2 °C [17] nad teplotou zeminy). Optimální využití ZVT zajistí kvalitní regulace.

5.1.1 Přímé provedení (klasický ZVT)

U přímého provedení zemního výměníku tepla se vzduch nasává z nadzemního krytu s filtry, prochází kontrolní šachtou do potrubí, či potrubní sítě a následně je pak nasán do jednotky VZT [23]. Pokud je kontrolní místo ve sklepě (nemusí být kontrolní šachta), je vzduch nasáván přímo přes nadzemní kryt do potrubní sítě. Ukázky možného provedení jsou patrné z obr. 5.1 až obr. 5.3. Je-li venkovní teplota mezi 0 až 25 °C, venkovní vzduch se nasává přes venkovní žaluzii přímo do VZT jednotky [29].

5.1.2 Cirkulační provedení (ZVT-c)

Zásadní rozdíl oproti přímému vzduchovému výměníku je v tom, že vzduch se vždy nasává přímo přes venkovní žaluzii [23]. Pak teprve dle aktuální venkovní teploty pokračuje přímo do jednotky, nebo nejprve prochází přes ZVT a pak je následně nasán do větrací jednoty. Jelikož jsou v zemi uložena dvě potrubí nad sebou, popř. vedle sebe (vytvoření cirkulační smyčky), může být výkop ZVT oproti přímému provedení o polovinu kratší. Cena výkopových prací se tím sníží také asi na polovinu. Cirkulační provedení oceníme zejména v letním období, kdy cirkulační smyčkou ochlazujeme teplý vnitřní vzduch (tepelná zátěž) na příjemnou teplotu. Do zeminy tím nazpět dodáváme tepelnou energii, kterou opět využijeme při zimním provozu (regenerace zeminy). Pro dodržení hygienických podmínek je čerstvý venkovní vzduch pak nasáván už jen v určitých pravidelných cyklech [29]. Součástí výměníku je taktéž kontrolní šachta s vzduchotěsným krytem. Z šachty je přístup k vzduchovému potrubí, slouží k odvodu kondenzátu a pro pravidelnou kontrolu a čištění (1× ročně). Možné provedení je patrné z obr. 5.4.



Obr. 5.4: Zemní výměník tepla – vzduchový, cirkulační provedení; „převzato z [29]“.

5.2 Solankový zemní výměník (ZVT-s)

Oproti vzduchovému ZVT se u této varianty vzduch ohřívá nepřímou, a to pomocí zprostředkující teplotnosné kapaliny (nemrznoucí), viz obr. 5.5. Výměník je tvořen uzavřeným potrubním (kapalinovým) okruhem tvořícím zemní plošný kolektor. Součástí okruhu jsou i „standardní“ topenářské prvky: čerpadlo, expanzní nádoba, pojistný ventil, vypouštěcí ventil, odvzdušňovací ventil a zpětná klapka, které zajišťují funkci celého systému [29].

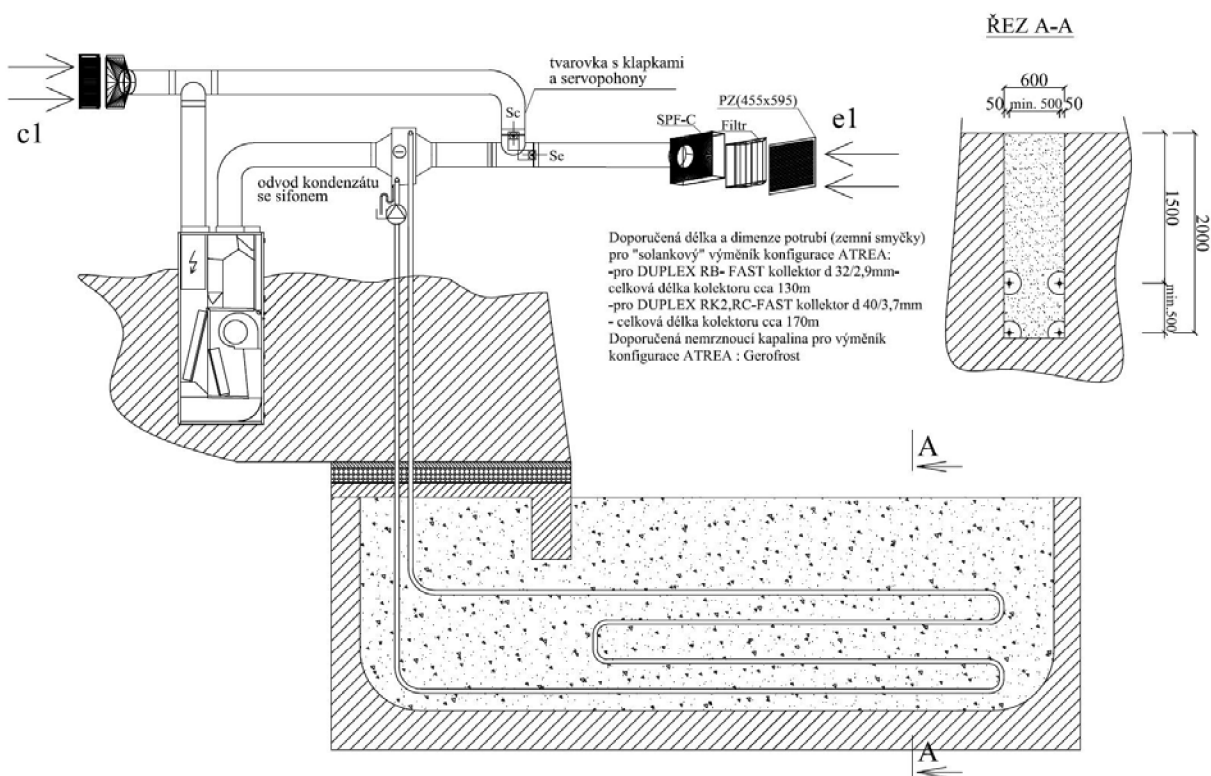
Nemrznoucí kapalinou může být solanka, nebo speciální směs [12], ta se musí jednou za 6 až 8 let kompletně vyměnit (degradace vlastností).

Potrubní systém mohou pro rodinné domy tvořit 32 mm široké PE hadice [12], běžně používané na přípojky pitné vody. Solankové vedení o délce 100 m uložené v hloubce 1,5 až 2 m postačí k předehřevu 200 m³/h nasávaného vzduchu [12]. Potrubí může být položeno i několikrát vedle sebe, při dodržení minimálního odstupu 50 cm mezi sebou [12]. Také u solankového provedení vzniká v letních měsících na výměníku jisté množství kondenzátu, proto musí mít výměník jímku a odvod kondenzátu přes sifon do kanalizace.

Jelikož je vzduch ohříván zprostředkovaně, odpadají nám částečně starosti s hygienou a problémy s ní spojené (spád potrubí, složitý odvod kondenzátu, apod.). Pro kontrolu a následné čištění (oproti vzduchovému ZVT snazší – větší kompaktnost) je v potrubí vyžadován inspekční otvor [12]. Jako ostatně u všech systémů i zde je požadavek kvalitní regulace. Je-li venkovní teplota mezi 0 až 25 °C, venkovní vzduch se nasává přes venkovní žaluzii přímo do VZT jednotky [29].

Schéma "solankového" cirkulačního chlazení RK2 - ATREA

var.1: zapojení se samostatným chladičem (výměníkem) a filtrem ve fasádě

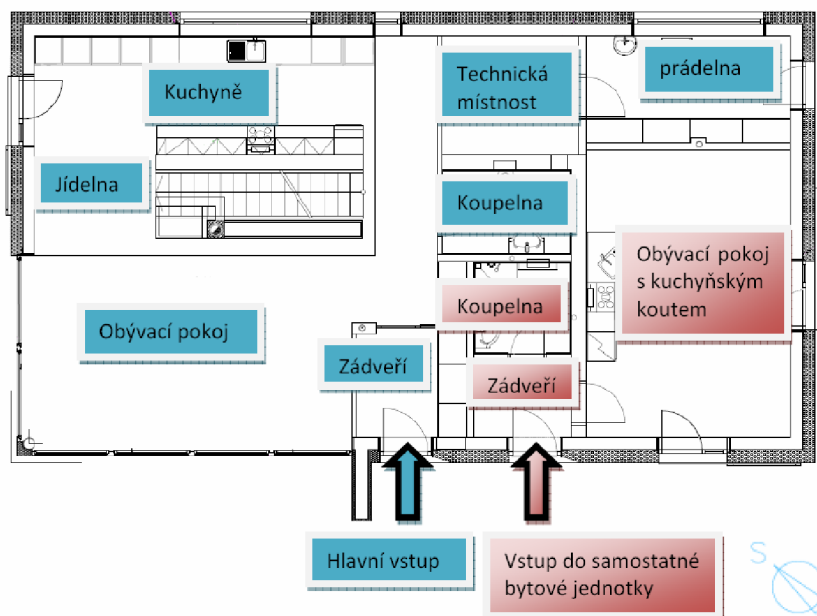


Obr. 5.5: Zemní výměník tepla – solankový; „převzato z [29]“.

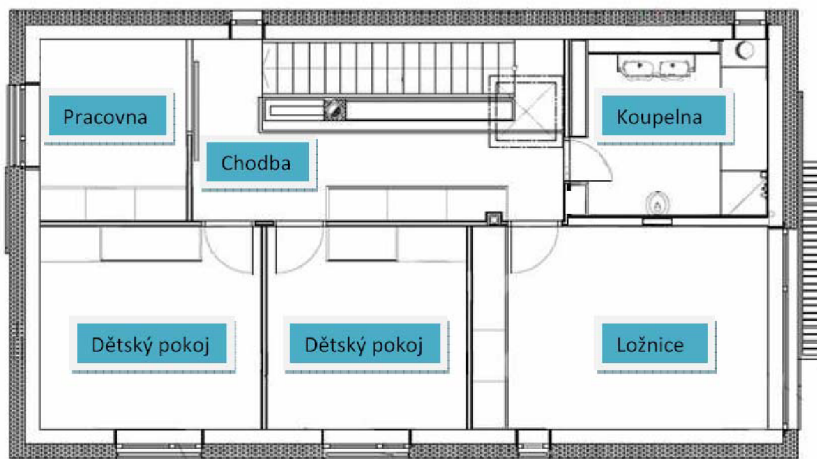
6 NÍZKOENERGETICKÝ DŮM VE STUDÉNCE

6.1 Popis

Zkoumaný NED se nachází ve městě Studénka (okres: Nový Jičín), výpočtová venkovní teplota $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, číslo budovy B 12 ($\text{Pa}^{0,67}$). Jedná se o dvoupodlažní nepodsklepený dům s dvěma samostatnými bytovými jednotkami. Dispozice jednotlivých podlaží je patrná z obr. 6.1 a obr. 6.2. Půdorysné rozměry objektu jsou $16,37\text{ m} \times 9,25\text{ m} \times 16,50\text{ m}$, zastavěná plocha je $150,4\text{ m}^2$ a zpevněná plocha je $160,7\text{ m}^2$ [10]. Domek je zastřešen plochou střechou. Okna jsou plastová zdvojená otevíraná a sklopná (zasklení: izolační dvojsklo).



Obr. 6.1: Dispozice 1. NP; „převzato z [10]“.



Obr. 6.2: Dispozice 2. NP; „převzato z [10]“.

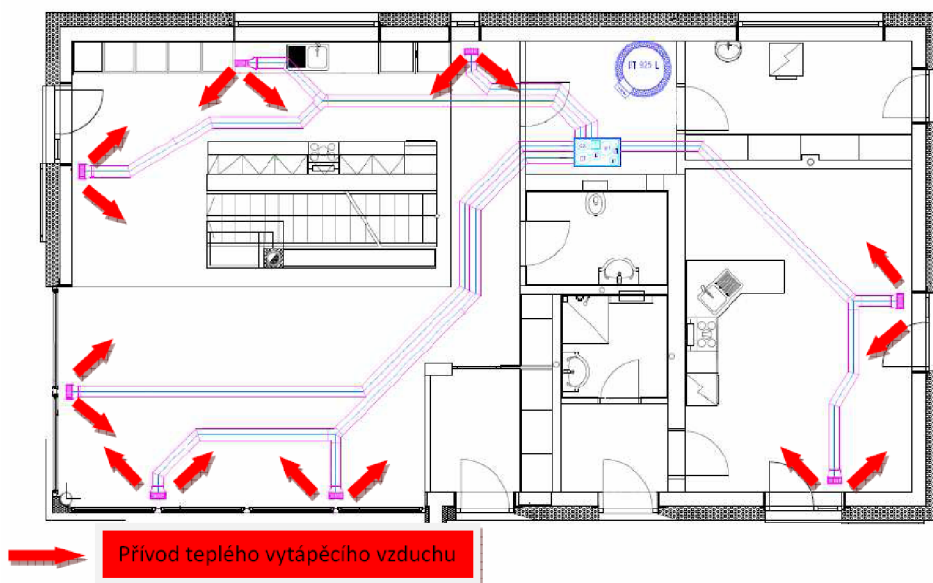
Hlavní nosné konstrukce jsou provedeny z tvárníc SENDWIX tl. 240 mm, nosné příčky v 1. NP (přesazení 2. NP) jsou zhotoveny ze stejného materiálu tl. 300 mm, nenosné příčky jsou provedeny z tvárníc YTONG tl. 100 mm nebo 150 mm [43]. Příčky v 2. NP tvoří sádkartonová stěna tl. 100 mm (vložená minerální tepelná izolace ORSIL tl. 75 mm), hlavní nosná konstrukce je shodná s 1. NP. Tepelná izolace obvodových konstrukcí je zajištěna kontaktním zateplovacím systémem z Polystyrenu EPS tl. 240 mm (lepený a mechanicky kotvený). Podlahy jsou tepelně izolovány expandovaným pěnovým Polystyrem tl. 150 mm v 1. NP a tl. 100 mm v 2. NP. Zateplení střechy je tvořeno deskami s Polystyrenu EPS kotvenými do střešní konstrukce, v celkové tl. 320 mm.

6.2 Technická zařízení

6.2.1 Větrání

Větrání objektu je s nuceným oběhem vzduchu, který zajišťuje větrací a vytápěcí teplovzdušná jednotka DUPLEX RK 1800/420 – 11 [10]. Jednotka je určena pro dvouzónové cirkulační vytápění a řízené větrání s rekuperací tepla, viz kapitola 4.3.

Čerstvý venkovní vzduch je do jednotky (v technické místnosti 1. NP) nasáván přes protidešťovou žaluzii ve fasádě objektu, nebo přes zemní výměník tepla, dle aktuální venkovní teploty. Upravený vzduch je rozváděn samostatnými plochými rozvody do jednotlivých místností, viz obr. 6.3. Větrací a vytápěcí vzduch pro 2. NP je veden nejprve do rozdělovací komory (obr. 6.4), z ní až poté pokračuje do jednotlivých místností (obr. 6.5). Množství větracího a vytápěcího vzduchu je uvedeno v tab. 6.1. Rozvody a rozdělovací komora jsou uloženy v tepelné izolační vrstvě podlahové konstrukce. Cirkulační vzduch se z jednotlivých místností odvádí pod dveřmi bez prahů, pokračuje přes chodby a schodiště, kde je centrální odtah zpět do jednotky. Mřížky centrálního odtahu jsou umístěny na schodišti nad krbem a na chodbě v 2. NP (viz obr. 6.6). Umístění odtahu v nejvyšším patře je výhodné, protože teplý vzduch při provozu krbu stoupá vzhůru, a tak je možné tento vzduch roznést do všech ostatních místností.

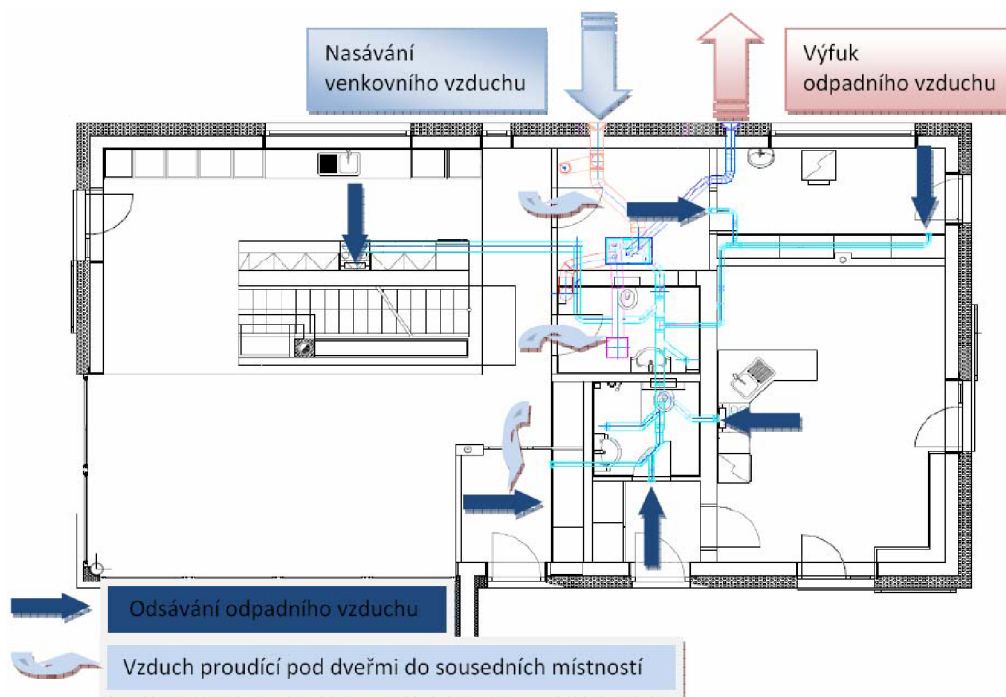


Obr. 6.3: Přívod větracího a vytápěcího vzduchu 1. NP; „převzato z [10]“.

Tab. 6.1: Množství větracího a vytápěcího vzduchu V_{e2} ; „převzato z [10]“.

1. NP kuchyně	2x55 m ³ /h
1. NP obývací pokoj	3x40 m ³ /h
1. NP obývací pokoj/kuchyně	2x35 m ³ /h
1. NP chodba	1x30 m ³ /h
2. NP pracovna	1x50 m ³ /h
2. NP dětský pokoj	1x60 m ³ /h
2. NP dětský pokoj	1x60 m ³ /h
2. NP ložnice	2x35 m ³ /h
celkem	500 m³/h

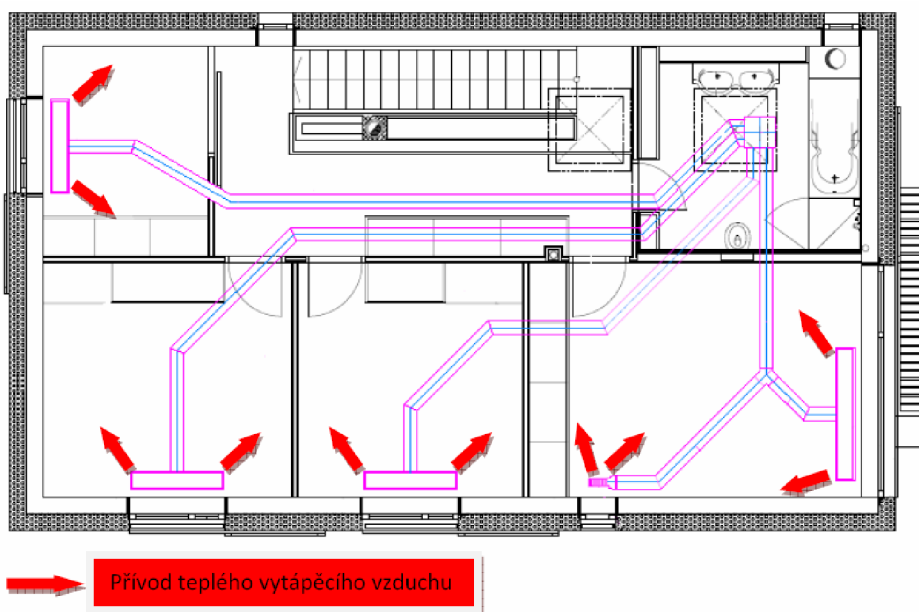
Odpadní vzduch je odsáván přes sociální zařízení, kuchyně, nebo chodby (obr. 6.4 a obr. 6.6), tyto místnosti jsou větrány podtlakově. Množství vzduchu pro nárazové odvětrání je uvedeno v tab. 6.2. Větrání je spouštěno dle potřeby ručně, nebo je zajištěno automaticky dle nastaveného režimu jednotky. Rozvody odpadního vzduchu jsou tepelně izolovány pro zamezení tepelných ztrát a případnému rosení. Větve odpadního vzduchu jsou před jednotkou spojeny do jediné (obr. 6.4). V rekuperačním výměníku jednotky je přiváděný čerstvý vzduch přehříván a odpadní ochlazený vzduch vyfouknut ven přes protidešťovou žaluzii (obr. 6.4).



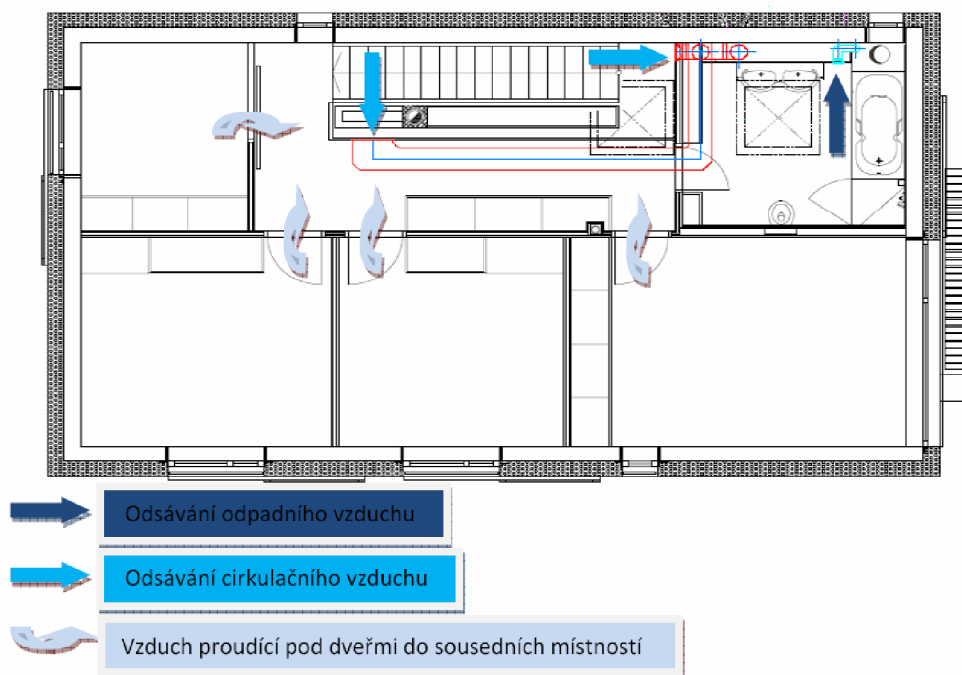
Obr. 6.4: Odvod odpadního vzduchu 1. NP; „převzato z [10]“.

Tab. 6.2: Množství vzduchu pro nárazové odvětrání V_{i1} ; „převzato z [10]“.

1. NP kuchyně	60 m ³ /h
1. NP zádveří	15 m ³ /h
1. NP technická místnost	10 m ³ /h
1. NP prádelna	20 m ³ /h
1. NP WC	30 m ³ /h
1. NP kuchyně	60 m ³ /h
1. NP koupelna	60 m ³ /h
1. NP zádveří	15 m ³ /h
2. NP koupelna	60 m ³ /h
celkem	330 m³/h



Obr. 6.5: Přívod větracího a vytápěcího vzduchu 2. NP; „převzato z [10]“.



Obr. 6.6: Odvod odpadního a cirkulačního vzduchu 2. NP; „převzato z [10]“.

6.2.2 Vytápění

Hlavní vytápěcí systém tvoří teplovzdušné vytápění, které zajišťuje teplovzdušná jednotka DUPLEX RK 1800/420 – 11 [10]. Doplnkové vytápění je ve vybraných místnostech tvořeno podlahovým vytápěním systému Uponor, podlahovými konvektory Licon, teplovodními otopnými žebříky Koralux linear a teplovodními deskovými radiátory Radik klasik (viz obr. 6.7) [10]. Pro úsporný provoz jsou všechna zařízení osazena termohlavnicemi.

Společným zdrojem tepla pro vytápění je integrovaný zásobník tepla umístěný v technické místnosti 1. NP (viz obr. 6.3). V obývacím pokoji 1. NP je také umístěn krb s teplovzdušnou vložkou, ten je provozován v zimních měsících převážně o víkendech a svátcích, proto jeho podíl na vytápění je oproti ostatním systémům minimální.

Parametry otopné soustavy [10]:

- tepelný spád topné vody: $55/45\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- tepelný spád vzduchu: $45/17\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- tlaková ztráta výměníku: $13,5\text{ kPa}$,
- tepelný výkon jednotky DUPLEX RK 1800/420: $5\,706\text{ W}$,
- tepelný výkon ostatní teplovodní soustavy: $5\,000\text{ W}$.

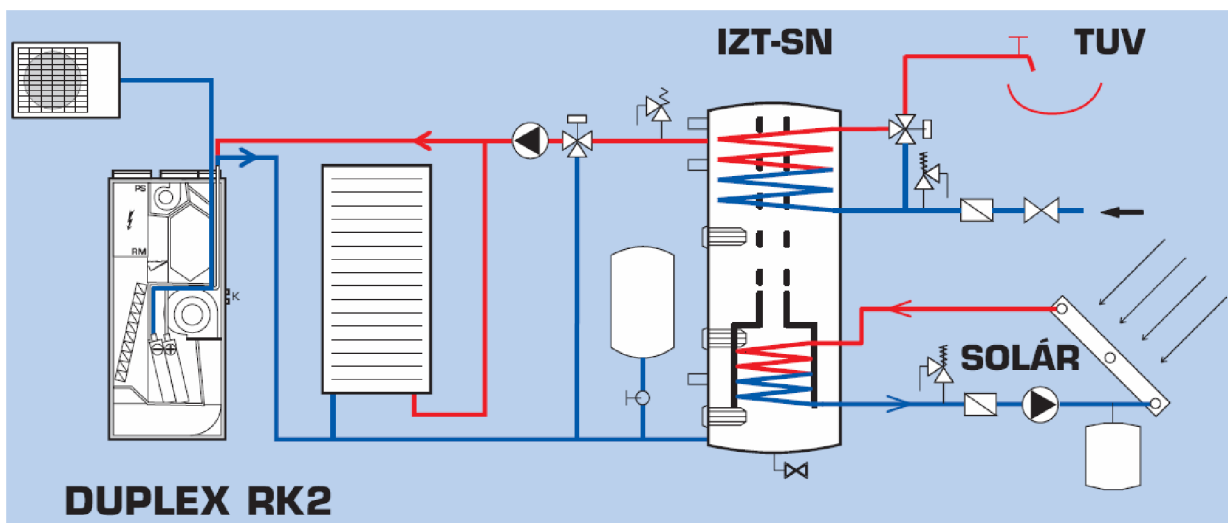


Obr. 6.7: Systémy doplňkového vytápění pro obě nadpodlaží; „převzato z [10]“.

6.2.3 Zdroj tepla

Hlavním zdrojem tepla pro vytápění je integrovaný zásobník tepla IZT 925 (objem zásobníku 925 l), který slouží zároveň i pro ohřev teplé vody (TUV) [43]. Ohřev vody v zásobníku zajišťují elektrické topné patrony – elektrospirály (3 ks) a solární teplovodní kolektory (5 ks) umístěné na střeše 2. NP.

Ploché solární kolektory VERMOS TS 330 s absorpční plochou $1,78 \text{ m}^2$ [43] jsou pomocí měděného potrubí DN 18×1 mm (pájení natvrdo, izolace tl. 30 mm) napojeny na spodní výměník IZT. Zde je nejnižší teplota v zásobníku, tudíž se teplo z kolektorů předá s maximální účinností. Horní výměník IZT slouží pro průtokový ohřev teplé vody, zde je totiž nevyšší teplota v zásobníku – hygienizace vody. Výstupní teplota TUV je nastavena pomocí trojcestného směšovacího ventilu (obr. 6.8) [29]. Pokud výkon solárních kolektorů nepostačuje k ohřevu vody v zásobníku, je pro dohřev využito elektrických topných spirál o celkovém výkonu 10 kW [29]. Spirály jsou vestavěny ve třech úrovních zásobníku. Ve střední části je osazena jedna elektrospirála o výkonu 4 kW pro rychlý letní dohřev TUV, v dolní části nádrže jsou pak osazeny dvě elektrospirály o výkonu 2 kW a 4 kW pro akumuláční ohřev v zimním období [29].



Obr. 6.8: Integrovaný zásobník tepla; „převzato z [29]“.

7 NAVRŽENÝ MODEL V PROSTŘEDÍ TRNSYS

Energetická simulace byla provedena pomocí software TRNSYS 16.1 (*TRaNsient SYstem Simulation*). TRNSYS je modulární program určený pro dynamickou analýzu energetických systémů staveb [34] (energetické bilance budov, vzduchotechnické systémy pro větrání a teplovzdušné vytápění, solární soustavy, atd.).

Reálný simulovaný systém musíme převést do prostředí TRNSYS, tím že si ho rozdělíme na jednotlivé moduly, reprezentující daný reálný prvek (čerpadlo, ventilátor, sluneční kolektor, apod.). Jednotlivé moduly se pak mezi sebou propojí a po zadání všech potřebných veličin (vstupních a výstupních) můžeme teprve spustit simulaci. V každém modulu zadáváme veličiny rozdělené do tří skupin [34]: PARAMETERS reprezentují veličiny (parametry), které se v průběhu simulace nemění a musí se nastavit před začátkem simulace; INPUTS jsou veličiny (vstupy), které se mohou, nebo nemusí v průběhu výpočtu měnit. Nakonec definujeme OUTPUTS, tedy výstupy z jednotlivých modulů, sloužící jako další vstupy do následujících modulů, nebo jsou již požadovaným výsledkem dynamické simulace. Výsledky poté můžeme zapsat do různých datových souborů (*.xls, *.cvs, *.txt, atd.) a následně je zpracovávat v libovolném tabulkovém procesoru. Zároveň je možné tyto výsledky sledovat online na monitoru PC. Je taktéž vhodné vědět, jaký vliv mají tyto veličiny na chování daného modulu a hlavně musíme znát jejich hodnotu pro konkrétní řešený problém (vstupní teplota, tlak, vlhkost, měrná tepelná kapacita, ...) [34].

Pro pozdější porovnání byly vytvořeny čtyři varianty modelu – v0: ohřev větracího vzduchu bez rekuperace tepla; v1: ohřev větracího vzduchu s rekuperací tepla, bez přehřevu; v2: ohřev větracího vzduchu s rekuperací tepla a přehřevem na minimální teplotu 0 °C a v3: ohřev větracího vzduchu s rekuperací tepla a přehřevem pomocí ZVT (viz kapitola 7.5). Navržené modely vychází převážně z dat nízkoenergetického rodinného domu ve Studénce, prezentovaném v kapitole 6. V našem případě se tedy dále zaměříme pouze na simulaci přímého vzduchového zemního výměníku tepla. S menšími úpravami by se dal navržený model použít i pro vzduchový ZVT v cirkulačním provedení. Pro simulaci solankového zemního výměníku by se ale musel prezentovaný model výrazně předělat.

- Zjednodušení modelu:

Zásadním zjednodušením simulace je, že výměník svým provozem neovlivňuje teplotní rozvrstvení v zemině. Při výpočtu uvažujeme, že ZVT je uložen v konstantní hloubce pod zemským povrchem, přičemž tato hloubka je brána jako aritmetický průměr hloubky uložení na začátku a na konci ZVT (spád 2 %). Výstupní teplota z výměníku vychází z rovnice přenosu tepla (9) při vnitřním proudění vzduchu v potrubí s konstantní teplotou stěny, rovnou teplotě zeminy v hloubce uložení pod povrchem. Vliv nasávací šachty na změnu teploty vzduchu byl zanedbán. Obklopující zemina je brána jako jílovitá s konstantními fyzikálními parametry (kapitola 7.2). Při výpočtu se také berou konstantní (nezávislé na teplotě a tlaku) fyzikální vlastnosti nasávaného vzduchu, blíže o tom bude pojednáno v každé podkapitole. Režim větrání je zvolen mírně podtlakový (o 5 %), přičemž byl zaveden odlišný týdenní a víkendový profil větrání pro zimní a letní provoz (kapitola 7.4). Byl také zanedbán vliv kondenzace v rekuperačním výměníku jednotky (konstantní účinnost) – zimní provoz

a vliv kondenzace vzdušné vlhkosti v ZVT – letní provoz. Další dílčí zjednodušení jsou vždy uvedena dále v textu.

7.1 Klimatická data

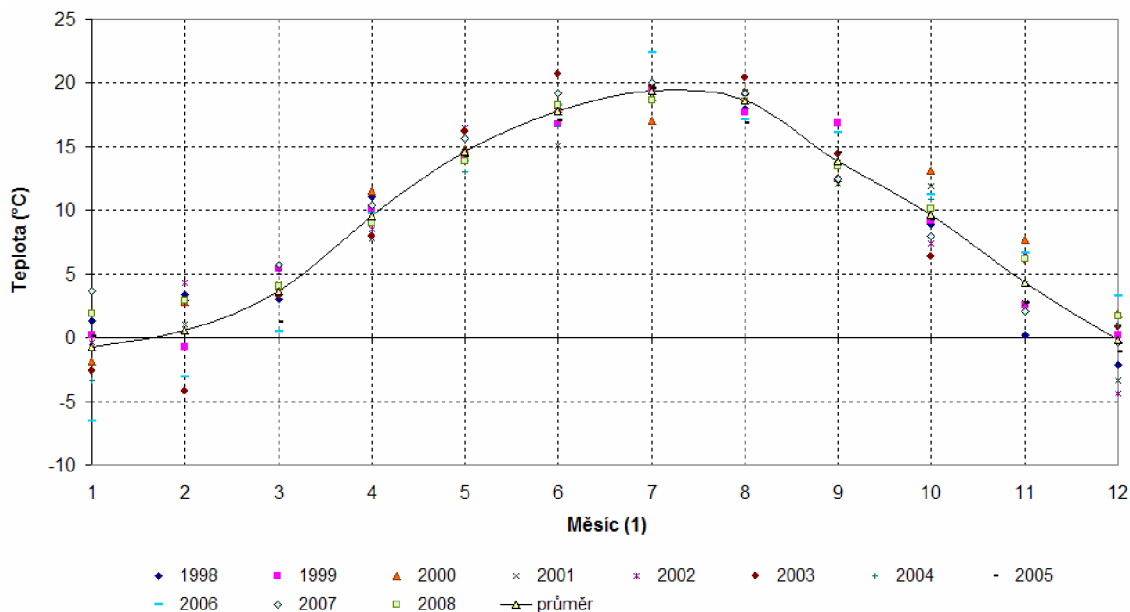
Pro relevantní výsledky dynamické simulace ZVT je zásadní znát klimatická data a určit teplotní rozvrstvení zeminy v průběhu roku. Sebelepší model výměníku nemůže zajistit použitelná data, když mu zadáme scestné vstupní údaje (teplota zeminy, teplota vzduchu, sluneční záření, ...) [38]. Neznamená také, že vybudovaný ZVT bude fungovat stejně v Brně jako např. v oblasti Ostravy. Vždy by jsme tedy měli znát klimatická data během roku (teplota venkovního vzduchu, intenzita slunečního záření, podíl oblačnosti, apod.) pro danou oblast, kde má být ZVT provozován; nejlépe v hodinových intervalech. Záleží také jak přesné chceme mít výsledky. Jemný časový krok dává totiž přesnější výsledky, ale přihlédneme-li k tomu, že vstupní data jsou většinou zatíženy velkou nejistotou, tak s přílišným zjemňováním časového kroku se již nedá hovořit o výrazném zpřesňování výstupních údajů. Z tohoto pohledu pro simulaci postačí hodinový časový krok výpočtu.

Získat hodinová klimatická data pro danou oblast je ve většině případů značně komplikované. Takto rozsáhlá a ucelená měření provádějí, a naměřená data následně mohou poskytnout, pouze profesionální meteorologické stanice. Může se také stát, že i když se v blízkém okolí dané simulované budovy meteo-stanice nachází, tak zrovna neměří všechny klimatické parametry, které potřebujeme zahrnout do simulace (intenzita slunečního záření – u NED/PD zásadní údaj). Nejbližší zkoumanému domku (cca 5 km) se nachází meteorologická stanice Mošnov. Naměřená data stanice jsou volně k stažení na webových stránkách Českého hydrometeorologického ústavu ČR [32]. Prezentovaná data obsahují pouze průměrné měsíční teploty vzduchu, průměrný měsíční úhrn srážek a průměrné trvání slunečního svitu během daného měsíce. Pro dynamickou simulaci jsou tato data prakticky nepoužitelná, jak bude ale ukázáno dále, hodit se budou k určení teplotního rozvrstvení zeminy určeném pomocí modulu „*Simple Ground Temperature Model*“ [39] v prostředí TRNSYS. Zpracovaná data pro stanici Mošnov jsou uvedena v příloze práce (tab. 13.1 a tab. 13.2), grafické znázornění průměrných měsíčních teplot vzduchu pro stanici Mošnov je uvedeno na obr. 7.1.

Přesnější meteorologická data můžeme získat i pomocí různých software např. METEONORM [33], který obsahuje roční klimatická data z mnoha meteorologických stanic po celém světě. Data v něm obsažená reprezentují tzv. „*průměrný klimatický rok*“ [33], kde jsou započítány i všechny denní, měsíční a roční extrémy během určitého časového období. Jsou většinou opravdu velice podrobná, ať již jde o teplotu a vlhkost vzduchu, sluneční radiaci, směr a rychlost větru, oblačnost, tlak vzduchu, apod. [33]; to vždy v hodinových intervalech. Výhodné je, že software postihuje velice hustou síť měřících stanic, takže je velice pravděpodobné, že najdeme tu vhodnou, která se nachází nejbližší simulovanému místu. Další výhodou je, že data se dají exportovat do mnoha datových souborů (*.xls, *.tm2 – formát TRNSYS, apod.), následně je můžeme dále zpracovávat.

Zmíněná stanice Mošnov není v databázi METEONORM obsažena, je zde ale obsažena meteo stanice Ostrava-Poruba. Ta je od Studénky vzdálená asi 15 km, nachází se také v obdobné nadmořské výšce (Mošnov: 251 m.n.m. [32], Ostrava-Poruba: 242 m.n.m. [33]), takže se zde dá předpokládat i obdobné klima. V simulaci ZVT budeme dále vycházet z klimatických dat stanice Ostrava-Poruba. Pro názornost jsou dále porovnány i různé klimatické oblasti v ČR, a to s ohledem na chod ZVT. Data byla vygenerována z databáze METEONORM, přičemž byly vybrány meteo stanice Kuchařovice, Kramolín, Liberec,

Příbyslav, Praha a zmíněná Ostrava-Poruba. Průběh teploty venkovního vzduchu pro klimatickou oblast Ostrava-Poruba je uveden na obr. 13.2 v příloze práce.



Obr. 7.1: Průměrné měsíční teploty vzduchu naměřené meteorologickou stanicí Mošnov (1998-2008); „podle [32]“.

Jak již bylo zmíněno dříve, žádný ZVT nepracuje kontinuálně po celý rok, v průběhu roku nastávají situace, kdy je výhodnější venkovní vzduch nasávat přímo z fasády objektu. V kapitole 5.1 jsou uvedeny doporučené intervaly teplot, kdy se vzduch nasává přímo z fasády, podle toho zavedeme následující tři varianty:

- Varianta A: sání z fasády při (-4 až 24) °C → $\Delta t = 28$ °C, jinak sání přes ZVT,
- Varianta B: sání z fasády při (0 až 25) °C → $\Delta t = 25$ °C, jinak sání přes ZVT,
- Varianta C: sání z fasády při (2 až 20) °C → $\Delta t = 18$ °C, jinak sání přes ZVT.

V reálném provozu si uživatel může tento interval zvolit podle svého uvážení [29], zmíněné hodnoty jsou pouze doporučené. Ze zvoleného teplotního intervalu poté vyplyne i doba provozu (využití) ZVT. Pokud je teplota venkovního vzduchu nižší jak dolní hranice intervalu vzduch se do jednotky nasává přes ZVT, kde dochází k jeho předehřevu (zima). Je-li teplota vyšší než horní hranice zmíněného intervalu, vzduch je opět nasáván přes ZVT, teď ale dochází k jeho předchlazení (léto). Z tohoto důvodu byly při provozu vzduchotechnického systému zavedeny tři intervaly, a to: zimní provoz ZVT, letní provoz ZVT a nakonec provoz bez použití ZVT (viz dále).

Nejprve zjistíme jaké je skutečné rozložení venkovních teplot během roku a to z kumulativní četnosti venkovních teplot vzduchu během celého roku. Pro jednotlivé klimatické oblasti je kumulativní četnost venkovních teplot uvedena v grafické podobě na obr. 7.2, nebo tabulkově viz tab. 7.1. – zjednodušeně (příloha: tab. 13.3. – detailně). Z grafického průběhu kumulativních četností je patrný obdobný trend pro všechny uvedené klimatické oblasti. Největší rozdíly nastávají v oblasti teplot od -10 °C do 25 °C, v ostatních případech je rozdíl minimální. I zde existují dvě hraniční oblasti (dle rozložení teplot), v našem případě jsou „nejteplejší“ oblastí Kuchařovice (jižní Morava, 334 m.n.m., 48° 53' 00" s.š. [32]), naopak „nejchladnější“ oblastí je Příbyslav (Vysočina, 530 m.n.m.,

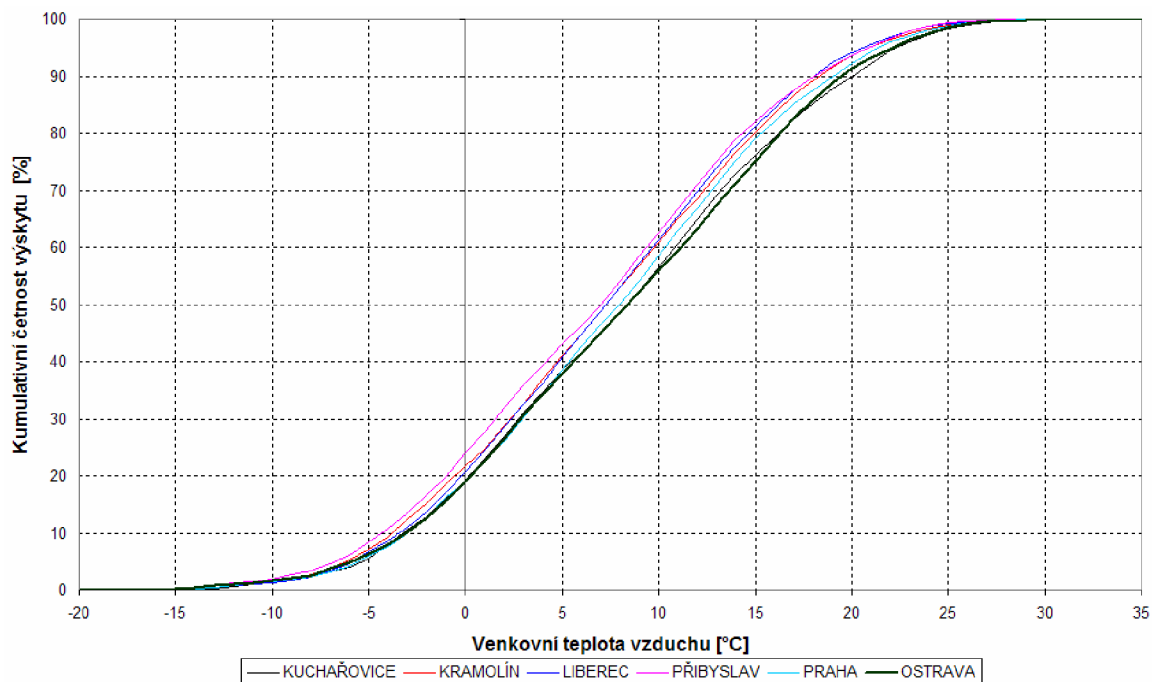
49° 34' 58" s.š. [32]). V Kuchařovicích byla naměřena ze všech vybraných stanic nejvyšší maximální teplota v létě (32,2 °C), minimální teplota naměřená v zimě (-14,3 °C) je také nejvyšší ze všech minim naměřených zmíněnými stanicemi (tab. 7.2). Druhý extrémní případ, tedy oblast Přibyslavi, charakterizuje zase nejnižší naměřená minimální hodnota v zimě ze všech ostatních meteo stanic (-17,5 °C), maximální teplota v létě je zde oproti ostatním stanicím minimální (29,4 °C), viz. tab. 7.2. Zpracované hodnoty pro další stanice jsou uvedeny taktéž v tab. 7.2. Rozdíly jsou způsobeny jednak polohou vůči hladině moře (nadmořská výška), polohou vůči rovníku (zeměpisná šířka) a dalšími specifickými faktory (zemský reliéf, okolní flóra – lesy, atd.). Porovnáme-li např. v obou případech po jakou dobu je teplota nižší jak 20 °C (viz tab. 7.1), tak pro Kuchařovice vychází hodnota 89,9 %, pro Přibyslav je to 93,7 %. Tento rozdíl zjednodušeně představuje cca 14 dní, což už je výrazný rozdíl. S tím pak souvisejí i vyšší/nižší tepelné ztráty objektu a požadavky při dimenzování ZVT, což je logické.

Tab. 7.1. Kumulativní četnosti výskytu venkovních teplot vzduchu pro různé klimatické oblasti ČR; „podle [33]“.

t_e	Kuchařovice		Kramolín		Liberec		Přibyslav		Praha		Ostrava, Poruba	
	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%
-20	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00
-15	0	0,00	16	0,18	20	0,23	24	0,27	1	0,01	26	0,30
-10	123	1,40	115	1,31	119	1,36	164	1,87	132	1,51	144	1,64
-5	484	5,53	619	7,07	588	6,71	729	8,32	509	5,81	557	6,36
0	1 687	19,26	1 896	21,64	1 810	20,66	2 097	23,94	1 669	19,05	1 653	18,87
5	3 369	38,46	3 601	41,11	3 569	40,74	3 774	43,08	3 373	38,50	3 315	37,84
10	4 936	56,35	5 335	60,90	5 373	61,34	5 478	62,53	5 119	58,44	4 911	56,06
15	6 677	76,22	7 034	80,30	7 114	81,21	7 198	82,17	6 928	79,09	6 583	75,15
20	7 875	89,90	8 199	93,60	8 249	94,17	8 204	93,65	8 078	92,21	8 002	91,35
25	8 605	98,23	8 670	98,97	8 684	99,13	8 700	99,32	8 656	98,81	8 627	98,48
30	8 753	99,92	8 758	99,98	8 760	100,00	8 760	100,00	8 757	99,97	8 751	99,90
35	8 760	100,00	8 760	100,00	8 760	100,00	8 760	100,00	8 760	100,00	8 760	100,00

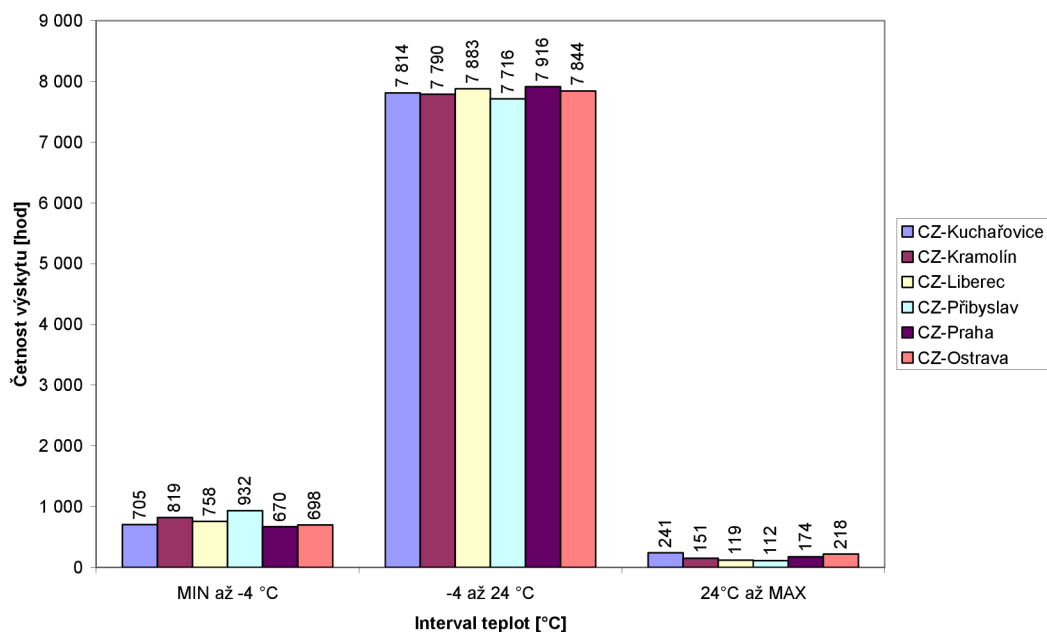
Tab. 7.2: Minimální, maximální a průměrné venkovní teploty vzduchu pro různé klimatické oblasti ČR; „podle [33]“.

Místo	t_e		
	MIN	MAX	průměr
	°C	°C	°C
Kuchařovice	-14,253	32,197	8,206
Kramolín	-16,384	30,206	7,272
Liberec	-17,100	29,615	7,259
Přibyslav	-17,453	29,375	6,766
Praha	-15,075	30,563	7,854
Ostrava	-16,430	31,470	8,215

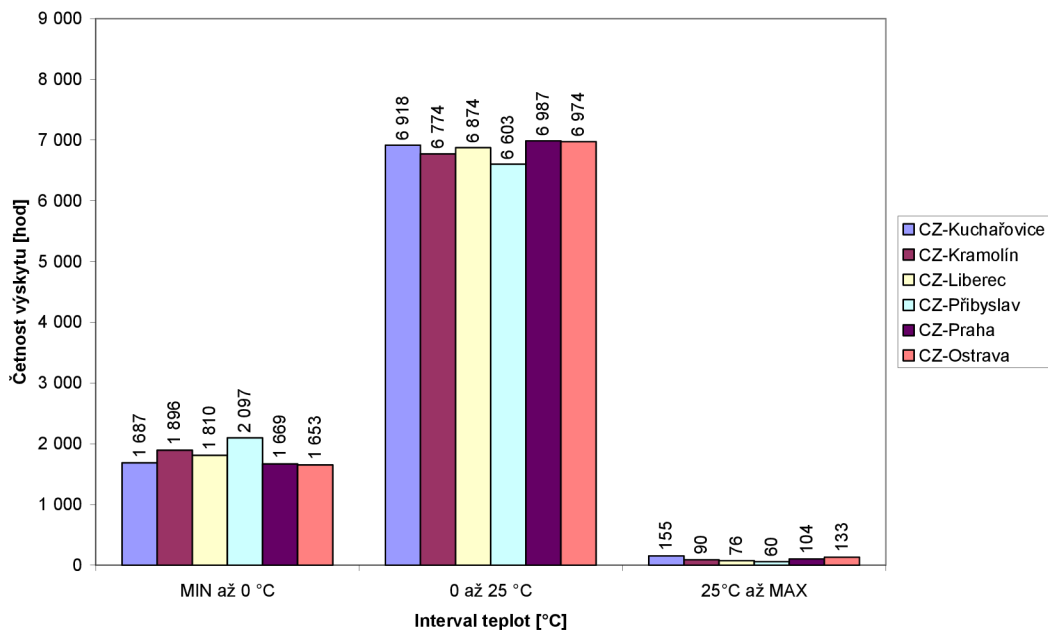


Obr. 7.2: Křivky kumulativní četnosti výskytu venkovních teplot vzduchu pro různé klimatické oblasti ČR; „podle [33]“.

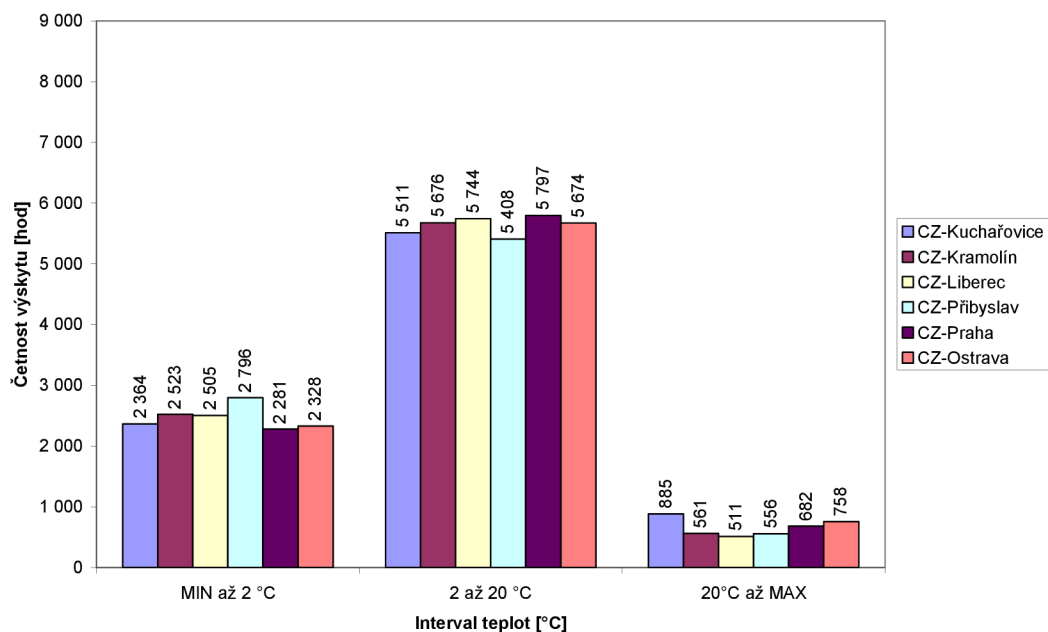
Přejdeme teď k jednotlivým variantám (A až C). Rozdělením četností teplot do již zmíněných intervalů získáme maximální dobu využití ZVT, tj. součet doby letního a zimního provozu. Výsledky jsou pro každou variantu interpretovány v grafické podobě (obr. 7.3. až obr. 7.5.), jsou také zpracovány do tabulek uvedených v příloze diplomové práce (tab. 13.4 až tab. 13.6), kde je navíc uvedena i celková doba chodu (využití) ZVT.



Obr. 7.3: Četnosti výskytu teplot pro jednotlivé intervaly pro různé klimatické oblasti ČR, varianta A.



Obr. 7.4: Četnosti výskytu teplot pro jednotlivé intervaly pro různé klimatické oblasti ČR, varianta B.



Obr. 7.5: Četnosti výskytu teplot pro jednotlivé intervaly pro různé klimatické oblasti ČR, varianta C.

První varianta (A) má velice široký interval teplot (28 °C), kdy je vzduch do jednotky nasáván přímo z fasády. Předpoklad nižšího využití ZVT během roku potvrzuje tab. 13.4. Porovnáním s dalšími dvěma variantami (viz. dále) zde totiž vychází nejnižší celková doba využití ZVT. Všimněme si ale letního provozu ZVT, pro takto zvolenou hraniční teplotu (o 1 °C nižší teplota než u B) vychází podstatně vyšší využití ZVT při letním provozu, než je tomu u varianty B. Letní využití ZVT je v obou případech jen velmi zřídka. Hlavní důvod je v „mírném“ středozezemním klimatu (v ČR nejsou časté letní extrémní teploty). Pokud se

objekt nachází v „drsnějších“ klimatických podmínkách, celkové zimní využití ZVT roste (viz případ Příbyslavi), to platí pro všechny tři varianty. Nižší využití výměníku v zimě pro nás nemusí být zase tak negativní, protože se více uplatní rekuperace tepla, což je ve většině případů výhodnější a žádanější. V případě Ostravy–Poruby je u této varianty vzduch cca 90 % času nasáván přímo z fasády, zemní výměník tedy pracuje asi 10 % (v celku 5 týdnů v roce).

Pokud pro sání vzduchu přes výměník zvolíme interval teplot podle (B), tak tím zemní výměník tepla využijeme 2× častěji než v případě varianty A (teplotní interval sání je k tomu pouze o 3 °C nižší). Zásahu na tom má zejména zimní provoz, kdy se využití navýšilo z 8 % (A) na 18,9 % (B). Letní provoz výměníku ale klesá z 2,5 % (A) na hodnotu 1,5 % (B). Celkové využití výměníku pro lokalitu Ostrava–Poruba vychází v tomto případě už cca 20,5 % (viz tab. 13.5), tedy v celku skoro 2,5 měsíce v roce. Z výsledků může konstatovat optimální poměr mezi využitím ZVT a využitím rekuperace tepla.

Ze všech ostatních variant je u poslední varianty (C) zemní výměník nejvíce využit. Zejména se navýšil i čas letního provozu ZVT, z 2,5 % (A) stoupá na hodnotu 8,6 % (C). Při takto „dlouhém“ letním provozu dochází také k nucené regeneraci zeminy, tím zabráníme vyčerpání tepelného potenciálu k provozu výměníku v následujícím roce. Za zmínku stojí také zimní provoz, kdy se využití zvětšuje z 8 % (A) na 26,6 % (C). Celkem zemní výměník pracuje v zimním období přes tři měsíce, v období léta pracuje v celku asi tak měsíc (lokality Ostrava – Poruba), tedy téměř 3,5× déle než u varianty A. V součtu je pro tuto variantu ZVT ve všech lokalitách provozován více jak 1/3 času během roku – viz tab. 13.6.

7.2 Vlastnosti zeminy

Na chod ZVT mají zásadní vliv i vlastnosti obklopující zeminy. Obsyp ZVT a okolní přilehlá zemina musí splňovat určité parametry, jinak nemůžeme naplno využít daný akumulací potenciál zeminy (kvůli kterému ZVT realizujeme). Nejvýznamněji se to projeví na ročním průběhu teplot v zemině (obr. 7.6), následně pak i na aktuálním výkonu ZVT při ohřevu nebo chlazení vzduchu (24). Hlavní parametry zeminy jsou:

- tepelná vodivost zeminy λ_{gr} ,
- hustota zeminy ρ_{gr} ,
- měrná tepelná kapacita zeminy $c_{p,gr}$,
- pórovitost zeminy,
- přirozená vlhkost zeminy,
- hladina spodní vody, atd.

Tab. 7.3: Fyzikální vlastnosti vybraných druhů zemin; „převzato z [11]“.

Zemina	λ_{gr} W/mK	ρ_{gr} kg/m ³	$c_{p,gr}$ J/kgK	C_{gr} kJ/m ³ K	a m ² /s
Hlinitá	2,30	1 650	2 850	4 703	4,891E-07
Jílovitá	1,28	1 500	880	1 320	9,697E-07
Písčítá	0,93	1 780	1 390	2 474	3,759E-07

V tab. 7.3 jsou uvedeny fyzikální vlastnosti několika druhů zemin. Součin hustoty a měrné tepelné kapacity nazýváme objemovou tepelnou kapacitou zeminy (2). Dalším důležitým parametrem je teplotní vodivost zeminy, která se stanoví dle vzorce (3). Ta hraje významnou roli při nestacionárním (časově neustáleném) vedení tepla, kde již záleží na akumulaci schopnosti dané látky; v našem případě výpočet teploty zeminy v průběhu roku. Nejvhodnější zemina pro obsyp ZVT je ta, která má velkou objemovou kapacitu v kombinaci s vysokým součinitelem tepelné vodivosti [37].

$$C_{ground} = \rho_{ground} \cdot c_{p,ground} \quad [J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (2)$$

- kde: $C_{ground} \quad [J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$ je objemová tepelná kapacita zeminy

$\rho_{ground} \quad [kg \cdot m^{-3}]$ je hustota zeminy

$c_{p,ground} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ je měrná tepelná kapacita zeminy

$$a = \frac{\lambda_{ground}}{\rho_{ground} \cdot c_{p,ground}} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

- kde: $a \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$ je teplotní vodivost zeminy

$\lambda_{ground} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti zeminy

7.3 Teplota zeminy

Tady vzniká stejný problém jako u zjišťování klimatických dat. Získat teplotní rozvrstvení zeminy v dané oblasti je ale složitější, jednak je tento parametr značně závislý na složení a vlastnostech zeminy (viz předchozí kapitola) a dále měření teploty zeminy není tak časté jako např. u klimatických dat. Přibližné určení teplotního rozvrstvení zeminy určíme pomocí modulu „Simple Ground Temperature Model“ [39] v prostředí TRNSYS – type 77, vycházející z rovnice (4).

$$T_{now} = T_M - T_A \cdot \exp \left[-z \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot a} \right)^{0,5} \right] \cdot \cos \left\{ \frac{2\pi}{365} \cdot \left[\tau_{now} - \tau_{shift} - \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \cdot a} \right)^{0,5} \right] \right\} \quad [^{\circ}C] \quad (4)$$

- kde: $T_{now} \quad [^{\circ}C]$ je aktuální počítaná teplota zeminy (v aktuálním čase)

$T_M \quad [^{\circ}C]$ je průměrná povrchová teplota zeminy (průměrná teplota vzduchu)

$T_A \quad [^{\circ}C]$ je amplituda povrchové teploty zeminy

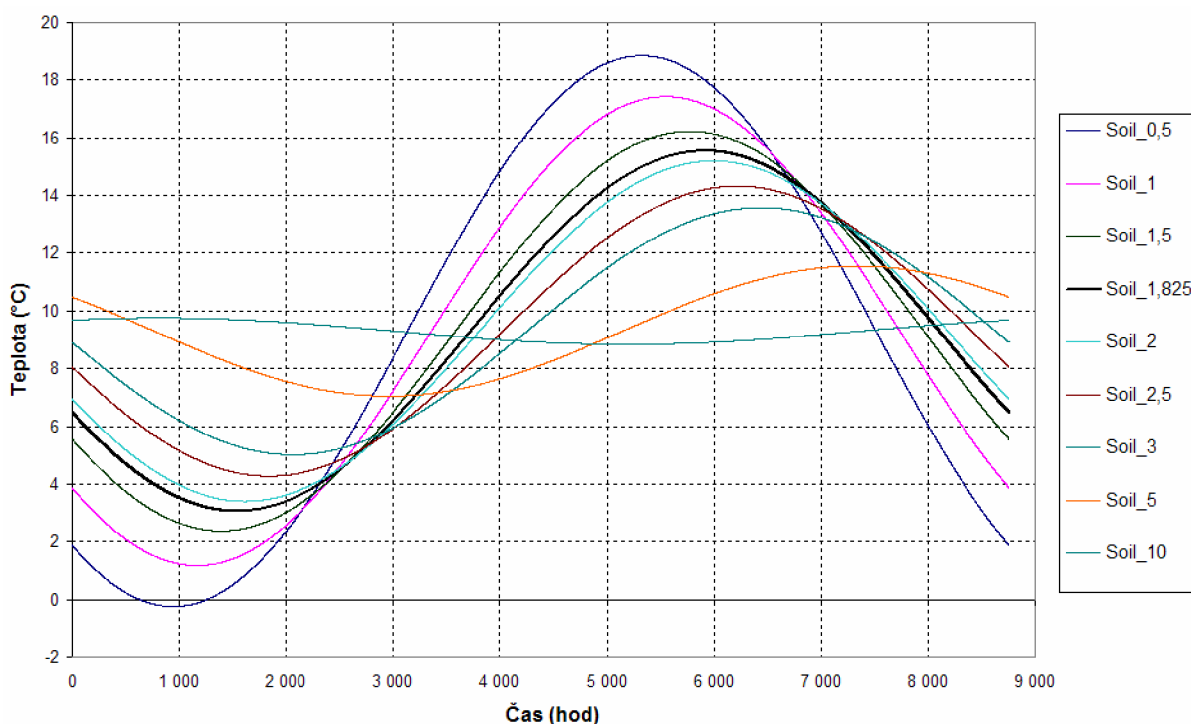
$z \quad [m]$ je hloubka pod povrchem zeminy

a [$m^2 \cdot den^{-1}$] je teplotní vodivost zeminy

τ_{now} [den] je aktuální den, pro který počítáme teplotu zeminy

τ_{shift} [den] je časové posunutí minimální povrchové teploty zeminy vůči Novému roku

Přesné teplotní rozvrstvení v zemině dostaneme řešením diferenciální rovnice trojrozměrného vedení tepla ve vytyčeném geometrickém prostoru a řešením rovnice tepelné bilance na povrchu, při známých okrajových podmínkách. Hodnoty T_A , T_M a τ_{shift} jsou brány s ohledem na danou lokalitu (tab. 13.2), zemina je uvažována jako jílovitá s vlastnostmi z tab. 7.3 (teplotní vodivost).

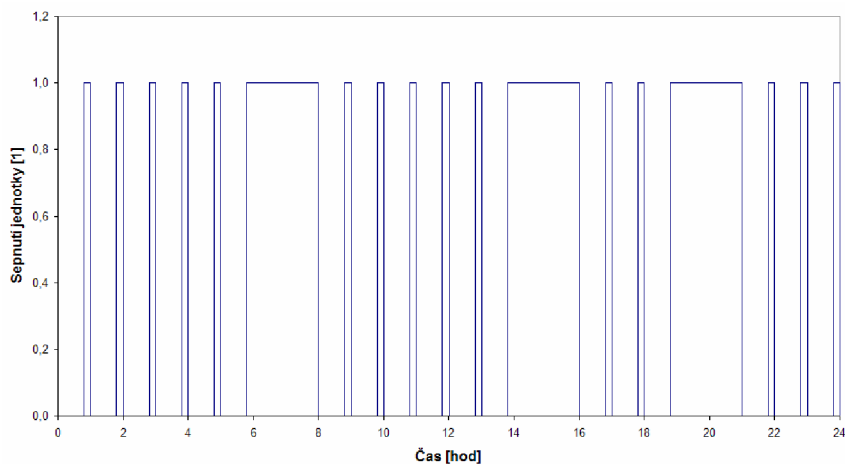


Obr. 7.6: Průběhy teplot (přibližné) jílovité zeminy v jednotlivých vrstvách pod povrchem ve městě Studénka.

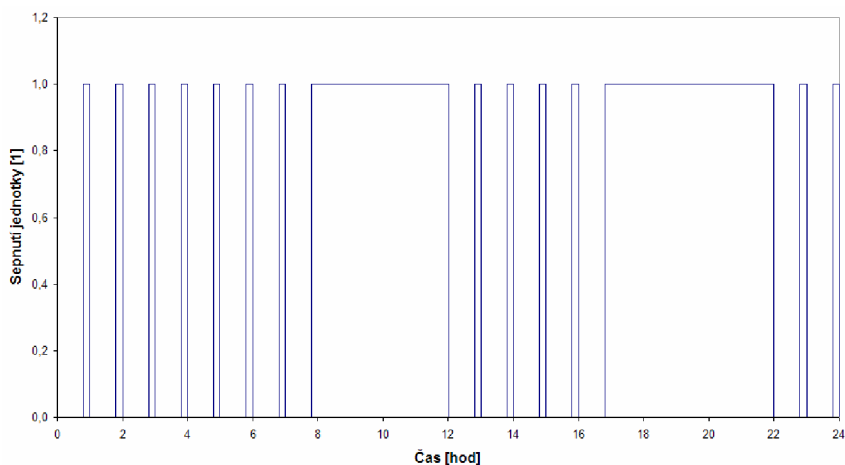
Průběhy teplot během roku v jednotlivých úrovních pod povrchem jsou uvedeny na obr. 7.6 – výstup z modulu „Simple Ground Temperature Model“ (4). Se zvětšující se hloubkou pod povrchem je amplituda kmitu více tlumena a teplotní minimum se posouvá dále od Nového roku. Od hloubky asi 50 m je teplota zeminy konstantní, rovna průměrné teplotě venkovního vzduchu. Uložením potrubí do vyšší hloubky (stabilnější teplota) zvyšujeme výkon ZVT, naproti tomu roste cena za výkopové práce, proto je u novostaveb výhodné řešit ZVT zároveň s budovou [40], nebo výměník uložit do takové hloubky, aby celkové investiční náklady na ZVT byly přiměřené [40]. Ze známé teploty zeminy, geometrické konfigurace ZVT a dalších parametrů (vstupní teplota vzduchu, požadované průtočné množství, atd.) můžeme vypočítat teplotu na výstupu z výměníku (10). Potrubí by se mělo v zásadě pokládat do nezamrzlé hloubky, jinak nebude plnit funkci protimrazové ochrany rekuperačního výměníku (v našem případě cca 0,75 m – viz obr. 7.6).

7.4 Režim větrání

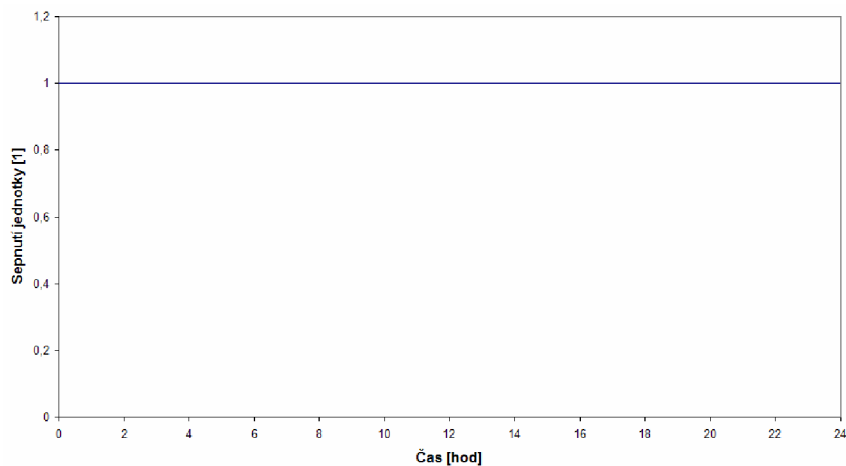
Větrací režim byl rozdělen na zimní (říjen až květen) a letní (červen až září), přičemž je každý ještě následně rozdělen na týdenní a víkendový profil (viz obr. 7.7 až 7.9). Nastavení maximálního množství větracího vzduchu je pro zimní a letní větrací režim odlišný – 330 m³/hod v zimě, 420 m³/hod v létě (obr. 7.10). V zimním období se prostor větrá cyklickým spínáním jednotky (12 min za 1hod), v určitém časovém období se větrá kontinuálně, viz obr. 7.7 a obr. 7.8. Režim větrání (spínání jednotky) je volen s ohledem na reálný provoz monitorovaný v PD [46]. V letním období je větrání kontinuální, týdenní a víkendový režim je stejný (obr. 7.9), objemové množství větracího vzduchu je oproti zimnímu režimu vyšší (obr. 7.10). Větrání je uvažováno jako podtlakové (5 %) pro zamezení exfiltrace vnitřního vzduchu a zamezení následné možnosti kondenzace vlhkosti uvnitř konstrukce obvodového zdiva. Na obr. 7.7 až obr. 7.9 jsou uvedeny průběhy chodu jednotky během jednoho dne (1 – sepnuto, 0 – vypnuto), ty se pak periodicky opakují dle aktuálního větracího režimu během roku. Větrací režim byl v programu TRNSYS nastaven pomocí modulu „*Forcing Function, General*“ – type 14.



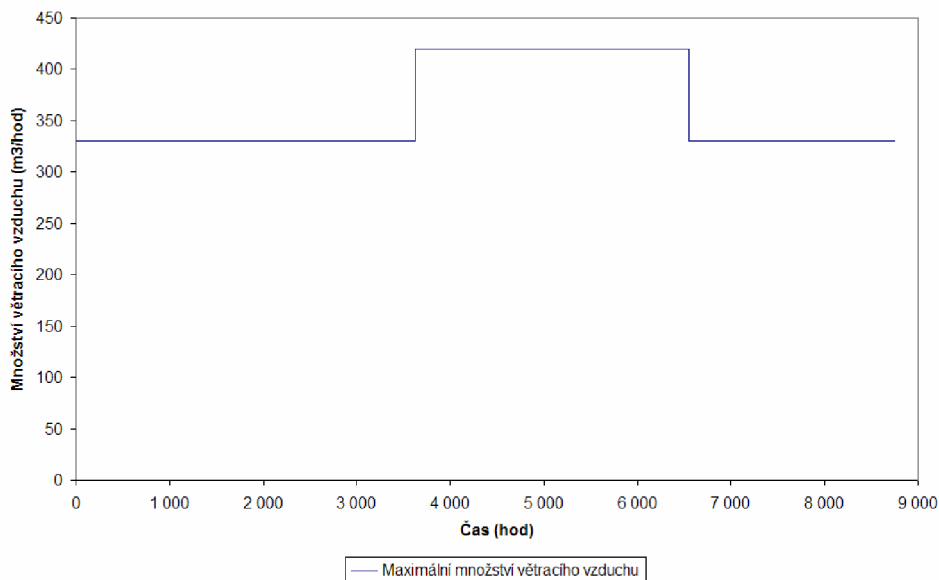
Obr. 7.7: Sepnutí jednotky – zimní provoz v týdnu.



Obr. 7.8: Sepnutí jednotky – zimní provoz o víkendu.



Obr. 7.9: Sepnutí jednotky – letní provoz v týdnu a o víkendu.



Obr. 7.10: Maximální množství větracího vzduchu během roku.

- objemový tok přiváděného větracího vzduchu (viz obr. 7.10):

$$V_{in}^* = V_{MAX}^* \left[m^3 \cdot s^{-1} \right] \quad (5)$$

- hmotnostní tok přiváděného větracího vzduchu:

$$m_{in}^* = V_{in}^* \cdot \rho_{air}(t_b) \left[kg \cdot s^{-1} \right] \quad (6)$$

- objemový tok odváděného odpadního vzduchu (mírně podtlakový režim):

$$V_{out}^* = 1,05 \cdot V_{in}^* \left[m^3 \cdot s^{-1} \right] \quad (7)$$

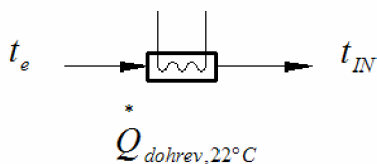
- hmotnostní tok odváděného odpadního vzduchu:

$$m_{out}^* = V_{out}^* \cdot \rho_{air}(t_i) \left[kg \cdot s^{-1} \right] \quad (8)$$

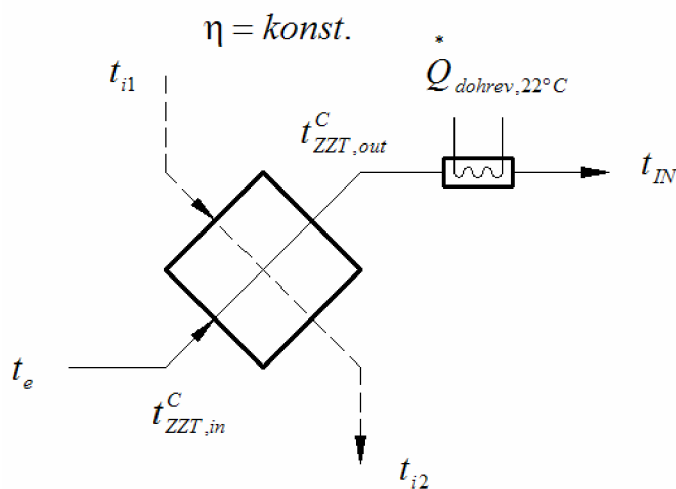
7.5 Řešené varianty

Byly zkoumány čtyři různé varianty, které jsou pak mezi sebou porovnány. Základní varianta v0 (obr. 7.11) reprezentuje nucené větrání s ohřevem větracího vzduchu bez využití rekuperace tepla, tj. obdoba větrání okny, kdy vzduch ohřívá otopná soustava. Následující varianty již využívají zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu. Varianta v1 (obr. 7.12) představuje nucené větrání s využití rekuperace tepla bez předehřevu větracího vzduchu a dohřevem po rekuperaci. Jelikož je teplovzdušná jednotka DUPLEX RK osazena protiproudým deskovým rekuperačním výměníkem tepla, kde při teplotách nasávaného vzduchu pod bodem mrazu, hrozí díky vznikajícímu kondenzátu reálná možnost zamrznutí výměníku, je nutné přiváděný vzduch předehřívát (viz kapitola 3.3). U posledních dvou variant je tedy vzduch před vstupem do jednotky předehříván. Varianta v2 (obr. 7.13) reprezentuje nucené větrání s využití rekuperace tepla a s předehřevem větracího vzduchu na minimální teplotu 0 °C, taktéž je zde realizován dohřev po rekuperaci. Varianta v3 (obr. 7.14) představuje nucené větrání s využití rekuperace tepla a s předehřevem větracího vzduchu pomocí ZVT a dohřátím na požadovanou vnitřní teplotu. Pro určitý interval teplot je vzduch nasáván přímo z fasády objektu, bez nutnosti předehřevu; v našem případě (0 až 25) °C. Poslední varianta umožňuje také letní předchlazení vzduchu, což předešlé varianty neumožňují.

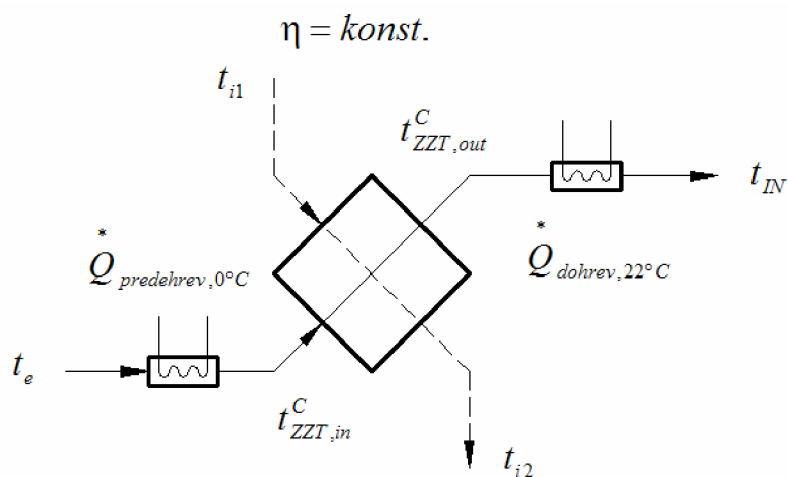
Řešené varianty ohřevu větracího vzduchu můžeme obecně rozdělit na tři dílčí kroky. Prvním krokem je předehřev vzduchu, dalším krokem je ohřev vzduchu díky rekuperaci tepla a nakonec následuje dohřev na požadovanou vnitřní teplotu. Procentní zastoupení jednotlivých druhů ohřevu (množství potřebné energie) vzduchu je pro každou variantu jiné, celkový součet je ale pro všechny varianty stejný. U teplovzdušného vytápění se přiváděný vzduch ohřívá na vyšší teplotu [6], pokrývá se tak i tepelná ztráta prostupem. Měl by zde být proto zařazen ještě jeden krok, zajišťující ohřev vzduchu na teplotu, který pokryje ztrátu prostupem tepla. Jelikož je tepelná ztráta prostupem pro všechny varianty stejná; potřeba energie na zmíněné ohřátí také; nebudeme se jím tedy dále zabývat. Předehřev a dohřev vzduchu byl v programu TRNSYS řešen pomocí modulu průtokového ohříváče „*Auxiliary Heaters*“ – type 6, rekuperace tepla byla řešena zjednodušeně (bez uvažování kondenzace) pomocí modulu tepelného výměníku s konstantní účinností „*Heat Exchangers, Constant effectiveness*“ – type 91.



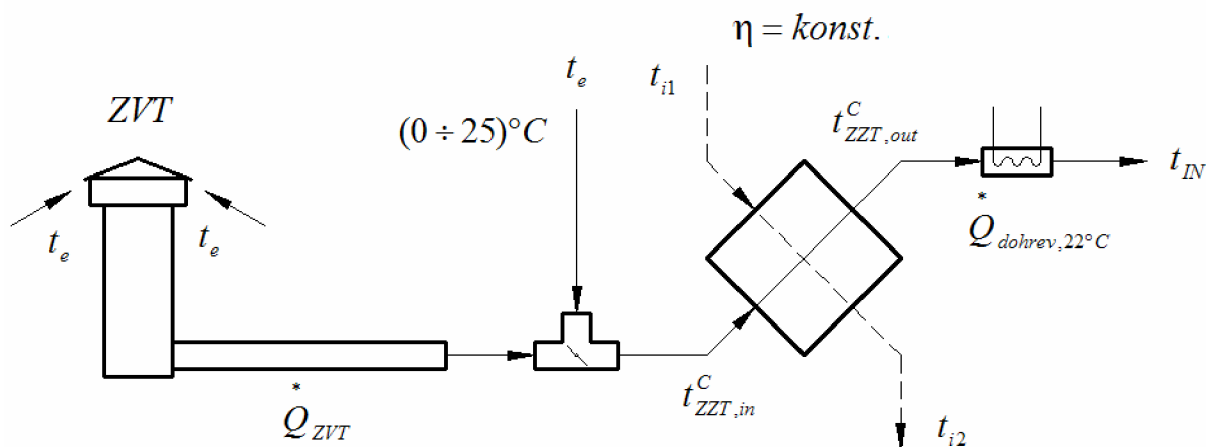
Obr. 7.11: Varianta v0 – bez rekuperace (základní).



Obr. 7.12: Varianta v1 – využití rekuperace bez předehřevu, dohřev vzduchu na vnitřní teplotu.



Obr. 7.13: Varianta v2 – využití rekuperace s předehřevem na minimální teplotu 0 °C, dohřev vzduchu na vnitřní teplotu.



Obr. 7.14: Varianta v3 – využití rekuperace s předehřevem pomocí ZVT, dohřev vzduchu na vnitřní teplotu.

7.6 Zemní výměník tepla

Navržený simulační model (v3) řeší provoz přímého vzduchového zemního výměníku tepla v klimatické oblasti Ostrava-Poruba. Předpokládá se konstantní hloubka uložení, okolní zemina je uvažována jílovitá. Výpočty vycházejí z řešení přenosu tepla při vnitřním proudění vzduchu v trubce s konstantní teplotou stěny (10), rovnou teplotě zeminy v dané hloubce.

7.6.1 Potrubí zemního výměníku

Zemní výměník tepla pro NED ve Studénce byl realizován z potrubí kanalizačního systému *KG 2000 Polypropylen®*. Materiál potrubí je vhodný i do náročných podmínek [36] (exponovaná místa, hloubka uložení až 8 m, atd.), proto splňuje nároky kladené na ZVT (kapitola 5.1). Parametry potrubí jsou uvedeny v tab. 7.4.

Tab. 7.4: Parametry potrubí zemního výměníku tepla – *KG 2000 Polypropylen®*; „podle [36]“.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet potrubí: n_{pipe}	1	-
Průměr potrubí: D_n	0,2 (DN 200)	m
Tloušťka stěny potrubí: δ_{pipe}	6,2	mm
Tepelná vodivost potrubí: λ_{pipe}	0,22	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Délka jednoho potrubí: L_{pipe}	30	m
Hloubka uložení potrubí: z	1,825	m

7.6.2 Algoritmus výpočtu

1. Určení množství nasávaného vzduchu (režim větrání) a jeho fyzikálních parametrů.

Objemový a hmotnostní tok větracího vzduchu je určen z rovnice (5) a (6), dle letního či zimního provozu a chodu jednotky (viz kapitola 7.4). Fyzikální vlastnosti vzduchu byly určeny s ohledem na teplotu nasávaného vzduchu (průměrná teplota venkovního vzduchu), tedy vlhký vzduch při teplotě $t_b=10$ °C, viz literatura [7].

2. Určení návrhových parametrů ZVT.

Hlavní návrhové parametry zemního výměníku jsou brány z tab. 7.4 (materiál, počet potrubí, průměr a délka jednoho potrubí, tloušťka stěny potrubí). Dalším parametrem je hloubka uložení a fyzikální vlastnosti obklopující zeminy, viz tab. 7.3.

3. Určení teploty povrchu potrubí.

Teplota na povrchu potrubí je pro zjednodušení rovna teplotě zeminy v dané hloubce uložení. Ve skutečnosti je díky tepelnému odporu materiálu potrubí teplota nižší – zima, nebo vyšší – léto; v následující části výpočtu toto zjednodušení bude zohledněno snížením hodnoty součinitele přestupu tepla z potrubí do vzduchu (viz dále).

4. Určení výstupní teploty ze ZVT.

Pro výměník s konstantní teplotou stěny potrubí [7] vypočteme výstupní teplotu ze vztahu (10). Pokud je výměník tvořen z více potrubí (tvoří potrubní systém) musíme nejprve stanovit objemový (15) a hmotnostní (14) tok procházející jednou trubkou ZVT. Jelikož předem neznáme tepelný tok přenášený zemním výměníkem nemůžeme vypočítat teplotu na povrchu potrubí. Musíme tedy stanovit celkový součinitel přestupu tepla se zeminy do vzduchu (16). Původní součinitel přestupu tepla z povrchu potrubí se tak sníží (tepelný odpor trubky je zde již zahrnut), proto můžeme v rovnici (10) položit teplotu povrchu potrubí rovnu teplotě v dané hloubce uložení – jistá forma kompenzace. Ten se skládá ze součinitele přestupu tepla z povrchu potrubí do vzduchu (18) a z fiktivního součinitele přestupu tepla se zeminy skrz stěnu potrubí (23); tj. obdoba součinitele prostupu tepla v zemině z [37]. Celkový součinitel přestupu tepla pak získáme sériovým zapojením dílčích tepelných odporů [41], vztažených k povrchu potrubí (16).

$$\Theta = \frac{t_W - t_{b,OUT}}{t_W - t_{b,IN}} = \exp\left(-\frac{P_{pipe} \cdot L_{pipe}}{m_{pipe}^* \cdot c_{p,air}(t_b)} \cdot \bar{h}\right) [1] \Rightarrow t_{b,OUT} \quad (9)$$

$$t_{b,OUT} = t_W - (t_W - t_{b,IN}) \cdot \exp\left(-\frac{P_{pipe} \cdot L_{pipe}}{m_{pipe}^* \cdot c_{p,air}(t_b)} \cdot \bar{h}\right) [K] \quad (10)$$

- kde: Θ [1] je bezrozměrná teplota
- t_W [°C] je teplota stěny potrubí v hloubce uložení pod povrchem
- $t_{b,OUT}$ [°C] je výstupní teplota vzduchu ze zemního výměníku tepla
- $t_{b,IN}$ [°C] je teplota vzduchu na vstupu do ZVT; $t_{b,IN} = t_e$
- P_{pipe} [m²] je obvod trubky výměníku
- L_{pipe} [m] je délka jednoho potrubí ZVT
- m_{pipe}^* [kg · s⁻¹] je hmotnostní tok procházející jednou trubkou ZVT
- $c_{p,air}(t_b)$ [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě t_b
- \bar{h} [W · m⁻² · K⁻¹] je průměrný (celkový) součinitel přestupu tepla ze zeminy do vzduchu

$$P_{pipe} = \pi \cdot D_{pipe} [m] \quad (11)$$

- kde: π [1] je Ludolfovo číslo
- D_{pipe} [m] je vnitřní průměr potrubí ZVT

$$D_{pipe} = D_n - 2 \cdot \delta_{pipe} [m] \quad (12)$$

- kde: D_n [m] je vnější (normovaný) průměr potrubí ZVT
- δ_{pipe} [m] je tloušťka stěny potrubí

$$\text{Povrch výměníku (teplosměnná plocha): } S_{pipe} = P_{pipe} \cdot L_{pipe} [m^2] \quad (13)$$

$$m_{pipe}^* = V_{pipe}^* \cdot \rho_{air}(t_b) [kg \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

- kde: V_{pipe}^* [$m^3 \cdot s^{-1}$] je objemový tok procházející jednou trubicou výměníku
 $\rho_{air}(t_b)$ [$kg \cdot m^{-3}$] je hustota vzduchu při t_b

$$\boxed{V_{pipe}^* = \frac{V_{in}^*}{n_{pipe}} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]} \quad (15)$$

- kde: V_{in}^* [$m^3 \cdot s^{-1}$] je objemový tok přiváděného větracího vzduchu, viz (5)
 n_{pipe} [1] je počet potrubí ZVT

$$\boxed{\bar{h} = \frac{\bar{h}_a \cdot h_s}{\bar{h}_a + h_s} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]} \quad (16)$$

- kde: \bar{h}_a [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] je střední hodnota (podél trubky) součinitele přestupu tepla z trubky do vzduchu
 h_s [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] je ekvivalentní (fiktivní) součinitel přestupu tepla se zeminy přes stěnu trubky

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}_a \cdot D_{pipe}}{\lambda_{air}(t_b)} \quad [-] \Rightarrow \bar{h}_a \quad (17)$$

$$\boxed{\bar{h}_a = \frac{\bar{Nu}_D \cdot \lambda_{air}(t_b)}{D_{pipe}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]} \quad (18)$$

- kde: \bar{Nu}_D [1] je střední hodnota Nussletova čísla
 $\lambda_{air}(t_b)$ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je tepelná vodivost vzduchu při teplotě t_b

$$\boxed{\bar{Nu}_D = 0,023 \cdot \bar{Re}_D^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad [-]} \quad (19)$$

- kde: \bar{Re}_D [-] je střední hodnota Reynoldsova čísla
 Pr [-] je Prandtlovo číslo
- vztah platí pro $\bar{Re}_D \geq 10000$ ($330 \text{ m}^3/\text{h} \approx \text{Re}=45\ 800$, $420 \text{ m}^3/\text{h} \approx \text{Re}=58\ 300$); fyzikální vlastnosti určovány při t_b

$$\boxed{\bar{Re}_D = \frac{\bar{w} \cdot D_{pipe}}{v_{air}(t_b)} \quad [-]} \quad (20)$$

- kde: $\nu_{air}(t_b)$ [$m^2 \cdot s^{-1}$] je dynamická viskozita vzduchu při teplotě t_b
 \bar{w} [$m \cdot s^{-1}$] je střední rychlost proudícího vzduchu v potrubí

$$\bar{w} = \frac{V_{pipe}^*}{A_{pipe}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (21)$$

- kde: A_{pipe} [m^2] je plocha průřezu trubky (průtočný průřez)

$$A_{pipe} = \frac{\pi \cdot D_{pipe}^2}{4} \quad [m^2] \quad (22)$$

$$h_s = \frac{\lambda_s}{R_{pipe} \cdot \ln\left(1 + \frac{\delta_{pipe}}{R_{pipe}}\right)} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (23)$$

- kde: λ_s [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti materiálu potrubí (PP)
 R_{pipe} [m] je poloměr potrubí ZVT

5. Určení tepelného výkonu ZVT.

Z vypočítané teploty na výstupu z potrubí můžeme již stanovit tepelný výkon zemního výměníku (24). Je-li ZVT rozdělen do více potrubí, stanovíme celkový tepelný výkon ZVT dle rovnice (25).

Tepelný výkon jednoho potrubí zemního výměníku tepla:

$$Q_{1,ZVT}^* = m_{pipe}^* \cdot c_{p,air}(t_b) \cdot (t_{b,OUT} - t_{b,IN}) \quad [W] \quad (24)$$

Celkový tepelný výkon zemního výměníku tepla:

$$Q_{C,ZVT}^* = n_{pipe} \cdot Q_{1,ZVT}^* \quad [W] \quad (25)$$

6. Rekuperace tepla – type 91.

Výstupní teplota ze ZVT je vstupem do rekuperačního výměníku tepla („studená strana“), kde se vzduch předehřeje. Vstupní teplota na „teplé straně“ výměníku je nastavena celoročně na 22 °C, relativní vlhkost vnitřního vzduchu je po celý rok nastavena 50 %. Byla nastavena konstantní účinnost rekuperace 78 % [23] odpovídající objemovému toku jdoucímu do jednotky. Hmotnostní toky přiváděného a odváděného vzduchu byly vypočteny dle rovnice (6) a (8). Rekuperace je vypnuta v případě, že teplota přivodního vzduchu stoupne nad 22 °C (teplota odváděného vzduchu), vzduch pak proudí obtokem rekuperačního výměníku. Modul rekuperačního výměníku nám poskytne následující výstupy – varianta v1 až v3:

- $t_{ZZT,in}^C$ [°C] vstupní teplota na „studené straně“ do rekuperačního výměníku,
 $t_{ZZT,out}^C$ [°C] výstupní teplota na „studené straně“ z rekuperačního výměníku,
 $t_{ZZT,in}^H$ [°C] vstupní teplota na „teplé straně“ do rekuperačního výměníku,
 $t_{ZZT,out}^H$ [°C] výstupní teplota na „teplé straně“ z rekuperačního výměníku,
 Q_{ZZT}^* [W] aktuální tepelný výkon rekuperace.

7. Dohřev vzduchu.

Pokud je výstupní teplota na „studené straně“ z rekuperačního výměníku nižší jak nastavená teplota (22 °C), spočítá se aktuální výkon dohřevu vzduchu dle (26) – varianta v1 až v3, jinak je výkon dohřevu nulový. Pro variantu v0 se namísto výstupní teploty z rekuperačního výměníku (26) dosadí venkovní teplota vzduchu.

$$Q_{dohrev,22^{\circ}C}^* = m_{in} \cdot c_{p,air} \cdot (t_b) \cdot (t_{IN} - t_{ZZT,out}^C) \quad [W] \quad (26)$$

8. Předehřev vzduchu – varianta v2

Pro variantu v2 se aktuální výkon předehřevu vzduchu spočítá obdobným způsobem jako v předchozím bodě, a to dle rovnice (27). Pokud je venkovní teplota vyšší jak 0 °C, vzduch se nepředehřívá a výkon předehřevu je nulový.

$$Q_{předehrev,0^{\circ}C}^* = m_{in} \cdot c_{p,air} \cdot (t_b) \cdot (t_{0^{\circ}C} - t_e) \quad [W] \quad (27)$$

- celkové množství energie potřebné na předehřev, energie získaná díky rekuperaci tepla a množství energie potřebné na dohřev vzduchu získáme integrací jednotlivých výkonů v čase, v našem případě za celé simulované období (kalendářní rok). V sw TRNSYS je k tomu určen modul „*Quantity Integrator*“ – type 24, pomocí něhož můžeme také lehce stanovit, kolik energie se spotřebovává pro ohřev vzduchu v jednotlivých měsících v roce (viz dále).

7.6.3 Minimální délka potrubí

Hlavním úkolem zemního výměníku v zimním období je ochrana rekuperačního výměníku před zamrznutím. Délka ZVT musí být taková, aby se při nejnižší venkovní teplotě nasávaný vzduch ohřál na minimální teplotu zajišťující bezporuchový chod teplovzdušné jednotky. Úpravou rovnice (9) získáme rovnici (28), ze které pak můžeme vypočítat minimální délku potrubí výměníku (29), při požadavku určité teploty na výstupu. V kapitole 7.1 jsou vedeny nejnižší teploty, kdy je možné vzduch do jednotky nasávat přímo z fasády (0 °C, -4 °C a 2 °C). Minimální délky potrubí pro různé klimatické oblasti ČR jsou uvedeny v tab. 7.5.

$$\Theta_{MIN} = \frac{t_W - t_{b,OUT,MIN}}{t_W - t_{b,IN,MIN}} = \exp\left(-\frac{P_{pipe} \cdot L_{pipe,MIN} \cdot \bar{h}}{m_{pipe} \cdot c_{p,air}(t_b)}\right) [1] \Rightarrow L_{pipe,MIN} \quad (28)$$

$$L_{pipe,MIN} = -\left(\frac{m_{pipe} \cdot c_{p,air}(t_b)}{P_{pipe} \cdot \bar{h}}\right) \cdot \ln \Theta_{MIN} [m] \quad (29)$$

Tab. 7.5: Minimální délka ZVT pro různé klimatické oblasti ČR (N=1, D=0,2 m, $\delta=6,2$ mm, mat. PP, $V^*=330$ m³/hod, z=1,825m).

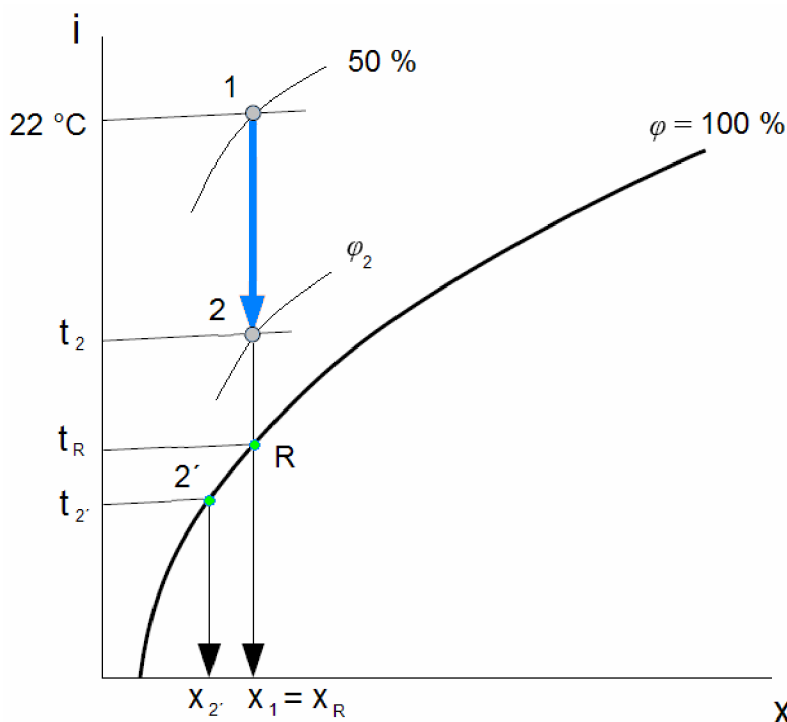
Místo	$t_{e,MIN}$	L_{MIN} (m)		
	°C	$t_{b,OUT,MIN} = 0$ °C	$t_{b,OUT,MIN} = -4$ °C	$t_{b,OUT,MIN} = 2$ °C
Kucharovice	-14,253	30,354	16,034	46,629
Kramolin	-16,384	32,457	18,137	48,732
Liberec	-17,100	32,970	18,651	49,245
Přibyslav	-17,453	32,160	17,841	48,436
Praha	-15,075	30,868	16,548	47,143
Ostrava	-16,430	32,500	18,180	48,775

V našem případě (Ostrava, $t_{b,OUT,MIN}=0$ °C) by mělo být potrubí ZVT dlouhé minimálně 32,5 m. V reálném provedení (NED ve Studénce) je potrubí ZVT dlouhé jen 30 m, protože byl zanedbán vliv nasávací šachty je délka potrubí navržena správně. Vliv samotné nasávací šachty uvádí např. [42], kdy bylo naměřeno ochlazení (letní provoz) vnějšího vzduchu až o 8°C, a to už je výrazný rozdíl. Pokud chceme minimální teplotu na výstupu zvýšit na 2 °C, musí být délka výměníku již téměř 49 m, naopak pro výstupní teplotu -4 °C postačuje potrubí dlouhé asi 18 m, viz tab. 7.5. Pro maximální využití rekuperace tepla by se měl ZVT navrhovat dle prvního sloupce tab. 7.5, tedy za požadavku $t_{b,OUT,MIN}=0$ °C.

7.6.4 Množství vzniklého kondenzátu

a) Při rekuperaci tepla v teplovzdušné jednotce.

Ochladí-li se odpadní vzduch díky rekuperaci tepla (v1 až v3) pod teplotu rosného bodu (viz bod R na obr. 7.15) dojde ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. Množství vysrážené vlhkosti závisí jednak na odváděném hmotnostním toku (stanoveném dle rovnice (8)) a dále na tom, o kolik je vzduch podchlazen vůči teplotě rosného bodu, viz rovnice (33). Musíme tedy zjistit měrnou vlhkost při podmínkách na vstupu „teplé strany“ rekuperačního výměníku (známe: teplot 22 °C, relativní vlhkost 50 %). TRNSYS obsahuje také různé moduly pro psychrometrické výpočty. Známe-li teplotu a měrnou vlhkost, můžeme použít modul „Psychrometrics, Dry Bulb and Humidity Ratio Known“ – type 33c, který nám dopočítá teplotu rosného bodu $t_{R,ZZT}$ (Dew poin temperature). Teplotu odpadního vzduchu na výstupu z rekuperační jednotky $t_{ZZT,out}^H$ nám dopočítá modul type 91. Ze známého hmotnostního toku kondenzující vlhkosti (33) můžeme stanovit uvolněné latentní teplo (34).



Obr. 7.15: Ochlazování odpadního vzduchu v rekuperačním výměníku: schématický náčrt v $i-x$ diagramu (zjednodušený).

Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti:

$$p_p^*(t_i) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t_i}\right) [\text{Pa}] \quad (30)$$

- rovnice platí pro teploty (0 až 80) °C [6].

Výpočet měrné vlhkosti:

$$x(t_i) = \frac{\varphi_i \cdot p_p^*(t_i)}{p - \varphi_i \cdot p_p^*(t_i)} = x_1 \quad [\text{kg}_p \cdot \text{kg}_{s.v.}^{-1}] \quad (31)$$

- $p=98\,500$ [Pa] je barometrický tlak vzduchu (Ostrava-Poruba) [33]

- φ [1] je relativní vlhkost vzduchu

Je-li $t_{ZZT,out}^H \geq t_{R,ZZT}$ je:

$x_{2*} = x_1$; jinak

$$x(t_{ZZT,out}^H) = \frac{1 \cdot p_p^*(t_{ZZT,out}^H)}{p - 1 \cdot p_p^*(t_{ZZT,out}^H)} = x_{2*} \quad [\text{kg}_p \cdot \text{kg}_{s.v.}^{-1}] \quad (32)$$

Výpočet kondenzující vlhkosti:

$$m_{w,RK2}^* = m_{out}^* \cdot (x_{2*} - x_1) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (33)$$

Výpočet latentního tepla uvolněného při kondenzaci:

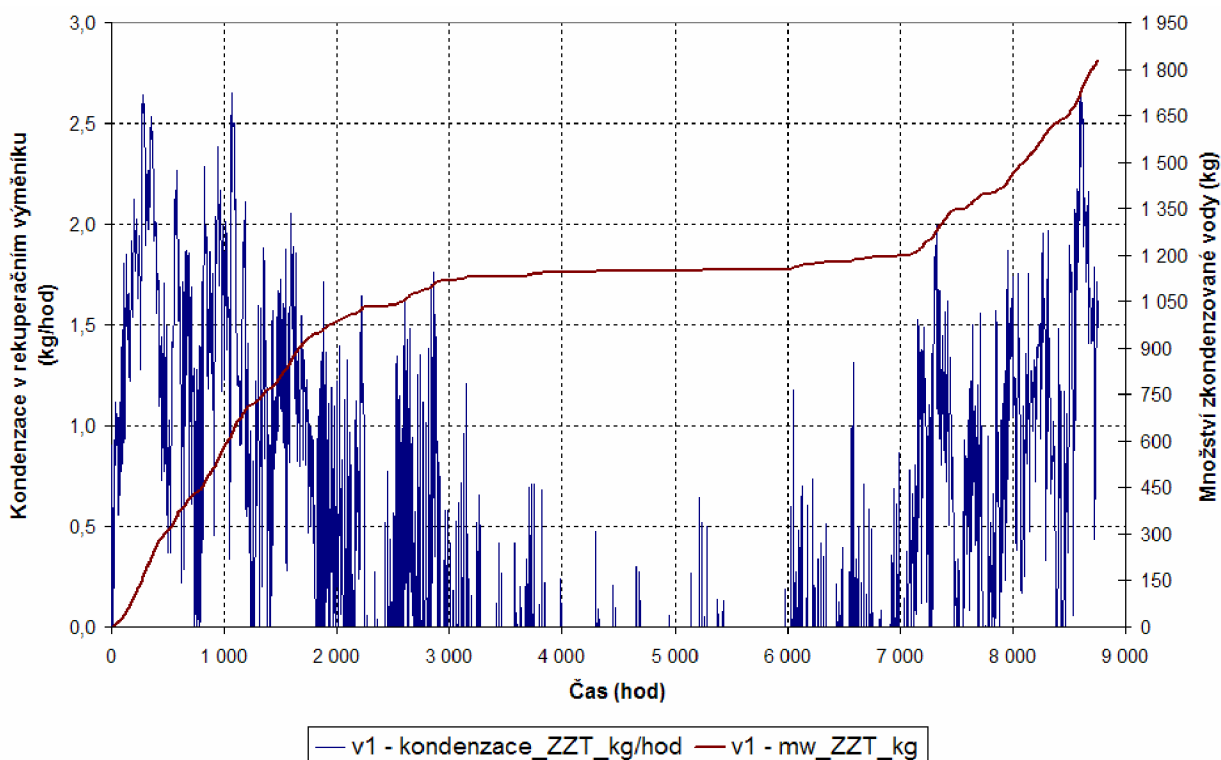
$$Q_{ev,RK2}^* = m_{w,RK2}^* \cdot l_{23} \quad [W] \quad (34)$$

- l_{23} [J/kg] je výparné teplo vody

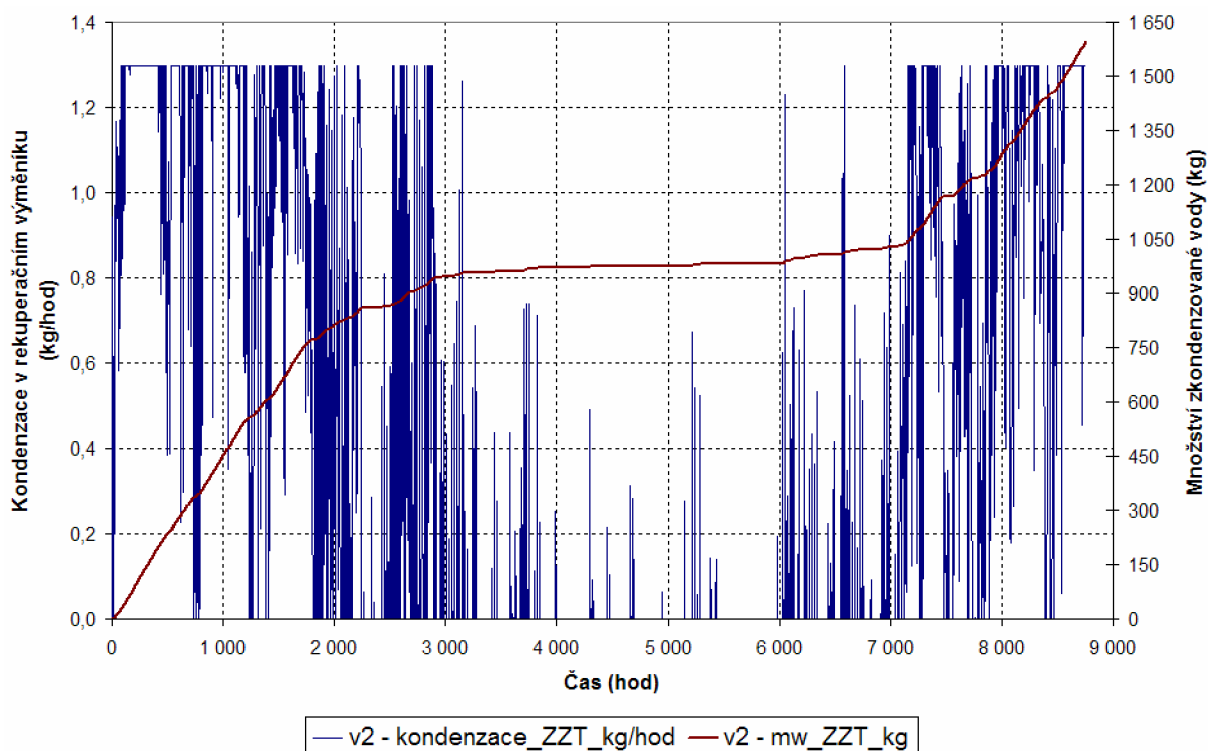
Prezentovaný postup výpočtu vzniklého kondenzátu je velice zjednodušený, tj. i nepřesný. Modul rekuperačního výměníku – type 91, při výpočtu výstupní teploty odváděného vzduchu totiž uvažuje s kondenzací vzdušné vlhkosti. Nastane-li ve skutečném provozu kondenzace, přenos tepla (ochlazování odpadního vzduchu) při rekuperaci tepla se děje následovně:

- nejprve odpadní vzduch předává (čerstvému větracímu vzduchu) své citelné teplo,
- při dosažení teploty rosného bodu začne z odpadního vzduchu kondenzovat vlhkost, teď se předává latentní teplo (za konstantní teploty odpadního vzduchu), které ohřívá (předehřívá) přiváděný větrací vzduch,
- po předání latentního tepla se opět předává teplo citelné (vzduch se ochlazuje), to se opakuje tak dlouho, dokud odpadní vzduch neopustí rekuperační výměník.

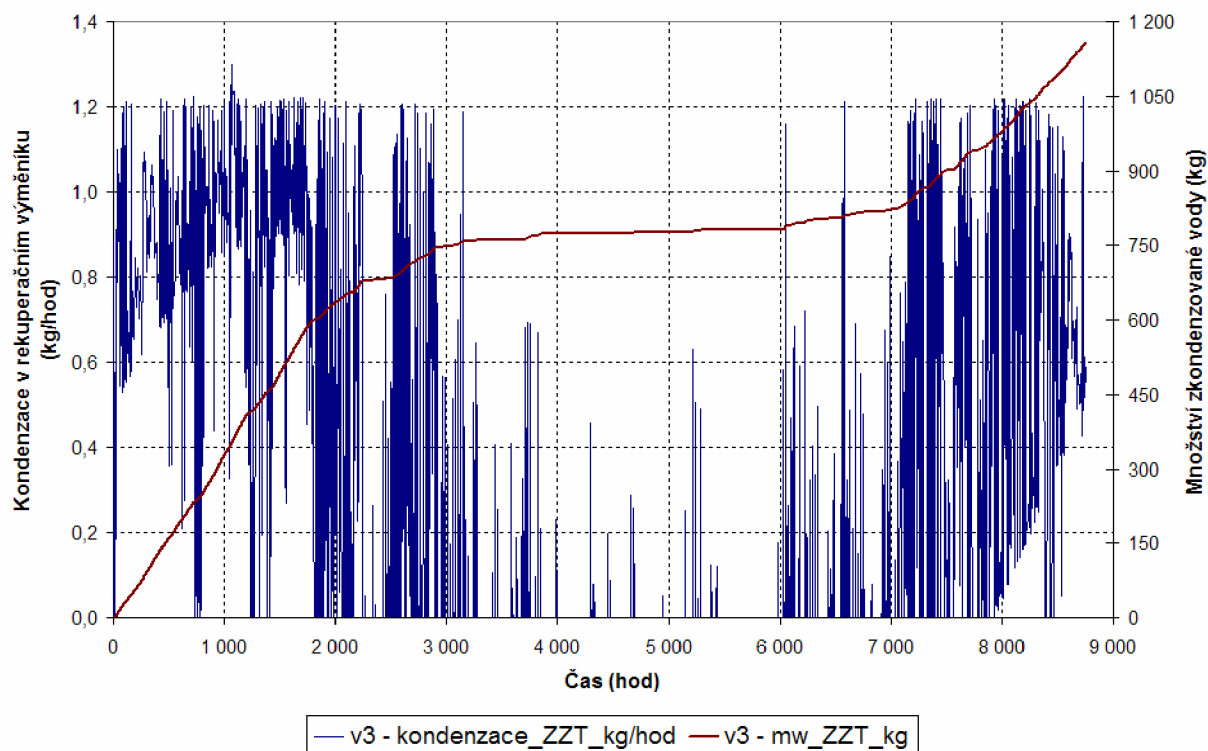
Vlivem prodlevy v průběhu ochlazování se dá předpokládat, že se odpadní vzduch neochladí tolik, jako v případě zanedbání kondenzace, proto uvedené grafy vznikajícího kondenzátu představují hraniční (maximální) hodnotu, která může při provozu vzniknout. Množství vznikajícího kondenzátu záleží převážně také na vnitřních ziscích vlhkosti, tzn. na provozu domácnosti (vaření bez pokliček, pokojové květiny, apod.). Uvolněné latentní teplo větrací vzduch předehřeje na vyšší teplotu, tím se zvýší účinnost rekuperace (1). V odpadním vzduchu je naproti tomu obsaženo ještě určité množství (více) energie, kterou je možno ještě následně využít; např. použitím malého tepelného čerpadla (ohřev TUV).



Obr. 7.16: Varianta v1: kondenzace v rekuperačním výměníku.



Obr. 7.17: Varianta v2: kondenzace v rekuperačním výměníku.

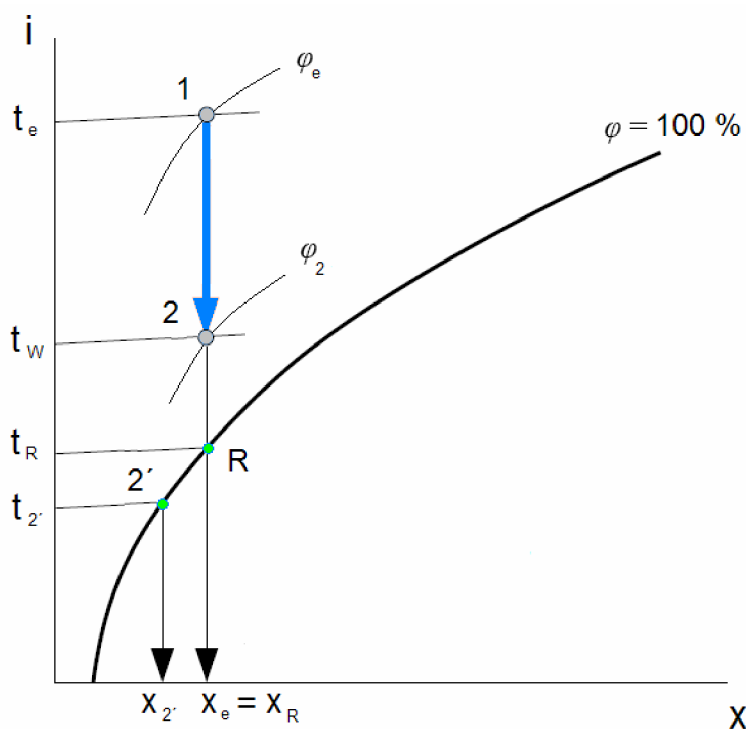


Obr. 7.18: Varianta v3: kondenzace v rekuperačním výměníku.

Množství kondenzátu vzniklého v rekuperačním výměníku v průběhu celého roku je pro jednotlivé varianty patrný z obr. 7.16 až obr. 7.18. Na levé svislé ose je vždy uveden aktuální hmotnostní tok kondenzátu, pravá osa uvádí aktuální sumu vzniklého kondenzátu. Ke kondenzaci dochází převážně v zimním období, naopak kondenzace v letním období se vyskytuje jen zřídka. Průběh zkondenzovaného množství během roku má pro všechny tři varianty obdobný trend, liší se pouze v absolutní hodnotě. U varianty v1 vzniká vyšší hmotnostní tok kondenzátu než u ostatních dvou variant, je to způsobeno vyšším ochlazením odpadního vzduchu. Souhrnné hodnoty ukazuje tab. 7.6 (viz dále), kde první sloupec představuje kolik hodin za rok dochází ke kondenzaci, ve druhém je uvedeno celkové množství zkondenzované vlhkosti a ve třetím sloupci je uvedeno množství uvolněného (latentního) tepla. Zmíněná tabulka naznačuje, že se zvyšující se teplotou na vstupu do jednotky (předehřev) klesá četnost kondenzace, tedy i celkové množství kondenzátu. Z výsledků je dále patrné, že ke kondenzaci dochází téměř 50 % času během roku, v zimních měsících je protimrazová ochrana rekuperačního výměníku proto velmi aktuální.

b) Při provozu ZVT.

Výpočet je obdobný jako v předchozím bodě. Schématický náčrt ochlazování venkovního vzduchu je uveden na obr. 7.19. Známe-li teplotu a relativní vlhkost venkovního vzduchu, můžeme použít modul „Psychrometrics, Dry Bulb and Relative Humidity Known“ – type 33e, který nám dopočítá teplotu rosného bodu $t_{R,e}$ (Dew poin temperature). Teplotu vzduchu na výstupu ze zemního výměníku tepla $t_{b,OUT}$ vypočítáme z (10). Hmotnostní tok přiváděného větracího vzduchu známe z (6) a množství zkondenzované vlhkosti vypočítáme z (36). Uvolněné latentní teplo následně zjistíme z rovnice (37).



Obr. 7.19: Ochlazování venkovního vzduchu v ZVT: schématický náčrt v i - x diagramu (zjednodušený).

Je-li $t_{b,OUT} \geq t_{R,e}$ je:

$$x_{2*} = x_1; \text{ jinak}$$

$$x(t_{b,OUT}) = \frac{1 \cdot p_p''(t_{b,OUT})}{p-1 \cdot p_p''(t_{b,OUT})} = x_{2*} \quad [\text{kg}_p \cdot \text{kg}_{s.v.}^{-1}] \quad (35)$$

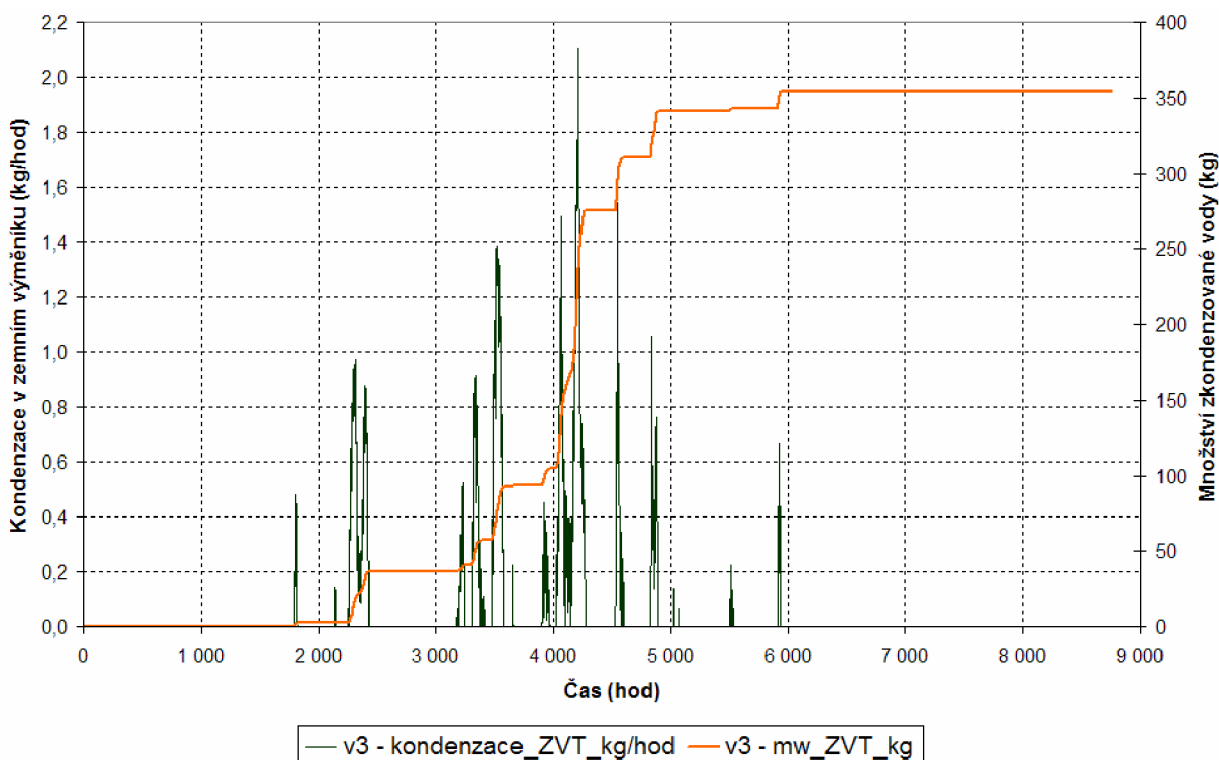
Výpočet kondenzující vlhkosti:

$$m_{w,ZVT}^* = m_{in}^* \cdot (x_{2*} - x_1) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (36)$$

Výpočet latentního tepla uvolněného při kondenzaci:

$$Q_{ev,ZVT}^* = m_{w,ZVT}^* \cdot l_{23} \quad [\text{W}] \quad (37)$$

Množství kondenzátu vzniklého v zemním výměníku tepla v průběhu celého roku je patrný z obr. 7.20. Na levé svislé ose je uveden aktuální hmotnostní tok kondenzátu, pravá osa uvádí aktuální sumu vzniklého kondenzátu. Z obrázku je vidět jak dochází v prvním přechodném období (na jaře) ke kondenzaci, poté se vyskytuje již v letním období. V druhém přechodném období (na podzim) a během zimy v ZVT ke kondenzaci nedochází. Souhrnné hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.6.



Obr. 7.20: Varianta v3: kondenzace v zemním výměníku tepla.

Tab. 7.6: Kondenzace – celkem (roční simulace).

Varianta ---	kondenzace - celkem za rok		latentní teplo kWh
	hod	kg	
v1_ZZT	4 280	1 828,8	1 270,0
v2_ZZT	4 280	1 595,0	1 107,7
v3_ZZT	4 140	1 158,4	804,4
v3_ZVT	989	353,8	245,7

7.6.5 Nahrazení cyklického větrání kontinuálním

Jak bylo zmíněno dříve v zimním provozu se větrá cyklicky, tedy jednotka pracuje přerušovaně. Zkusme nyní zjistit jaký vliv bude mít nahrazení cyklického větrání, větráním kontinuálním o stejném výkonu (objemový tok). Pro názornost zkusíme toto zjistit i pro letní provoz (ve skutečnosti je větrání vždy kontinuální). Výsledné hodnoty jsou pro zimní provoz (při nejnižší teplotě) uvedeny v tab. 7.7, pro letní provoz (při maximální teplotě) jsou výsledné hodnoty uvedeny v tab. 7.8. První řádek tabulky udává objemové množství větracího vzduchu, druhý dobu chodu jednotky, třetí teplotu na vstupu do ZVT, čtvrtý teplotu stěny potrubí. Pátý řádek udává teplotu vzduchu na výstupu ze ZVT (10), v šestém řádku je uveden aktuální výkon ZVT dle (25), předposlední řádek v tabulce udává množství získané/odevzdané energie za hodinu provozu a v posledním řádku je uveden procentuální rozdíl vůči provozu s cyklickým režimem větrání (první sloupec).

Tab. 7.7: Větrání – zimní provoz.

V_{in}^*	330	66	55,8	m^3/h
τ	12	60	60	min
t_{b,IN_min}		-16,430		°C
t_w		3,414		°C
$t_{b,OUT}$	-0,614	2,174	2,334	°C
Q_{zemina}^*	1 832,15	431,02	367,34	W
Q_{zemina}	366,43	431,02	367,34	Wh
ΔQ_{zemina}	0,00	17,63	0,25	%

Tab. 7.8: Větrání – letní provoz.

V_{in}^*	420	84	68,5	m^3/h
τ	12	60	60	min
t_{b,IN_max}		31,470		°C
t_w		13,772		°C
$t_{b,OUT}$	17,996	15,103	14,902	°C
Q_{zemina}^*	-1 986,48	-482,61	-398,17	W
Q_{zemina}	-397,30	-482,61	-398,17	Wh
ΔQ_{zemina}	0,00	21,47	0,22	%

Z tab. 7.7 je patrné, že při „nahrazeném“ kontinuálním provozu (druhý sloupec) má ZVT podstatně menší aktuální výkon než v případě cyklického režimu. Celkové množství energie získané během hodinového provozu v zimě je ale při kontinuálním provozu o 17,6 % vyšší. Díky nižšímu průtoku vzduchu se sníží rychlost proudění v potrubí, vzduch zde zůstává delší dobu, a tím má možnost se ohřát na vyšší teplotu (viz tab. 7.7). Pokud by jsme chtěly použít náhradu cyklického větrání, museli by jsme ještě více snížit objemový tok (třetí sloupec tabulky). Pro letní provoz platí totéž jako u zimního provozu. Celkové množství odevzdané energie během hodinového provozu (kontinuálního) je pro tento případ již o 21,5 % vyšší (viz tab. 7.8). Můžeme tedy potvrdit závěry z práce [40], kde se doporučuje vyšší průtoky vzduchu rozdělit do více potrubí, při dodržení přiměřené tlakové ztráty a celkových investičních nákladů.

7.6.6 Ekonomie zemního výměníku tepla

a) Pořizovací (investiční) náklady ZVT:

Investiční náklady N_{INV} [Kč] tvoří cena za výkopové práce, cena potrubí ZVT, cena nasávací šachty ZVT s krytem a filtry, cena stavebních prací (přívod potrubí skrz obvodovou stěnu – hydroizolace, apod.), vícenáklady na VZT systém (T kus s klapkou, servopohon klapky, potrubí, tepelná izolace potrubí) a cena montáže ZVT včetně zahrnutí a terénních úprav. V tab. 7.8 (viz dále) jsou zjednodušeně rozepsány pořizovací náklady na přímý vzduchový ZVT, ceny jsou brány: nasávací šachta ZVT s krytem a filtry dle [43]; cena potrubí ZVT dle [36]; cena za výkopové práce dle [44] a vícenáklady na VZT systém dle [29].

b) Provozní náklady ZVT:

Provozní náklady N_{PR} [Kč/rok] jsou všechny náklady potřebné k zajištění chodu ZVT. Pokud je součástí větracího systému zemní výměník, musí být sací ventilátor dimenzován tak, aby byl schopen překonat všechny tlakové ztráty způsobené vlivem ZVT (tření v potrubí, tlaková ztráta na vstupu do šachty, tlaková ztráta místními odpory, atd.). Při provozu se to projeví zvýšenou spotřebou elektrické energie, předpoklad ale je, že všechna elektrická energie potřebná pro pohon ventilátorů se přemění na teplo, které po rekuperaci ohřeje přiváděný vzduch (v zimě – tepelný zisk). Další vícenáklady vznikají nutností výměny filtru v nasávací šachtě výměníku (2× ročně) a pravidelným čištěním potrubí ZVT (1× ročně).

c) Náklady na dohřev vzduchu:

Podstatným nákladem je i cena za energii $N_{T,var-i}$ [Kč/rok] potřebnou k ohřátí teplé vody pro výměník v teplovzdušné jednotce. Budeme-li předpokládat, že všechna teplá voda se bere z IZT (ohřev pomocí elektrických topných spirál), můžeme náklad vyčíslit (38) ze známé ceny elektrické energie a energie dodané (spotřebované) pro jednotlivé varianty – neuvažujeme zde ztráty v rozvodech teplé vody. Porovnáním ročních nákladů na dohřev vzduchu u varianty v2 a varianty v3 můžeme zjistit roční ekonomický přínos ZVT (viz dále).

$$N_{T, \text{var}-i} = Q_{\text{dodané, var}-i} \cdot K_{ELE} \quad [K\check{c} / \text{rok}] \quad (38)$$

- kde: $Q_{\text{dodané, var}-i}$ [MWh / rok] je množství dodané energie pro variantu – i, viz tab. 8.6

K_{ELE} [$K\check{c} / MWh$] je cena elektrické energie – bez stálých měsíčních plateb za příkon a pevných cen za měsíc (tab. 7.9)

Tab. 7.8: Pořizovací náklady zemního výměníku (zjednodušený výčet).

Nasávací šachta:			1.
	ks	Kč/ks	Kč
šachta	1	15 000	15 000,0
Hlavice šachty s filtry:			2.
	ks	Kč/ks	Kč
hlavice	1	9 282	9 282,0
Potrubí ZVT (DN200):			3.
	ks	Kč/ks	Kč
přesuvka	1	448,0	448,0
5 m potrubí	6	2 199,0	13 194,0
koleno 45°	2	406,0	812,0
2 m potrubí	1	929,0	929,0
revizní kus	1	1 064,1	1 064,1
		suma	16 447,1
Mezisoučet:		bez DPH	40 729,1
(1. až 3.)		s DPH (19 %)	48 467,6
Výkopové práce:			4.
	hod	Kč/hod	Kč
výkop	8	600	4 800
zahrnutí	2	600	1 200
		suma	6 000,0
Vícenáklady VZT:			5.
			Kč
vícenáklady + montáž		bez DPH	4 980,0
		s DPH (9 %)	5 428,2
cena celkem:		bez DPH	51 709,1
		včetně DPH	59 895,8

d) Úspora energie použitím ZVT, doba návratnosti:

Roční ekonomickou úsporu ΔN_T [Kč/rok] na ohřevu vzduchu díky použití zemního výměníku tepla získáme odečtením ročních nákladů na ohřev vzduchu varianty v3 a varianty v2, viz rovnice (39). Zde ovšem není zahrnuta ekonomická úspora případně realizovaného chlazení. To je dnes v rodinných domech zajištěno většinou komfortní klimatizační jednotkou systému SPLIT (elektricky poháněná jednotka), která ale oproti ZVT neumožňuje větrání. Ze známé hodnoty investičních nákladů a roční ekonomické úspory díky realizaci VZT systému se zemním výměníkem tepla, můžeme dle (40) určit dobu prosté návratnosti – za předpokladu nulového nárůstu cen elektrické energie. Se započtením úspor na chlazení a s uvažováním růstu cen energií se doba návratnosti logicky zkracuje.

$$\Delta N_T = N_{T,\text{var-3}} - N_{T,\text{var-2}} \quad [\text{Kč/rok}] \quad (39)$$

$$\tau_{\text{návratnosti}} = \frac{N_{\text{INV}}}{\Delta N_T} \quad [\text{rok}] \quad (40)$$

Tab. 7.9: Cena elektrické energie – nízký tarif, platí od 1.1. 2009; „podle [45]“.

Cena elektrické energie od ČEZ		
Distribuční sazba:	<i>D 35d</i>	
Produkt:	<i>D Akumulace 16 Comfort</i>	
platby za:	<i>Kč/MWh</i>	
dopravu elektřiny	1 972,88	
silovou elektřinu	1 579,30	
cena celkem:	bez DPH	3 552,18
	s DPH (19 %)	4 227,09

8 VÝSLEDKY ŘEŠENÍ – DISKUSE

8.1 Vliv ZVT na provoz a účinnost rekuperační jednotky

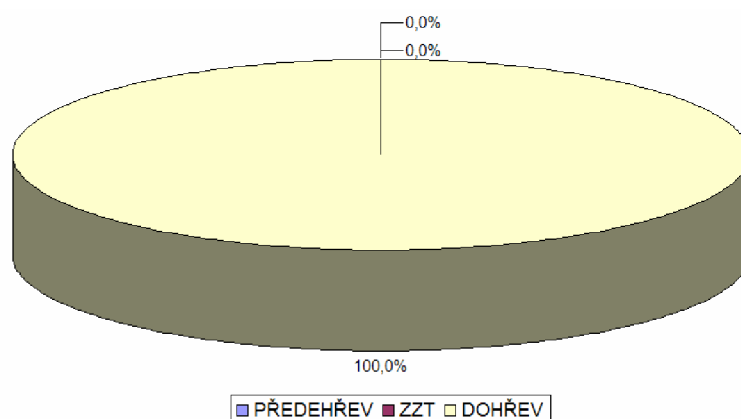
Účinností rekuperační jednotky se v tomto případě myslí, kolik energie za roční dobu provozu získáme nazpět pomocí rekuperace (samotný rekuperační výměník pracuje s konstantní účinností) – viz obr. 8.5. Nejvíce nás zajímá rozdíl mezi variantou v2 a variantou v3. Dále jsou zde pro jednotlivé varianty uvedeny procentuální podíly předeřevu, rekuperace a dohřevu na ohřevu čerstvého větracího vzduchu za simulované období jednoho roku (koláčový graf), souhrnně – viz tab. 8.5. U každé varianty je také uvedena tabulka s měsíčním rozdělením absolutních hodnot jednotlivých druhů ohřevu přiváděného vzduchu. Grafické znázornění měsíčního rozdělení je pro každou variantu uvedeno zvlášť v příloze práce.

8.1.1 Varianta v0

U této varianty je potřeba na ohřev vzduchu veškerá dodaná energie (obr. 8.1), tedy obdoba dnešního větrání otevíráním oken tj. provětráváním. Z tab. 8.1 je vidět jak velké množství energie je potřeba v letním období, zejména v měsíci září. Daná skutečnost plyne z rozdílného režimu větrání v zimním a letním období. Je logické, že cyklické větrání je vůči kontinuálnímu méně energeticky náročné. V navrženém modelu je dohřev vzduchu (zde ohřev) nastaven na konstantní požadovanou hodnotu 22 °C, tedy i v letním období (ohřev ve večerních hodinách), proto pro přesnější výsledky by bylo vhodné model více zdokonalit (zpřesnit) – letní provětrání bez ohřevu, více větracích režimů v průběhu roku, uvažování akumulace ve stavební konstrukci, apod. Jelikož je uvedena nepřesnost u všech variant stejná nebudeme jí při porovnávání jednotlivých variant přikládat velkou váhu.

Tab. 8.1: Varianta v0 – ohřev větracího vzduchu, absolutní rozdělení za rok.

MĚSÍC	PŘEDEHŘEV	ZVT	DOHŘEV	CELKEM	DODANÁ ENERGIE
---	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
1	0,0	0,0	853,2	853,2	853,2
2	0,0	0,0	716,5	716,5	716,5
3	0,0	0,0	648,2	648,2	648,2
4	0,0	0,0	460,8	460,8	460,8
5	0,0	0,0	290,0	290,0	290,0
6	0,0	0,0	654,7	654,7	654,7
7	0,0	0,0	526,4	526,4	526,4
8	0,0	0,0	582,7	582,7	582,7
9	0,0	0,0	922,2	922,2	922,2
10	0,0	0,0	446,5	446,5	446,5
11	0,0	0,0	612,4	612,4	612,4
12	0,0	0,0	778,1	778,1	778,1
SUMA	0,0	0,0	7 491,7	7 491,7	7 491,7



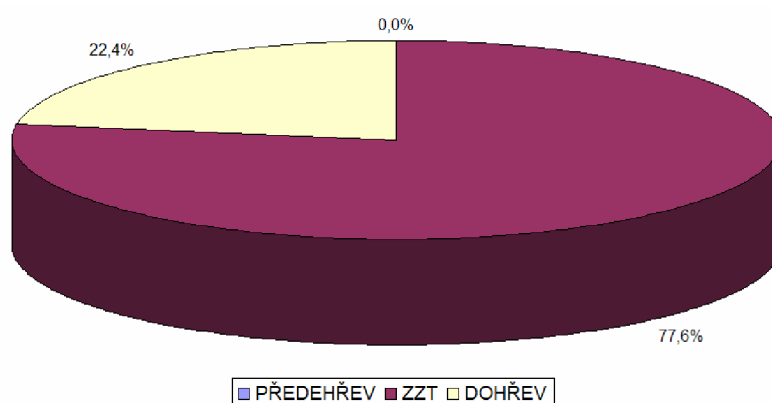
Obr. 8.1: Varianta v0 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (celkem).

8.1.2 Varianta v1

U této varianty se již uplatní rekuperace tepla, to má za následek snížení potřebného množství energie na ohřev vzduchu téměř na 1/5 vůči předchozí variantě – obr. 8.2. Rekuperací tepla se tedy výrazně snižuje tepelná ztráta větráním. Není tady uvažován přehřev čerstvého vzduchu, což můžeme připustit např. v případě nasazení rotačního výměníku. Jednotka DUPLEX RK má ale vestavěný deskový rekuperační výměník tepla, u kterého musí být vyřešena protimrazová ochrana, jinak hrozí havárie jednotky. Díky nastavenému režimu větrání v letním období je i zde potřeba energie na dohřev vzduchu velká, viz. tab. 8.2. Z tohoto pohledu by bylo vhodné letní režim přenastavit na cyklické větrání v nočních a ranních hodinách s kontinuálním provozem během dne (při použití ZVT je toto řešení výhodné, chladit vzduch je potřeba nejvíce ve dne). Další možností je použití nočního větrání otevřenými okny, tj. větrací jednotka je vypnutá – nevýhody: vnikání hmyzu, prachu, pylů a hluku z exteriéru (u nuceného větrání tyto problémy nevznikají).

Tab. 8.2: Varianta v1 – ohřev větracího vzduchu, absolutní rozdělení za rok.

MĚSÍC	PŘEDEHŘEV	ZZT	DOHŘEV	CELKEM	DODANÁ ENERGIE
---	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>
1	0,0	662,4	190,8	853,2	190,8
2	0,0	556,3	160,2	716,6	160,2
3	0,0	503,3	145,0	648,2	145,0
4	0,0	357,7	103,0	460,8	103,0
5	0,0	225,1	64,8	290,0	64,8
6	0,0	508,3	146,4	654,7	146,4
7	0,0	408,7	117,7	526,4	117,7
8	0,0	452,4	130,3	582,7	130,3
9	0,0	715,9	206,2	922,2	206,2
10	0,0	346,7	99,9	446,5	99,9
11	0,0	475,5	137,0	612,4	137,0
12	0,0	604,1	174,0	778,1	174,0
SUMA	0,0	5 816,4	1 675,4	7 491,7	1 675,4



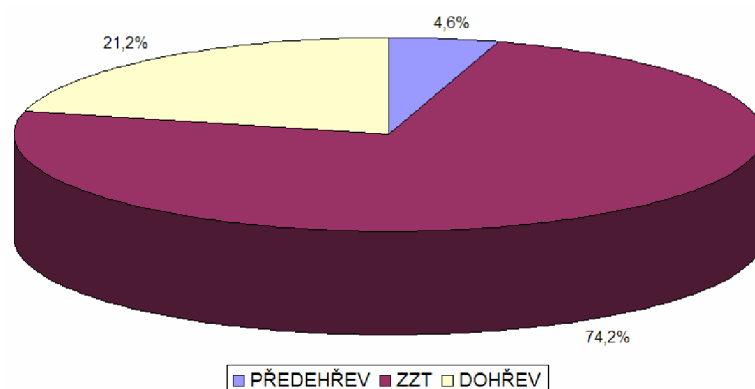
Obr. 8.2: Varianta v1 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (celkem).

8.1.3 Varianta v2

Tato varianta odpovídá již více skutečnosti. Vlivem přehřevu větracího vzduchu se sníží rozdíl teplot (teplotní spád) mezi „studenou“ a „teplou“ stranou výměníku a tím se také sníží využití tepla z odpadního vzduchu. Pokles využití rekuperace je patný z obr. 8.3. Následkem je vyšší nárok na množství dodané energie (přehřev+dohřev), přehřev se na potřebě tepla podílí téměř 5 % – viz tab.8.3.

Tab. 8.3: Varianta v2 – ohřev větracího vzduchu, absolutní rozdělení za rok.

MĚSÍC	PŘEDEHŘEV	ZTT	DOHŘEV	CELKEM	DODANÁ ENERGIE
---	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>	<i>kWh</i>
1	131,1	564,9	157,1	853,2	288,3
2	89,4	489,8	137,3	716,5	226,7
3	22,5	486,5	139,2	648,2	161,7
4	4,7	354,3	101,8	460,8	106,5
5	0,0	225,1	64,8	290,0	64,9
6	0,0	508,3	146,4	654,7	146,4
7	0,0	408,7	117,7	526,4	117,7
8	0,0	452,4	130,3	582,7	130,3
9	0,0	715,9	206,2	922,2	206,2
10	1,6	345,5	99,5	446,5	101,0
11	20,1	460,6	131,8	612,4	151,9
12	78,3	545,9	153,9	778,1	232,2
SUMA	347,8	5 557,9	1 586,0	7 491,7	1 933,8



Obr. 8.3: Varianta v2 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (celkem).

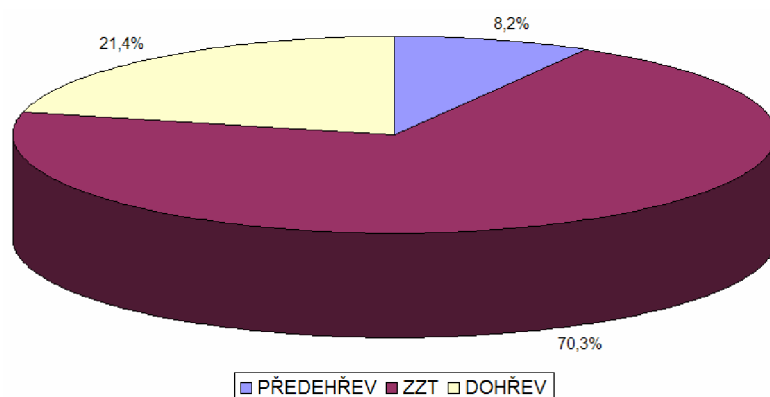
8.1.4 Varianta v3

Prezentovaná varianta nejvíce odpovídá reálnému systému větrání v NED ve Studénce. Předehřev je realizován pomocí přímého vzduchového výměníku tepla. Jelikož je výměník dimenzován na zajištění protimrazové ochrany při nejnižší teplotě v zimě, je po většinu času vzduch předehříván na vyšší než požadovanou teplotu (0 °C). Předehřev se na potřebě tepla podílí již cca 8 %, viz obr. 8.4. To má opět za následek snížení využití rekuperace tepla, jako u předchozí varianty – viz tab. 8.5. Daný nedostatek by se dal kompenzovat využitím směšování před vstupem do jednotky, kdy část vzduchu by se předehřívala v ZVT a část by se nasávala přímo z fasády objektu, poměr by byl řízen dle aktuálních klimatických podmínek. To by sebou neslo i zvýšený požadavek na kvalitu řídicího systému (MaR – měření a regulace), což je typické u tzv. „*inteligentních budov*“. Dnes je sání vzduchu nastaveno dle aktuální venkovní teploty tak, že se všechen vzduch nasává buď přes ZVT, nebo je všechen nasáván jen z fasády objektu (není směšování).

Výhodou u této varianty je možnost chlazení větracího vzduchu (tab. 8.4 resp. obr. 8.7). Aktuální výkon chlazení je závislý na teplotě uvnitř budovy, proto by se měla tepelná zátěž nejprve redukovat stavebním řešením objektu [40].

Tab. 8.4: Varianta v3 – ohřev větracího vzduchu, absolutní rozdělení za rok.

MĚSÍC	PŘEDEHŘEV	ZTT	DOHŘEV	CELKEM	DODANÁ ENERGIE	CHLAZENÍ
---	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
1	192,8	509,5	150,9	853,2	150,9	0,0
2	113,1	466,2	137,3	716,5	137,3	0,0
3	37,6	472,4	138,2	648,2	138,2	0,0
4	13,9	345,8	101,1	460,8	101,1	0,0
5	0,3	222,1	67,6	290,0	67,6	3,9
6	0,0	498,9	155,8	654,7	155,8	51,6
7	0,0	390,4	136,0	526,4	136,0	84,7
8	0,0	436,4	146,4	582,7	146,4	53,9
9	0,0	710,2	211,9	922,2	211,9	3,3
10	16,1	333,1	97,3	446,5	97,3	0,0
11	80,1	411,1	121,2	612,4	121,2	0,0
12	162,0	474,1	142,0	778,1	142,0	0,0
SUMA	615,9	5 270,1	1 605,7	7 491,7	1 605,7	197,3



Obr. 8.4: Varianta v3 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (celkem).

8.1.5 Využití rekuperace

Snížením teplotního spádu v rekuperačním výměníku snížíme také množství získané energie pomocí rekuperace, jak ukazuje druhý sloupec tab. 8.5. Procentuální zastoupení rekuperace na ohřevu větracího vzduchu je v grafické podobě uvedeno na obr. 8.5. Při použití zemního výměníku tepla je množství energie získané pomocí rekuperace nejnižší ze všech zkoumaných variant. Varianta v1 je hraniční případ, který se při použití deskových výměníků v praxi nevyskytuje (vždy je nutné řešit protimrazovou ochranu rekuperačního výměníku).

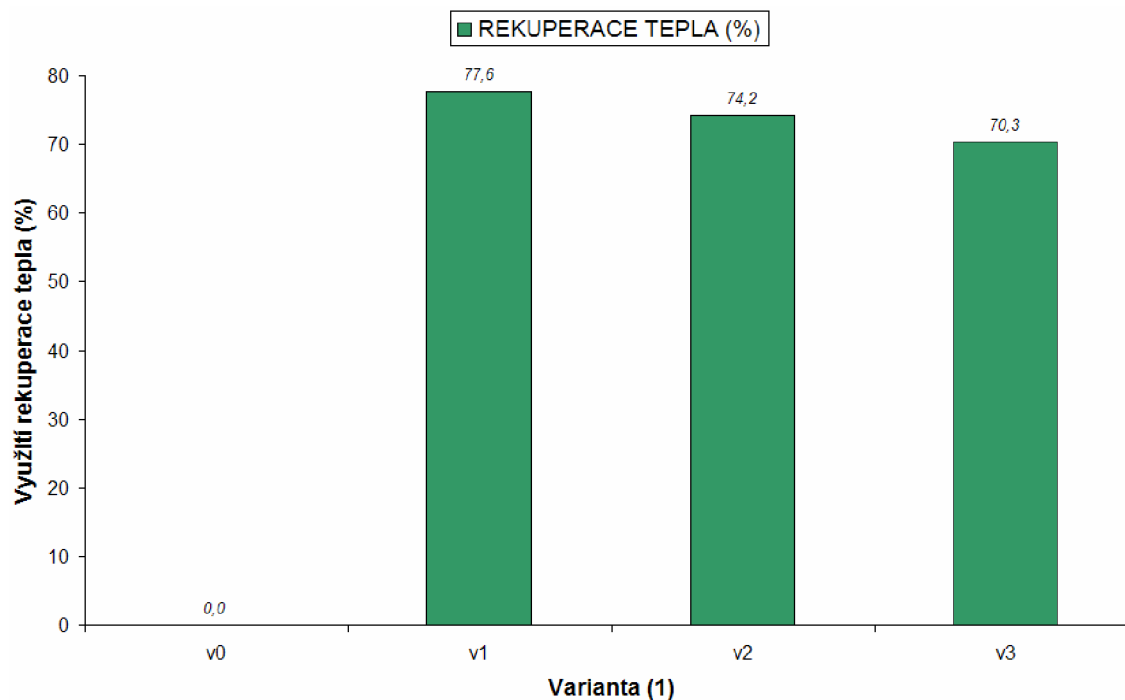
Tab. 8.5: Ohřev větracího vzduchu pro jednotlivé varianty, absolutní rozdělení.

VARIANTA	PŘEDEHŘEV	ZZT	DOHŘEV	DODANÁ ENERGIE	CHLAZENÍ ZVT
---	<i>kWh/rok</i>	<i>kWh/rok</i>	<i>kWh/rok</i>	<i>kWh/rok</i>	<i>kWh/rok</i>
v0	0,0	0,0	7 491,7	7 491,7	0,0
v1	0,0	5 816,4	1 675,4	1 675,4	0,0
v2	347,8	5 557,9	1 586,0	1 933,8	0,0
v3	615,9	5 270,1	1 605,7	1 605,7	197,3

Porovnáním varianty v2 s variantou v3 můžeme zjistit jaký vliv má ZVT na rekuperaci tepla. Ze získaných hodnot vidíme, že zemní výměník sníží využití rekuperace o cca 290 kWh (viz tab. 8.6) za rok. Za předpokladu, že všechna energie získaná nazpět díky rekuperaci by se brala v podobě teplé vody z IZT vychází ekonomie rekuperace dle tab. 8.6. Zásobník se nabíjí pomocí elektrických topných spirál výhradně při nízkém tarifu (NT) ceny elektrické energie (cena za jednotku energie v NT je uvedena v tab. 7.9). Z tab. 8.6 vidíme, že v případě vyššího využití rekuperace (varianta bez ZVT – v2) by jsme právě díky rekuperaci za rok ušetřily asi 1 200,- Kč. Použitím ZVT (varianta v3) však snížíme celkové množství dodané energie – viz tab. 8.5. Do jaké míry se to projeví na celkové ekonomii provozu je uvedeno v další kapitole. Se získaných dat je patné, že energetický a ekonomický přínos ZVT je vůči samotné rekuperaci velmi malý. Se zvyšující se účinností rekuperace se význam zemního výměníku ještě více snižuje (zimní provoz) [46].

Tab. 8.6: Energetický a ekonomický přínos rekuperace bez, a s použitím ZVT.

ZVT	ZZT	ENERGETICKÝ PŘÍNOS	CENA ZA ENERGI	EKONOMICKÝ PŘÍNOS
---	MWh/rok	MWh/rok	Kč/rok	Kč/rok
NE	5,558	0,288	23 493,9	1 216,5
ANO	5,270	0,000	22 277,3	0,0



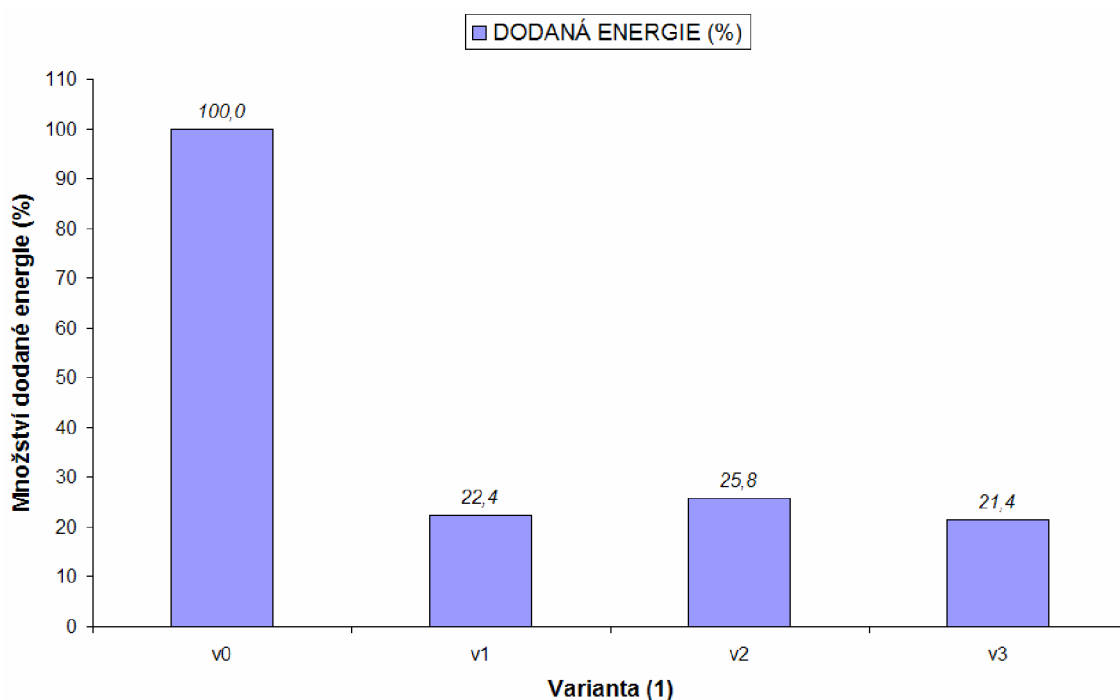
Obr. 8.5: Celkový (roční) podíl rekuperace na ohřevu větracího vzduchu.

8.2 Energetický a ekonomický přínos ZVT

Celkové množství dodané energie potřebné k ohřátí (dohřátí) čerstvého větracího vzduchu a cena za energii takto vynaloženou pro jednotlivé varianty uvádí tab. 8.7. Cena je stanovena za předpokladu, že teplá voda se bere z ITZ, kde je ohřívána pomocí elektrických topných spirál. Zásobník se nabíjí výhradně při nízkém tarifu (NT) ceny elektrické energie – akumulační provoz. Cena za jednotku energie v NT je uvedena v tab. 7.9. Grafické vyjádření množství dodané energie je uvedeno na obr. 8.6. Za předem zmíněných předpokladů by jsme u varianty v0 zaplatili za ohřev vzduchu přes 31 600,- Kč, u ostatních variant se cena vlivem rekuperace podstatně sníží – viz tab. 8.7. Nejvýhodněji z tohoto pohledu vychází varianta s předehřevem pomocí ZVT a systémem zpětného získávání tepla, kdy celková roční cena za ohřev vzduchu vychází asi 6 800,- Kč (tab. 8.7).

Tab. 8.7: Cena za ohřev větracího vzduchu pro jednotlivé varianty.

<i>VARIANTA</i>	<i>DODANÁ ENERGIE</i>	<i>CENA ZA ENERGI</i>
---	<i>MWh/rok</i>	<i>Kč/rok</i>
v0	7,492	31 668,2
v1	1,675	7 081,9
v2	1,934	8 174,3
v3	1,606	6 787,5



Obr. 8.6: Celkový (roční) podíl dodané energie na ohřevu větracího vzduchu.

8.2.1 Systém bez použití ZVT

V tab. 8.8 je uveden energetický a ekonomický přínos varianty ohřevu vzduchu bez použití ZVT (v2) a varianty s použitím ZVT (v3). Pokud pro předehřev nevyužijeme zemního výměníku tepla, musíme za rok provozu dodat celkem 1,934 MWh energie, za což zaplatíme částku cca 8 200,- Kč. Tato varianta umožňuje sice vyšší využití rekuperace, ale s ohledem na komplexní hodnocení systému, tedy na celkové množství dodané energie, vychází v porovnání s variantou ze ZVT hůře (viz dále).

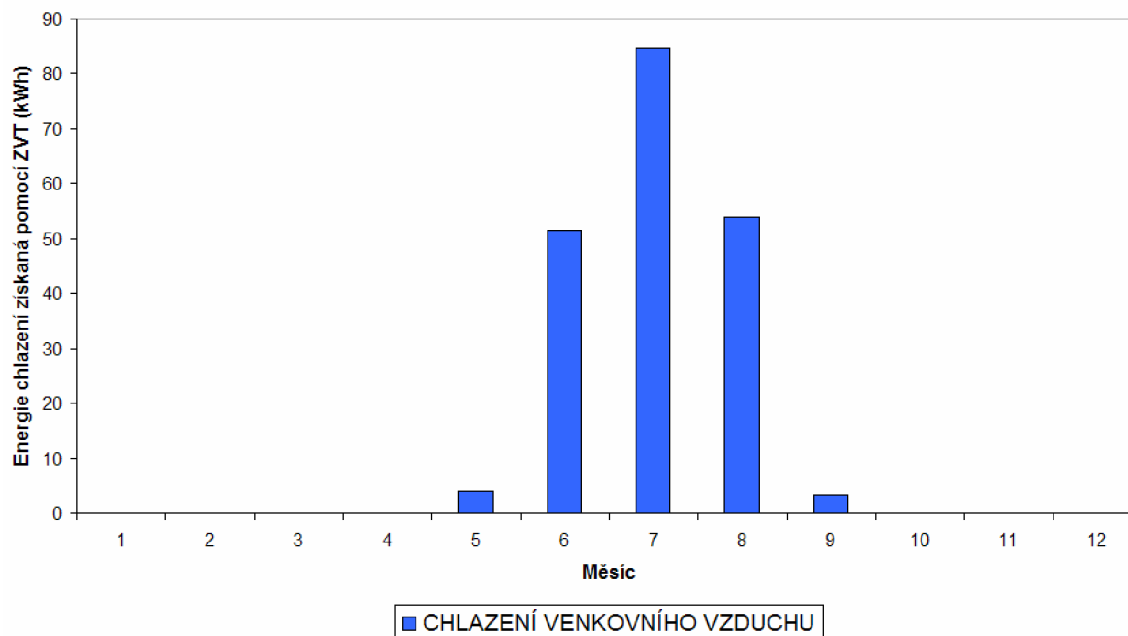
Tab. 8.8: Roční ekonomický přínos zemního výměníku tepla, bráno k roku 2009.

ZVT	DODANÁ ENERGIE	ENERGETICKÝ PŘÍNOS	CENA ZA ENERGI	EKONOMICKÝ PŘÍNOS
---	MWh/rok	MWh/rok	Kč/rok	Kč/rok
NE	1,934	0,000	8 174,3	0,0
ANO	1,606	-0,328	6 787,5	-1 386,8

8.2.2 Systém se ZVT

Použijeme-li pro předehřev vzduchu ZVT snížíme tak celkové množství dodané energie na hodnotu 1,606 MWh, za niž zaplatíme částku cca 6 800,- Kč, tedy nejméně ze všech zkoumaných variant. Další výhodou je i přínos ZVT na chlazení přiváděného vzduchu, kdy je ZVT schopen za rok dodat celkem 197 kWh energie na chlazení; viz tab. 8.4, nebo obr. 8.7. Celkový energetický přínos ZVT na chlazení je ale značně závislý na stavebně-technickém řešení budovy. Pro udržení přijatelných teplot vzduchu uvnitř budovy je zásadní dobrá letní stabilita domu a vhodné dimenze ZVT [46], z čehož pak vyplývá i poměr mezi aktuálním chladícím výkonem a aktuálními tepelnými zisky ve větraném prostoru.

Snížení podílu rekuperace na ohřevu (předehřevu) vzduchu v tomto případě není pro nás tak negativní. Pokud by jsme přesto chtěli takto „neušetřenou“ energii využít, mohli bychom ji využít např. k ohřevu TUV pomocí malého (o malém výkonu) tepelného čerpadla. Předem by se ale musela provést energetická a ekonomická analýza, která by stanovila výhodnost dané investice.



Obr. 8.7: Energie na chlazení venkovního vzduchu získaná pomocí ZVT – varianta v3.

8.3 Výhodnost investice

Výhodnost daného zemního výměníku určíme z doby prosté návratnosti stanovené dle (40). Investiční náklady zemního výměníku jsou vyčísleny v tab. 7.8, v našem případě vychází pořizovací cena cca 59 900,- Kč. Množství ekonomických úspor za rok dané realizací systému se ZVT, vypočtené podle rovnice (39), jsou uvedeny v tab. 8.8. Ekonomický přínos ZVT vychází pro danou aplikaci asi 1 400,- Kč ročně. Z uvedených hodnot tedy vychází prostá doba návratnosti systému se ZVT zhruba na 43 let, viz rovnice (41).

$$\tau_{\text{návratnosti}} = \frac{-59895,8 \text{ [Kč]}}{-1386,8 \text{ [Kč/rok]}} = \underline{43,2 \text{ [let]}} \quad (41)$$

Takto stanovená doba návratnosti předpokládá v průběhu provozu zařízení neměnnou cenu elektrické energie, což při dnešním každoročním zdražování není zcela korektní. Z tohoto důvodu je v tab. 8.9 stanovena doba návratnosti se zavedením předpokladu každoročního nárůstu ceny elektrické energie ve výši 10 %. Výchozí hodnota je brána k 1. čtvrtletí roku 2009 – viz tab. 7.9. Při tomto předpokladu vychází doba návratnosti již na 18 let. Přihlédneme-li ještě k úspoře energie na chlazení získané pomocí ZVT (v obou těchto případech není brána v potaz) bude doba návratnosti ještě kratší.

Tab. 8.9: Ekonomický přínos zemního výměníku tepla, předpoklad růstu cen elektrické energie 10 % ročně.

č.	Rok	Cena el. en. Kč/MWh	Úspora Kč/rok	SUMA úspor Kč	Zisk Kč
1	2009	4 227,1	-1 386,8	-1 386,8	-58 509,0
2	2010	4 649,8	-1 525,5	-2 912,2	-56 983,6
3	2011	5 114,8	-1 678,0	-4 590,2	-55 305,6
4	2012	5 626,3	-1 845,8	-6 436,1	-53 459,8
5	2013	6 188,9	-2 030,4	-8 466,4	-51 429,4
6	2014	6 807,8	-2 233,4	-10 699,9	-49 196,0
7	2015	7 488,6	-2 456,8	-13 156,6	-46 739,2
8	2016	8 237,4	-2 702,4	-15 859,1	-44 036,7
9	2017	9 061,2	-2 972,7	-18 831,8	-41 064,1
10	2018	9 967,3	-3 270,0	-22 101,7	-37 794,1
11	2019	10 964,0	-3 597,0	-25 698,7	-34 197,1
12	2020	12 060,4	-3 956,6	-29 655,3	-30 240,5
13	2021	13 266,4	-4 352,3	-34 007,6	-25 888,2
14	2022	14 593,1	-4 787,5	-38 795,2	-21 100,6
15	2023	16 052,4	-5 266,3	-44 061,5	-15 834,3
16	2024	17 657,6	-5 792,9	-49 854,4	-10 041,4
17	2025	19 423,4	-6 372,2	-56 226,7	-3 669,2
18	2026	21 365,7	-7 009,4	-63 236,1	3 340,3
19	2027	23 502,3	-7 710,4	-70 946,5	11 050,7
20	2028	25 852,5	-8 481,4	-79 427,9	19 532,1

Pozn. Dnešní chlazení v rodinných domech je ve většině případů zajištěno komfortními klimatizačními jednotkami systému SPLIT. V porovnání s chlazením pomocí ZVT má jednotka SPLIT několik nevýhod:

- nezajišťuje větrání objektu,
- pohon jednotky je na elektrickou energii, ta je ve většině případů odebírána při vysokém tarifu (potřeba chlazení je v odpoledních hodinách), tudíž provozní náklady jsou vyšší (delší doba návratnosti),
- z měření reálného provozu ZVT vyplývá, že vůči klimatizaci systému SPLIT je pro chlazení efektivnější použít zemní výměník tepla [40].

8.4 Doporučení pro provoz systému

Pro vyšší využití ZVT by bylo výhodné nastavit přepínání sání do zemního výměníku resp. sání přímo z fasády na interval teplot (0 až 24) °C. Pokud je objekt vystaven vyšší tepelné zátěži může být horní interval v létě i nižší (např. 22 °C). Snížení energetických ztrát větráním dosáhneme přiváděním pouze hygienicky nutného množství větracího vzduchu. Snížením průtoku v potrubí ZVT tak dosáhneme vyššího ohřátí/ochlazení přiváděného vzduchu (viz kapitola 7.6.5), z tohoto pohledu je lepší místo cyklického větrání použít kontinuální větrání o stejném „objemovém“ výkonu. Zmíněné nahrazení bude však mít vliv na využití rekuperace, na cirkulační provoz teplovzdušného vytápění to nebude mít zásadní vliv. Doporučením je také ohřívat přiváděný vzduch do jednotky jen na teplotu zajišťující protimrazovou ochranu rekuperačního výměníku, tedy nejlépe na 0 °C (maximálně). Využijeme tak nejvíce potenciálu rekuperace a snížíme tak i potřebné množství dodané energie (viz tab. 8.5). Především požadavek zajistí pouze kvalitní regulace – řízené směřování.

Pokud ještě není ZVT (vzduchový) realizován, je namísto přímého provedení výhodnější použít cirkulačního provedení. Sníží se tak cena výkopových prací (je-li potrubí nad sebou) a zvýší se využití ZVT při letním provozu o cirkulační chlazení vzduchu. Dimenze ZVT by měly být stanoveny přímo pro konkrétní případ realizace, dle zásad uvedených v [40].

9 ZÁVĚR

Se zvyšujícím se požadavkem na tepelnou ochranu u nově stavěných budov, nebo při rekonstrukcích (sanacích) stávajících, roste význam tepelných ztrát větráním. U staveb s extrémně nízkou spotřebou tepla (NED, PD) je tento význam ještě markantnější. Možností jak v těchto stavbách snížit tepelné ztráty větráním je pouze v nasazení systému řízeného větrání s účinnou rekuperací tepla. Výhodou je i pružná reakce tohoto systému na externí a interní tepelné zisky, které jsou pak schopné pokrýt velkou část potřeby tepla na vytápění. Do systému nuceného větrání můžeme zařadit i další prvky zajišťující snížení celkové spotřeby energie (předehřev vzduchu). Mohou jimi být např. vzduchové solární kolektory, nebo zemní vzduchový výměník tepla (ZVT). Zmíněné prvky jsou však jistou konkurencí rekuperace tepla (pouze zimní období), čímž se následně sníží využití energetického potenciálu v odpadním vzduchu.

Cílem diplomové práce je proto zjistit vliv ZVT na provoz a účinnost rekuperační jednotky, zajišťující větrání a teplovzdušné vytápění nízkoenergetického domku ve městě Studénka. Práce se dále zabývá zjednodušeným výpočtem kondenzace v rekuperačním výměníku, energetickým a ekonomickým přínosem rekuperace bez použití a s použitím ZVT, analyzuje výhodnost konkrétní investice a nakonec přináší určitá doporučení pro provoz systému. Prezentované výsledky byly získány na základě energetických simulací, provedených v simulačním programu TRNSYS 16.1, za předpokladu některých zjednodušení. Pro další porovnání byly zkoumány čtyři varianty (modelové případy): $v0$ – nucené větrání bez předehřevu vzduchu a bez rekuperace tepla z odpadního vzduchu; $v1$ – nucené větrání bez předehřevu a s rekuperací tepla; $v2$ – nucené větrání s předehřevem na maximální teplotu 0 °C a s rekuperací tepla a $v3$ – nucené větrání s předehřevem vzduchu pomocí ZVT a s rekuperací tepla z odpadního vzduchu.

Ze získaných výsledků jasně vyplývá, že se zvyšující se teplotou větracího vzduchu před vstupem do rekuperačního výměníku klesá celkové využití rekuperace. Z důvodu kondenzace vzdušné vlhkosti v rekuperačním výměníku je předehřev větracího vzduchu nutný. Chceme-li maximálně využít potenciál rekuperace tepla, musíme vzduch předehřívát jen na minimální teplotu zaručující protimrazovou ochranu rekuperačního výměníku teplovzdušné jednotky. Předehřev pomocí ZVT má za následek nejnižší procentuální využití rekuperace tepla, v celkovém součtu dodané energie je ale tato varianta nejvýhodnější ze všech ostatních. Energie pro předehřev vzduchu je zjednodušeně řečeno ze zeminy odebírána „pasivním způsobem“, pochází k tomu z obnovitelného zdroje a tak snižuje měrnou spotřebu primární energie. Využití zemního výměníku je značně závislé na nastavení intervalu venkovních teplot, kdy je vzduch nasáván přímo z fasády bez průchodu zemním výměníkem. Předností systému se ZVT je možnost letního chlazení větracího vzduchu. Realizace zemního výměníku tepla sebou přináší i nemalé investiční náklady, prostá doba návratnosti je tedy dosti dlouhá. Při komplexnějším hodnocení se však doba návratnosti výrazně zkracuje. Vezmeme-li v úvahu rostoucí nároky na pohodu vnitřního prostředí (zejména tepelně-vlhkostní) a nutnost předehřevu větracího vzduchu, tak realizace systému se zemním výměníkem tepla má svůj smysl a není možné ho ihned ztratovat.

Prezentovaný model ZVT obsahuje několik významných zjednodušení, proto by pro přesnější výsledky simulace měl být zdokonalen a zejména pak podroben experimentální validaci. V našem případě k vyhodnocení výsledků zcela postačuje navržený zjednodušený model ZVT.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Tywoniak J. a kol.: *Nízkoenergetické domy 2. Principy a příklady*. Grada Publishing, Praha 2008.
- [2] Agenda 21 pro trvale udržitelnou výstavbu, CIB Report Publication 237 (český překlad); dostupné na: <http://www.substance.cz/soubory/a21.pdf>.
- [3] Smrž M.: *Cesta k energetické svobodě – impuls k přeměně energetiky a hospodářství do udržitelné formy*. WISE, Brno 2007.
- [4] Janotková, E.: *Technika prostředí*. Ediční středisko VUT, Brno 1991; aktualizovaná (r. 2009) elektronická verze dostupná na: <http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/technikaprostredi/SylabyTP4.pdf>.
- [5] Novák J.: *Vzduchotěsnost obvodových pláštů budov*. Grada Publishing, Praha 2008.
- [6] Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: *Větrání a klimatizace*. Technický průvodce č. 31. Bolit-Bpress, Brno 1993.
- [7] Jícha M.: *Přenos tepla a látky*. Akademické nakladatelství CERM, Brno 2001.
- [8] Scheer H.: *Světové sluneční hospodářství, obnovitelná energie pro udržitelnou globální budoucnost*. Eurodolar.cz, Praha 2004.
- [9] KOPECKÝ, P. *Tepelně vlhkostní chování zemních výměníků tepla: numerický model, analytická a experimentální validace, měření in-situ, navrhování*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, 2008. s.137. Vedoucí práce Prof. Ing. Jan Tywoniak, CSc.; dostupné na http://kopeckyp.wz.cz/files/pdf/PK_DIZ08.pdf.
- [10] KOS, J. *Posouzení tepelné pohody v nízkoenergetickém rodinném domku s teplovzdušným vytápěním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. s.83. Vedoucí práce Ing. Michal Jaroš, Dr.
- [11] Chichmanov I.: *Zemní kolektor – nový prvek v systémech řízeného větrání budov* [online], 29.6.2004 [cit. 2009-05-03]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2047>.
- [12] Michael K.: *Zemní výměník tepla k předehřívání vzduchu v zimě a předchlazení vzduchu v létě*. Sborník z konference Pasivní domy 2007, Centrum pasivního domu, Brno 2007.

- [13] Bárta J.: *Základní principy konceptu pasivního domu*. Sborník z konference Pasivní domy 2005, Centrum pasivního domu, Brno 2005.
- [14] Bárta J.: *Ekonomika pasivního domu – vyplatí se pasivní dům skutečně?* Sborník z konference Pasivní domy 2006, Centrum pasivního domu, Brno 2006.
- [15] Podklady ze semináře: *Pasivní domy – bydlení budoucnosti*. Centrum pasivního domu, Brno 2008.
- [16] Morávek P.: *Mikroklima pasivních domů*. Sborník z konference Pasivní domy 2006, Centrum pasivního domu, Brno 2006.
- [17] Eberhard P.: *Využití zemních výměníků tepla ve spojení se zařízením pro bytové větrání a rekuperaci tepla* [online], 10.10.2005 [cit. 2009-05-08]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2772>.
- [18] Baručák M.: *ENERGOS – ÚEK Mikroregionu Zábřežska, část 4.: Prognóza vývoje energetické poptávky* [online], 11.1.2008 [cit. 2009-04-05]; dostupné na: www.zabrezsko.cz/wpimages/other/UEK_MIZ-cast4.pdf.
- [19] Informační list: *Pasivní domy – kvalita vnitřního prostředí*. Centrum pasivního domu, Brno 2007.
- [20] Informační list: *Pasivní domy – základní principy*. Centrum pasivního domu, Brno 2007.
- [21] Informační list: *Pasivní domy – větrání, teplovzdušné vytápění*. Centrum pasivního domu, Brno 2007.
- [22] Informační list: *Pasivní domy – neprůvzdušnost, zkoušky kvality*. Centrum pasivního domu, Brno 2007.
- [23] Podklady firmy ATREA: *Větrání a vytápění rodinných domů a bytů – větrací jednotky, rekuperace tepla*.
- [24] Lain M.: *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (I)* [online], 6.11.2006 [cit. 2009-05-09]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3648>.
- [25] Centrum pasivního domu; dostupné na: <http://www.pasivnidomy.cz/pasivni-dum/co-je-pasivni-dum.html>.
- [26] Concannon P.: *Větrání bytových domů*, Technická zpráva AIVC 57. Mezinárodní agentura pro energii; dostupné na: http://www.aivc.cz/TN57_VetraniBytovychDomu.pdf.

- [27] Jindrák M.: *Problematika vlhkosti při cirkulačním teplovzdušném vytápění (I)* [online], 16.1.2006 [cit. 2009-05-09]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2999>.
- [28] Jindrák M.: *Problematika vlhkosti při cirkulačním teplovzdušném vytápění (II)* [online], 23.1.2006 [cit. 2009-05-09]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3012>.
- [29] Internetové stránky firmy ATREA, sekce: *Teplovzdušné vytápění a větrání rodinných domů a bytů*; dostupné na: <http://www.atrea.cz/cz/ke-stazeni-divize-vetrani-teplovzduzne-vytapeni-rodinnych-domu-bytu>.
- [30] Kabele K.: *Teplovzdušné vytápění obytných budov* [online], 3.8.2001 [cit. 2009-05-12]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=620>.
- [31] Matuška T., Schwarzer J., Šourek B.: *Teplovzdušné větrání a vytápění – teorie a schémata (I)* [online], 24.4.2006 [cit. 2009-05-12]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3235>.
- [32] Český hydrometeorologický ústav – Odbor klimatologie; dostupné na: <http://www.chmu.cz/meteo/ok/infklim.html>.
- [33] Klimatická databáze METHEOMORM version 6.1.
- [34] Šourek B., Korečko J.: *Simulační prostředí TRNSYS* [online], 30.7.2004 [cit. 2009-05-15]; dostupné na: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=1956>.
- [35] Internetové stránky firmy ATREA, sekce: *Energeticky pasivní domy*; dostupné na: <http://www.atrea.cz/cz/predstaveni-divize-energeticky-pasivni-domy-epd>.
- [36] Internetové stránky firmy OSMA; dostupné na: <http://www.kanalizacezplastu.cz/files/KG2000PP.pdf>.
- [37] Kopecký P.: *Chlazení a přehřev vzduchu v zemním výměníku*. Sborník z konference Simulace budov a Techniky prostředí 2004, IBPSA-CZ, Praha 2004.
- [38] Kopecký P.: *Matematický model pro simulaci zemních výměníků tepla – experimentální validace*. Sborník z konference Simulace budov a Techniky prostředí 2006, IBPSA-CZ, Praha 2006.
- [39] Manuál k simulačnímu programu TRNSYS
- [40] Kopecký P.: *Návrh dimenzí zemních výměníků tepla*. Vytápění, větrání, instalace 3 (2008), s 124-128.

- [41] Holmuller P.: *Analytical characterization of amplitude dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers*, Journal of Heat and Mass Transfer 46, 2003.
- [42] Kopecký P.: *Zemní výměník tepla – vyhodnocení měřených dat a tepelně-vlhkostní simulace*. Sborník z konference Pasivní domy 2007, Centrum pasivního domu, Brno 2007.
- [43] Podklady od majitele nízkoenergetického domu.
- [44] Horníček J. ml.: osobní sdělení ceny výkopových prací a časové náročnosti prací.
- [45] Internetové stránky společnosti ČEZ, sekce: *Produkty a služby*; dostupné na: <http://www.cez.cz/cs/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektricka-energie/comfort/d-akumulace-16.html>.
- [46] Kopecký P.: *K energetickému přínosu zemního výměníku tepla*. Sborník z konference Pasivní domy 2006, Centrum pasivního domu, Brno 2006.
-

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Název
a	$[\text{m}^{-2} \cdot \text{den}^{-1}]$	teplotní vodivost zeminy
a	$[\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$	teplotní vodivost zeminy
A_{pipe}	$[\text{m}^2]$	plocha průřezu trubky (průtočný průřez)
C_{ground}	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$	objemová tepelná kapacita zeminy
$c_{p,\text{air}}(t_b)$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vzduchu (při střední teplotě)
$c_{p,\text{ground}}$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita zeminy
D_n	$[\text{m}]$	vnější (normovaný) průměr potrubí ZVT
ΔN_T	$[\text{K} \cdot \text{rok}^{-1}]$	roční ekonomická úspora na ohřevu vzduchu díky použití zemního výměníku tepla
δ_{pipe}	$[\text{m}]$	tloušťka stěny potrubí
D_{pipe}	$[\text{m}]$	vnitřní průměr potrubí ZVT
φ	$[1]$	relativní vlhkost vzduchu
η	$[\%]$	účinnost (tepelná) zpětného získávání tepla
h	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	průměrný (celkový) součinitel přestupu tepla ze zeminy do vzduchu
h_a	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední hodnota (podél trubky) součinitele přestupu tepla z trubky do vzduchu
h_s	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	ekvivalentní (fiktivní) součinitel přestupu tepla se zeminy přes stěnu trubky
K_{ELE}	$[\text{K} \cdot \text{MWh}^{-1}]$	cena elektrické energie
l_{23}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	výparné teplo vody
$\lambda_{\text{air}}(t_b)$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost vzduchu při střední teplotě
λ_{ground}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti zeminy
L_{pipe}	$[\text{m}]$	délka jednoho potrubí ZVT
$L_{\text{pipe,MIN}}$	$[\text{m}]$	minimální délka potrubí (počítána pro zimní přehřev vzduchu)

λ_s	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti materiálu potrubí
m^*_{in}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok přiváděného větracího vzduchu
m^*_{out}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok odváděného odpadního vzduchu
m^*_{pipe}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok procházející jednou trubkou ZVT
$m^*_{w,RK2}$	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok kondenzující vlhkosti v rekuperačním výměníku
$m^*_{w,ZVT}$	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní tok kondenzující vlhkosti v zemním výměníku tepla
$\nu_{air}(t_b)$	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita vzduchu při střední teplotě
N_{INV}	$[\text{Kč}]$	investiční náklady ZVT
n_{pipe}	$[1]$	počet potrubí ZVT
N_{PR}	$[\text{Kč}]$	provozní náklady ZVT
$N_{T,var-i}$	$[\text{Kč}\cdot\text{rok}^{-1}]$	cena za energii potřebnou k ohřátí teplé vody pro výměník v teplovzdušné jednotce pro variantu-i
Nu_D	$[1]$	střední hodnota Nussletova čísla
π	$[1]$	Ludolfovo číslo
p	$[\text{Pa}]$	barometrický tlak vzduchu
$p''_p(t_{b,OUT})$	$[\text{Pa}]$	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při teplotě vzduchu na výstupu ze ZVT
$p''_p(t_i)$	$[\text{Pa}]$	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při vnitřní teplotě vzduchu
P_{pipe}	$[\text{m}^2]$	obvod trubky výměníku
Pr	$[1]$	Prandtlovo číslo
Θ	$[1]$	bezrozměrná teplota
$Q^*_{1,ZVT}$	$[\text{W}]$	tepelný výkon jednoho potrubí ZVT
$Q^*_{C,ZVT}$	$[\text{W}]$	celkový tepelný výkon zemního výměníku tepla
$Q^*_{dohrev,22^\circ\text{C}}$	$[\text{W}]$	aktuální tepelný výkon pro dohřev vzduchu na 22 °C
$Q^*_{ev,RK2}$	$[\text{W}]$	latentní teplo uvolněné při kondenzaci v rekuperačním výměníku
$Q^*_{ev,ZVT}$	$[\text{W}]$	latentní teplo uvolněné při kondenzaci v ZVT
$Q^*_{predehrev,0^\circ\text{C}}$	$[\text{W}]$	aktuální tepelný výkon pro přehřev vzduchu na 0 °C
Q^*_{ZZT}	$[\text{W}]$	aktuální tepelný výkon rekuperace

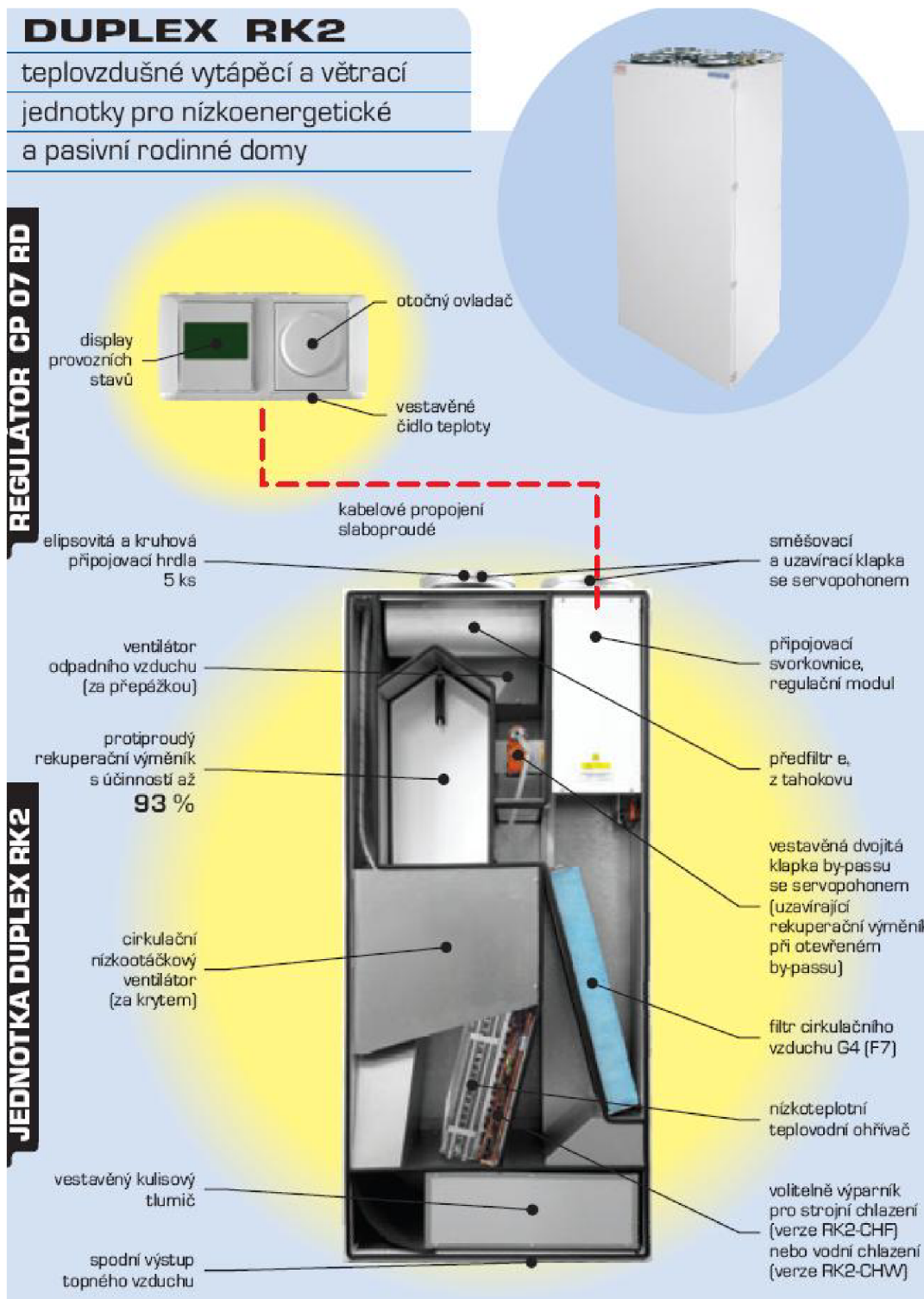
$Q_{\text{dodane, var-i}}$	[MWh·rok ⁻¹]	množství dodané energie pro variantu – i
Θ_{MIN}	[1]	bezrozměrná teplota při minimální venkovní teplotě v zimě
$\rho_{\text{air}}(t_b)$	[kg·m ⁻³]	hustota přiváděného větracího vzduchu (při střední teplotě)
$\rho_{\text{air}}(t_i)$	[kg·m ⁻³]	hustota odváděného odpadního vzduchu (při teplotě v místnosti)
Re_D	[1]	střední hodnota Reynoldsova čísla
ρ_{ground}	[kg·m ⁻³]	hustota zeminy
R_{pipe}	[m]	poloměr potrubí ZVT
S_{pipe}	[m ²]	povrch výměníku (teplosměnná plocha)
T_A	[°C]	amplituda povrchové teplota zeminy
$t_{b,IN}$	[°C]	teplota vzduchu na vstupu do ZVT
$t_{b,IN,MIN}$	[°C]	minimální teplota na vstupu do ZVT
$t_{b,OUT}$	[°C]	výstupní teplota vzduchu ze zemního výměníku tepla
$t_{b,OUT,MIN}$	[°C]	minimální (požadovaná) teplota na výstupu ze ZVT
$t_{ZZT,in}^C$	[°C]	vstupní teplota na „studené straně“ do rekuperačního výměníku
$t_{ZZT,out}^C$	[°C]	výstupní teplota na „studené straně“ z rekuperačního výměníku
t_e	[°C]	teplota venkovního vzduchu
t_{e1}	[°C]	teplota přiváděného vzduchu před výměníkem
t_{e2}	[°C]	teplota přiváděného vzduchu za výměníkem
$t_{ZZT,in}^H$	[°C]	vstupní teplota na „teplé straně“ do rekuperačního výměníku
$t_{ZZT,out}^H$	[°C]	výstupní teplota na „teplé straně“ z rekuperačního výměníku
t_{i1}	[°C]	teplota odváděného vzduchu před výměníkem
T_M	[°C]	průměrná povrchová teplota zeminy (průměrná teplota vzduchu)
$\tau_{\text{navratnosti}}$	[rok]	doba návratnosti ZVT
T_{now}	[°C]	aktuální počítaná teplota zeminy (v aktuálním čase)
τ_{now}	[den]	aktuální den (pro který počítáme teplotu zeminy)
$t_{R,e}$	[°C]	teplota rosného bodu vzduchu při venkovních podmínkách
$t_{R,ZZT}$	[°C]	teplota rosného bodu při zpětném získávání tepla

τ_{shift}	[den]	časové posunutí minimální povrchové teploty zeminy vůči Novému roku
t_w	[°C]	teplota stěny potrubí v hloubce uložení pod povrchem
V^*_{in}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok přiváděného větracího vzduchu
V^*_{MAX}	[m ³ ·s ⁻¹]	maximální objemový tok přiváděného větracího vzduchu
V^*_{out}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok odváděného odpadního vzduchu
V^*_{pipe}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok procházející jednou trubkou výměníku
w	[m·s ⁻¹]	střední rychlost proudícího vzduchu v potrubí
$x(t_{\text{b,out}})$	[kg _p ·kg ⁻¹ _{s.v.}]	měrná vlhkost vzduchu při teplotě na výstupu ze ZVT
$x(t^{\text{H}}_{\text{ZZT,out}})$	[kg _p ·kg ⁻¹ _{s.v.}]	měrná vlhkost vzduchu na "teplé" straně rekuperačního výměníku při teplotě na výstupu
$x(t_i)$	[kg _p ·kg ⁻¹ _{s.v.}]	měrná vlhkost vzduchu při vnitřní teplotě
z	[m]	hloubka pod povrchem zeminy

12 SEZNAM PŘÍLOH

- I) Obrázkové a tabulkové přílohy.
- II) CD-ROM s elektronickou verzí diplomové práce a se soubory energetické simulace v software TRNSYS.
- III) Popisný soubor závěrečné práce.

13 PŘÍLOHY



Obr. 13.1: Tepl vzdušná vytápěcí a větrací jednotka pro nízkoenergetické a pasivní rodinné domy DUPLEX RK2; „převzato z [29]“.

Tab. 13.1: Průměrné měsíční teploty vzduchu naměřené meteorologickou stanicí Mošnov (1998-2008); „podle [32]“.

Měsíc	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rok	Průměrné měsíční teploty vzduchu naměřené meteorologickou stanicí Mošnov (°C)											
1998	1,3	3,4	3,0	11,1	14,0	18,0	18,6	18,0	13,7	8,9	0,2	-2,1
1999	0,2	-0,7	5,4	10,1	14,1	16,8	19,6	17,7	16,9	9,2	2,5	0,2
2000	-1,9	2,8	4,0	11,5	14,8	18,0	17,0	19,4	12,6	13,1	7,7	1,9
2001	-0,7	1,0	4,2	7,8	14,6	15,1	19,1	19,3	12,1	11,9	2,7	-3,4
2002	-0,4	4,3	5,2	8,5	16,5	17,9	19,9	19,2	12,5	7,4	6,5	-4,4
2003	-2,6	-4,2	3,3	8,0	16,2	20,7	19,8	20,4	14,4	6,4	6,1	0,9
2004	-3,4	0,5	3,4	9,8	13,0	16,6	18,5	19,4	14,0	10,9	4,4	1,0
2005	0,1	-3,1	1,2	9,7	14,2	17,0	19,6	16,9	14,5	9,3	2,7	-1,1
2006	-6,5	-3,1	0,5	9,7	13,9	18,3	22,4	17,1	16,1	11,2	6,7	3,3
2007	3,7	2,9	5,7	10,4	15,6	19,2	20,0	19,2	12,5	8,0	2,1	-0,4
2008	1,9	2,9	4,0	9,0	13,9	18,3	18,6	18,5	13,5	10,1	6,2	1,7
Průměr	-0,75	0,61	3,63	9,60	14,62	17,81	19,37	18,65	13,89	9,67	4,35	-0,22
MIN	-6,5	-4,2	0,5	7,8	13,0	15,1	17,0	16,9	12,1	6,4	0,2	-4,4
MAX	3,7	4,3	5,7	11,5	16,5	20,7	22,4	20,4	16,9	13,1	7,7	3,3

Tab. 13.2: Průměrné roční, minimální, maximální a amplitudy venkovní teploty vzduchu naměřené meteorologickou stanicí Mošnov; „podle [32]“.

Rok	Teplota vzduchu - stanice Mošnov			Amplituda
	Průměr	MIN	MAX	A
1998	9,01	-2,10	18,60	10,35
1999	9,33	-0,70	19,60	10,15
2000	10,08	-1,90	19,40	10,65
2001	8,64	-3,40	19,30	11,35
2002	9,43	-4,40	19,90	12,15
2003	9,12	-4,20	20,70	12,45
2004	9,01	-3,40	19,40	11,40
2005	8,42	-3,10	19,60	11,35
2006	9,13	-6,50	22,40	14,45
2007	9,91	-0,40	20,00	10,20
2008	9,88	1,70	18,60	8,45
Průměr	9,27	-0,75	19,37	11,18

Vstup do „Simple ground temperature model“ v prostředí TRNSYS, viz. (4):

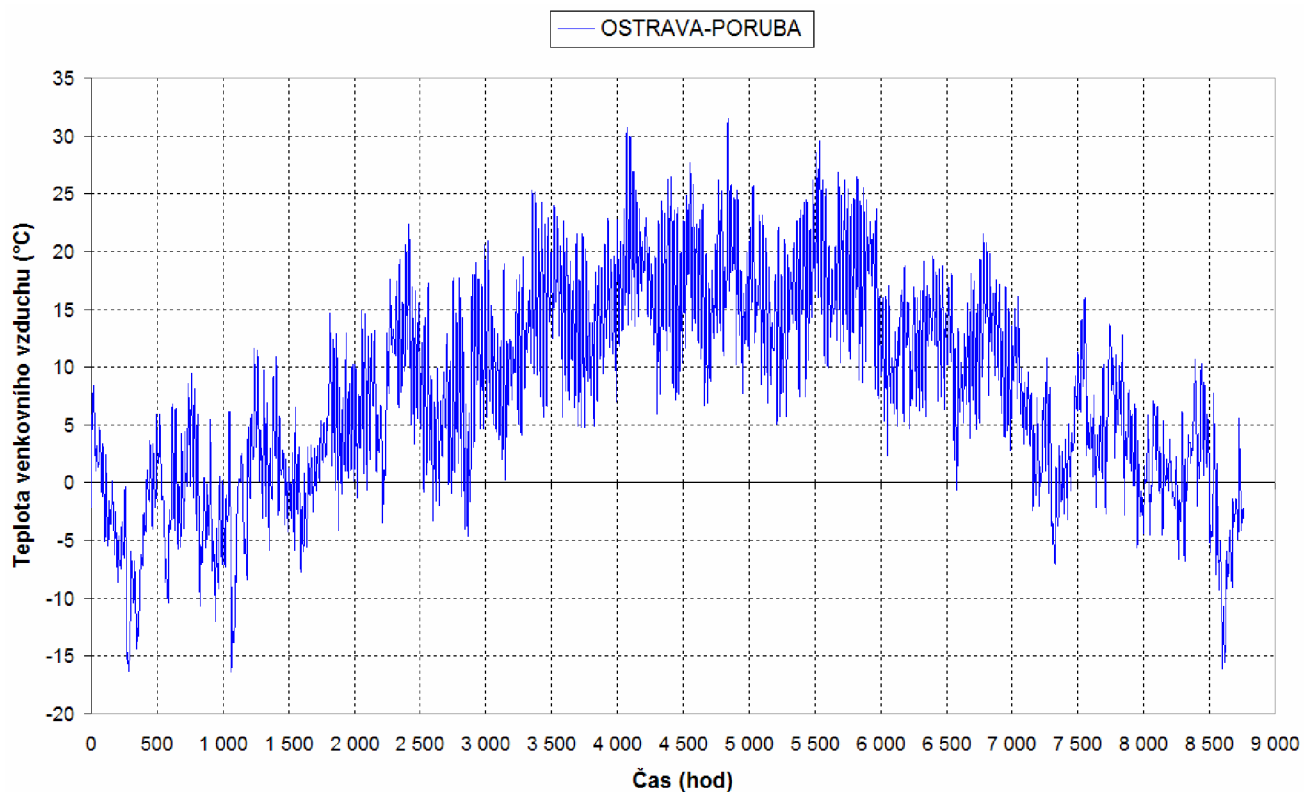
- průměrná teplota venkovního vzduchu $T_M=9,3$ °C,
- velikost amplitudy venkovní teploty vzduchu $T_A=11,2$ °C,
- zpoždění minimální teploty na povrchu vůči minimální teplotě vzduchu $\tau_{\text{shift}}=30$ dní,
- hustota zeminy (tab. 7.3),
- tepelná vodivost zeminy (tab. 7.3),
- měrná tepelná kapacita zeminy (tab. 7.3).

Tab. 13.3: Kumulativní četnosti výskytu venkovních teplot vzduchu pro různé klimatické oblasti ČR (detailní rozpis); „podle [32]“.

t_c °C	Kuchařovice		Kramolín		Liberec		Přibyslav		Praha		Ostrava, Poruba	
	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%
-20	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00
-19	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00
-18	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00
-17	0	0,00	0	0,00	2	0,02	2	0,02	0	0,00	0	0,00
-16	0	0,00	1	0,01	14	0,16	10	0,11	0	0,00	4	0,05
-15	0	0,00	16	0,18	20	0,23	24	0,27	1	0,01	26	0,30
-14	1	0,01	30	0,34	26	0,30	40	0,46	15	0,17	44	0,50
-13	16	0,18	41	0,47	34	0,39	78	0,89	33	0,38	82	0,94
-12	64	0,73	78	0,89	66	0,75	107	1,22	71	0,81	100	1,14
-11	93	1,06	97	1,11	89	1,02	134	1,53	105	1,20	117	1,34
-10	123	1,40	115	1,31	119	1,36	164	1,87	132	1,51	144	1,64
-9	167	1,91	156	1,78	146	1,67	233	2,66	166	1,89	177	2,02
-8	223	2,55	246	2,81	211	2,41	304	3,47	211	2,41	225	2,57
-7	272	3,11	324	3,70	295	3,37	398	4,54	275	3,14	327	3,73
-6	359	4,10	462	5,27	408	4,66	532	6,07	370	4,22	429	4,90
-5	484	5,53	619	7,07	588	6,71	729	8,32	509	5,81	557	6,36
-4	705	8,05	819	9,35	758	8,65	932	10,64	670	7,65	698	7,97
-3	914	10,43	1085	12,39	963	10,99	1188	13,56	868	9,91	893	10,19
-2	1132	12,92	1329	15,17	1199	13,69	1451	16,56	1098	12,53	1108	12,65
-1	1408	16,07	1614	18,42	1491	17,02	1742	19,89	1415	16,15	1373	15,67
0	1687	19,26	1896	21,64	1810	20,66	2097	23,94	1669	19,05	1653	18,87
1	2029	23,16	2177	24,85	2164	24,70	2443	27,89	1983	22,64	1990	22,72
2	2364	26,99	2523	28,80	2505	28,60	2796	31,92	2281	26,04	2328	26,58
3	2728	31,14	2866	32,72	2853	32,57	3146	35,91	2661	30,38	2701	30,83
4	3051	34,83	3252	37,12	3180	36,30	3456	39,45	3006	34,32	3012	34,38
5	3369	38,46	3601	41,11	3569	40,74	3774	43,08	3373	38,50	3315	37,84
6	3659	41,77	3925	44,81	3924	44,79	4062	46,37	3739	42,68	3636	41,51
7	3956	45,16	4285	48,92	4275	48,80	4376	49,95	4073	46,50	3944	45,02
8	4261	48,64	4655	53,14	4646	53,04	4733	54,03	4387	50,08	4265	48,69
9	4590	52,40	4979	56,84	5012	57,21	5130	58,56	4735	54,05	4568	52,15
10	4936	56,35	5335	60,90	5373	61,34	5478	62,53	5119	58,44	4911	56,06
11	5303	60,54	5694	65,00	5727	65,38	5845	66,72	5511	62,91	5204	59,41
12	5680	64,84	5999	68,48	6100	69,63	6209	70,88	5848	66,76	5535	63,18
13	6043	68,98	6359	72,59	6476	73,93	6574	75,05	6223	71,04	5910	67,47
14	6385	72,89	6709	76,59	6813	77,77	6911	78,89	6588	75,21	6238	71,21
15	6677	76,22	7034	80,30	7114	81,21	7198	82,17	6928	79,09	6583	75,15
16	6952	79,36	7319	83,55	7397	84,44	7446	85,00	7194	82,12	6921	79,01
17	7228	82,51	7602	86,78	7667	87,52	7678	87,65	7465	85,22	7245	82,71
18	7470	85,27	7825	89,33	7881	89,97	7867	89,81	7674	87,60	7521	85,86
19	7696	87,85	8027	91,63	8087	92,32	8044	91,83	7871	89,85	7788	88,90
20	7875	89,90	8199	93,60	8249	94,17	8204	93,65	8078	92,21	8002	91,35

Tab. 13.3: Pokračování.

t_e °C	Kuchařovice		Kramolín		Liberec		Příbyslav		Praha		Ostrava, Poruba	
	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%	hod	%
21	8084	92,28	8332	95,11	8378	95,64	8338	95,18	8261	94,30	8175	93,32
22	8276	94,47	8440	96,35	8492	96,94	8469	96,68	8408	95,98	8306	94,82
23	8415	96,06	8539	97,48	8582	97,97	8578	97,92	8505	97,09	8439	96,34
24	8519	97,25	8609	98,28	8641	98,64	8648	98,72	8586	98,01	8542	97,51
25	8605	98,23	8670	98,97	8684	99,13	8700	99,32	8656	98,81	8627	98,48
26	8668	98,95	8702	99,34	8713	99,46	8718	99,52	8700	99,32	8686	99,16
27	8703	99,35	8732	99,68	8732	99,68	8737	99,74	8725	99,60	8718	99,52
28	8734	99,70	8749	99,87	8747	99,85	8755	99,94	8741	99,78	8729	99,65
29	8749	99,87	8754	99,93	8754	99,93	8757	99,97	8754	99,93	8739	99,76
30	8753	99,92	8758	99,98	8760	100,00	8760	100,00	8757	99,97	8751	99,90
31	8755	99,94	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8757	99,97
32	8758	99,98	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00
33	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00
34	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00
35	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00	8760	100,00



Obr. 13.2: Teplota venkovního vzduchu: klimatická oblast Ostrava–Poruba; „podle [33]“.

Tab. 13.4: Četnosti výskytu venkovních teplot pro jednotlivé intervaly a pro různé klimatické oblasti ČR, doba chodu ZVT – varianta A.

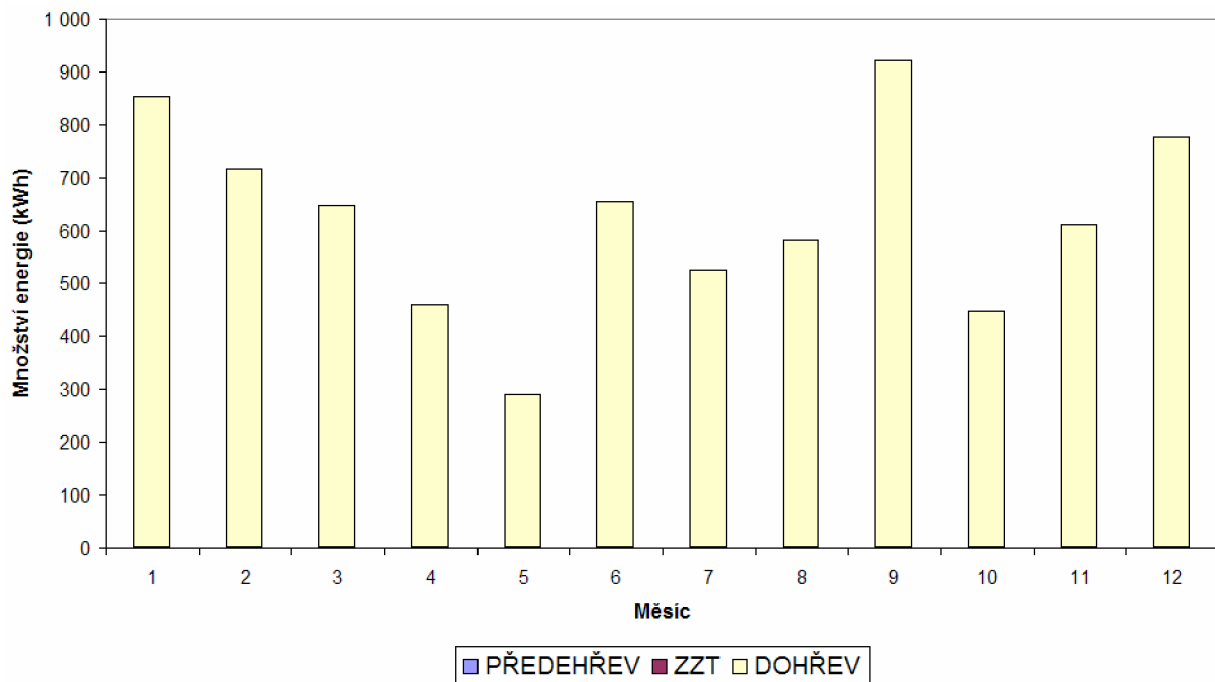
Místo	MIN až -4 °C	(-4 až 24) °C	24 °C až MAX	chod ZVT	
	%	%	%	%	hod
Kuchařovice	8,05	89,20	2,75	10,80	946
Kramolín	9,35	88,93	1,72	11,07	970
Liberec	8,65	89,99	1,36	10,01	877
Přibyslav	10,64	88,08	1,28	11,92	1 044
Praha	7,65	90,37	1,99	9,63	844
Ostrava - Poruba	7,97	89,54	2,49	10,46	916

Tab. 13.5: Četnosti výskytu venkovních teplot pro jednotlivé intervaly a pro různé klimatické oblasti ČR, doba chodu ZVT – varianta B.

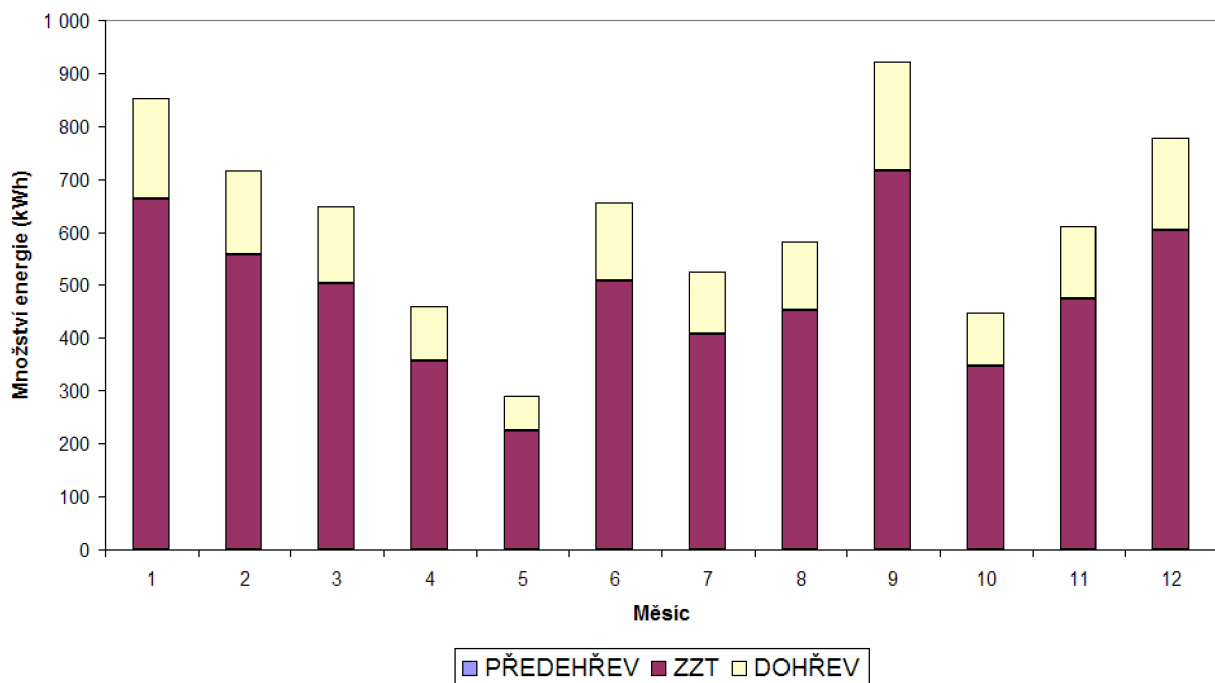
Místo	MIN až 0 °C	(0 až 25) °C	25 °C až MAX	chod ZVT	
	%	%	%	%	hod
Kuchařovice	19,26	78,97	1,77	21,03	1 842
Kramolín	21,64	77,33	1,03	22,67	1 986
Liberec	20,66	78,47	0,87	21,53	1 886
Přibyslav	23,94	75,38	0,68	24,62	2 157
Praha	19,05	79,76	1,19	20,24	1 773
Ostrava - Poruba	18,87	79,61	1,52	20,39	1 786

Tab. 13.6: Četnosti výskytu venkovních teplot pro jednotlivé intervaly a pro různé klimatické oblasti ČR, doba chodu ZVT – varianta C.

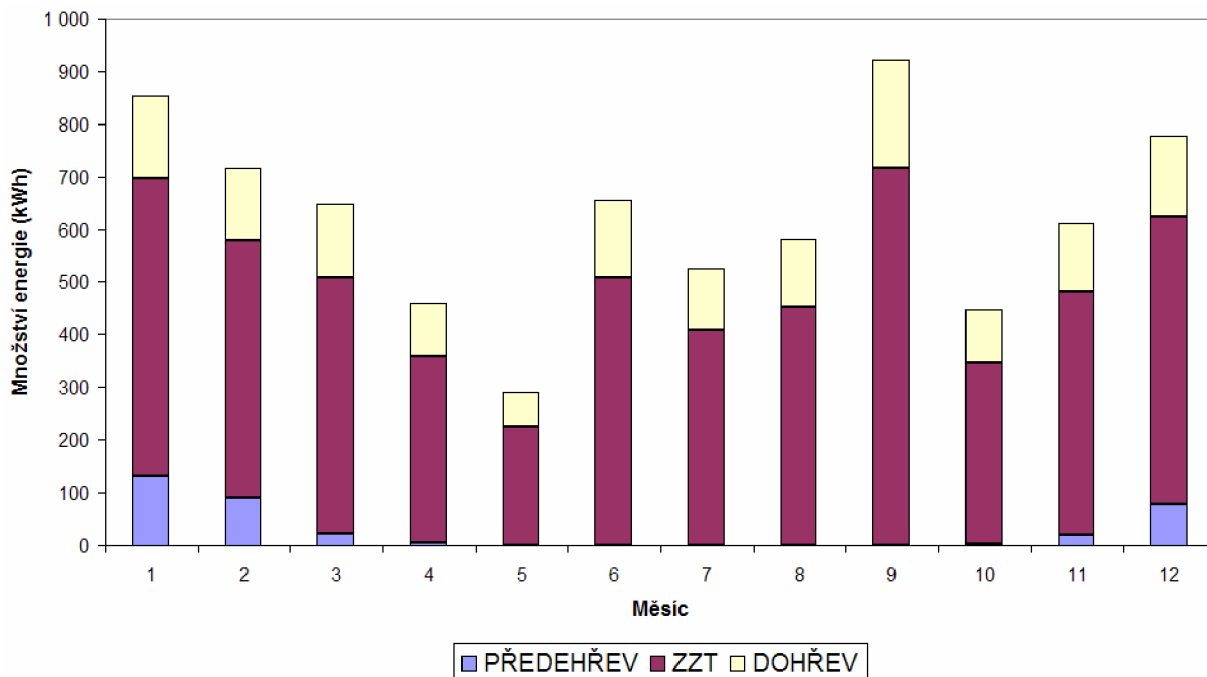
Místo	MIN až 2 °C	(2 až 20) °C	20 °C až MAX	chod ZVT	
	%	%	%	%	hod
Kuchařovice	26,99	62,91	10,10	37,09	3 249
Kramolín	28,80	64,79	6,40	35,21	3 084
Liberec	28,60	65,57	5,83	34,43	3 016
Přibyslav	31,92	61,74	6,35	38,26	3 352
Praha	26,04	66,18	7,79	33,82	2 963
Ostrava - Poruba	26,58	64,77	8,65	35,23	3 086



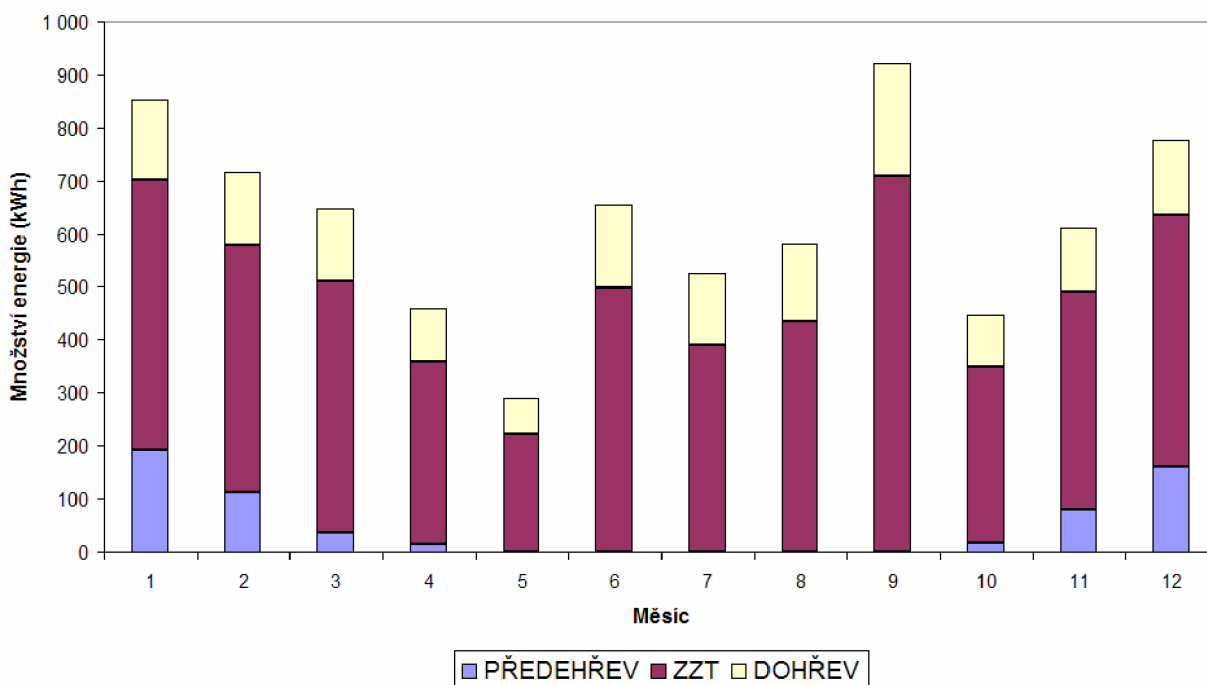
Obr. 13.3: Varianta v0 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (měsíce).



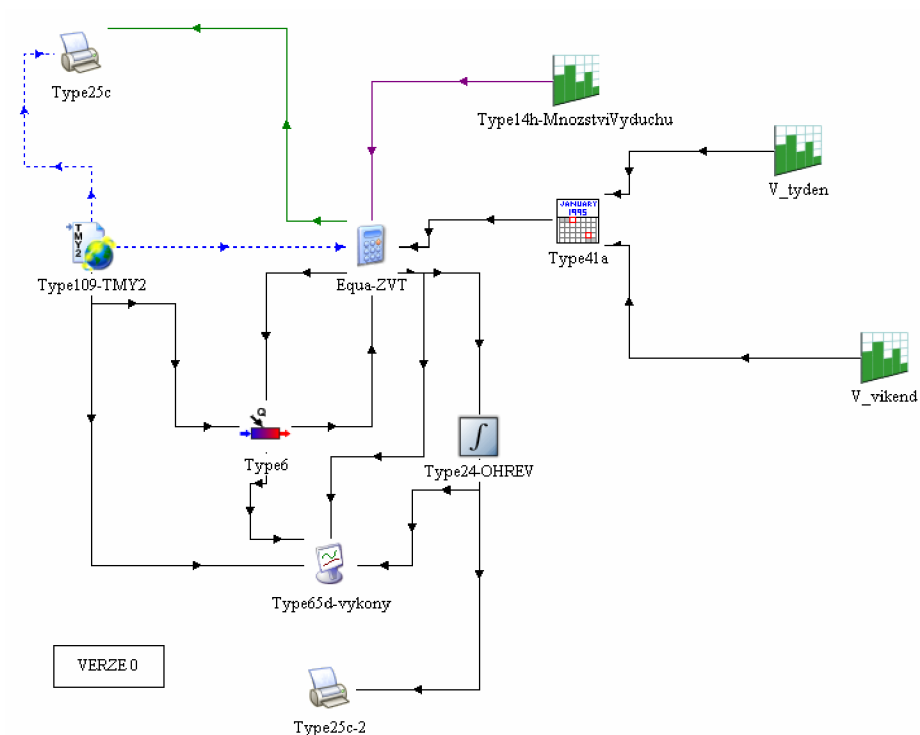
Obr. 13.4: Varianta v1 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (měsíce).



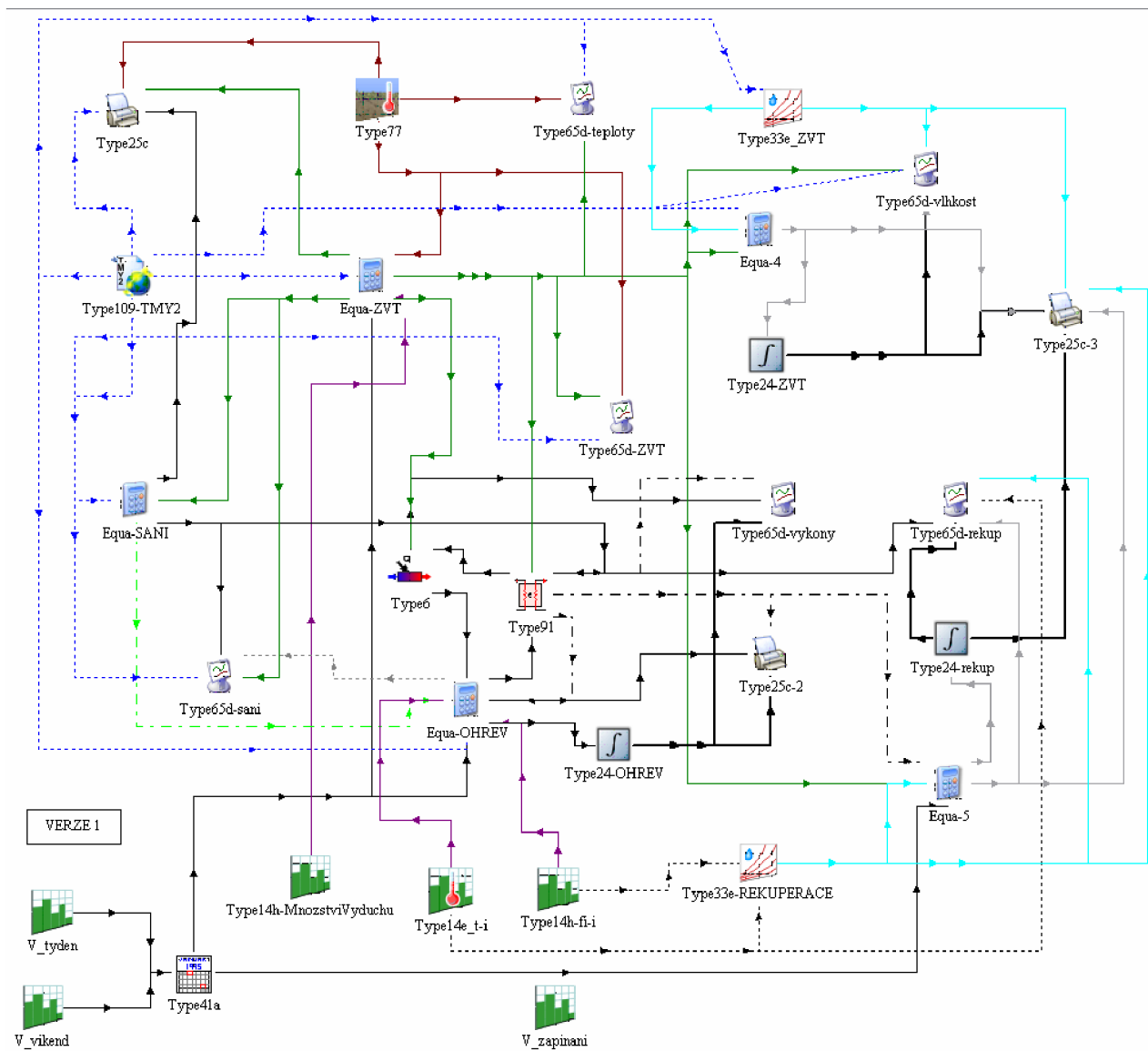
Obr. 13.5: Varianta v2 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (měsíce).



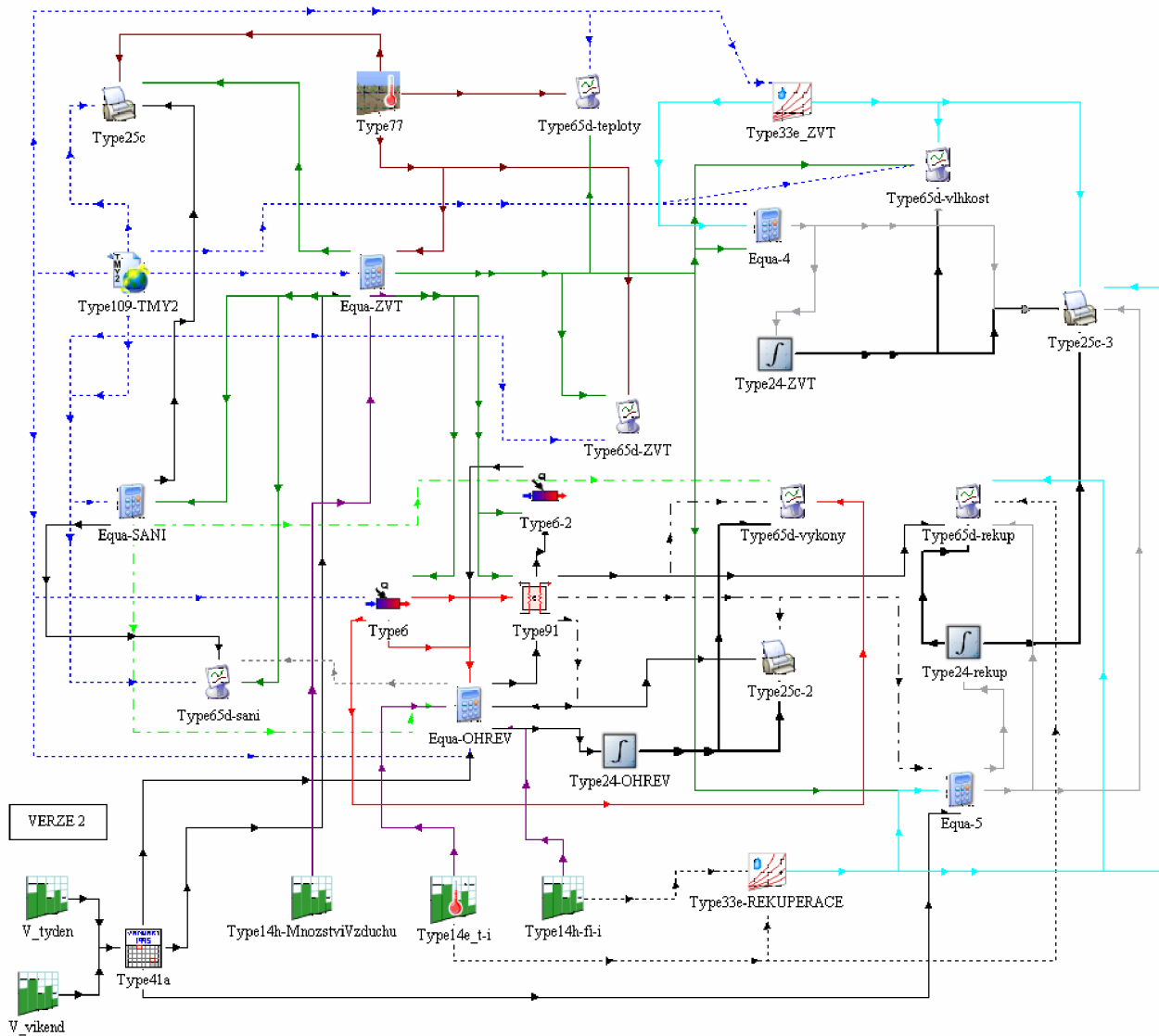
Obr. 13.6: Varianta v3 – ohřev větracího vzduchu, procentuální rozdělení (měsíce).



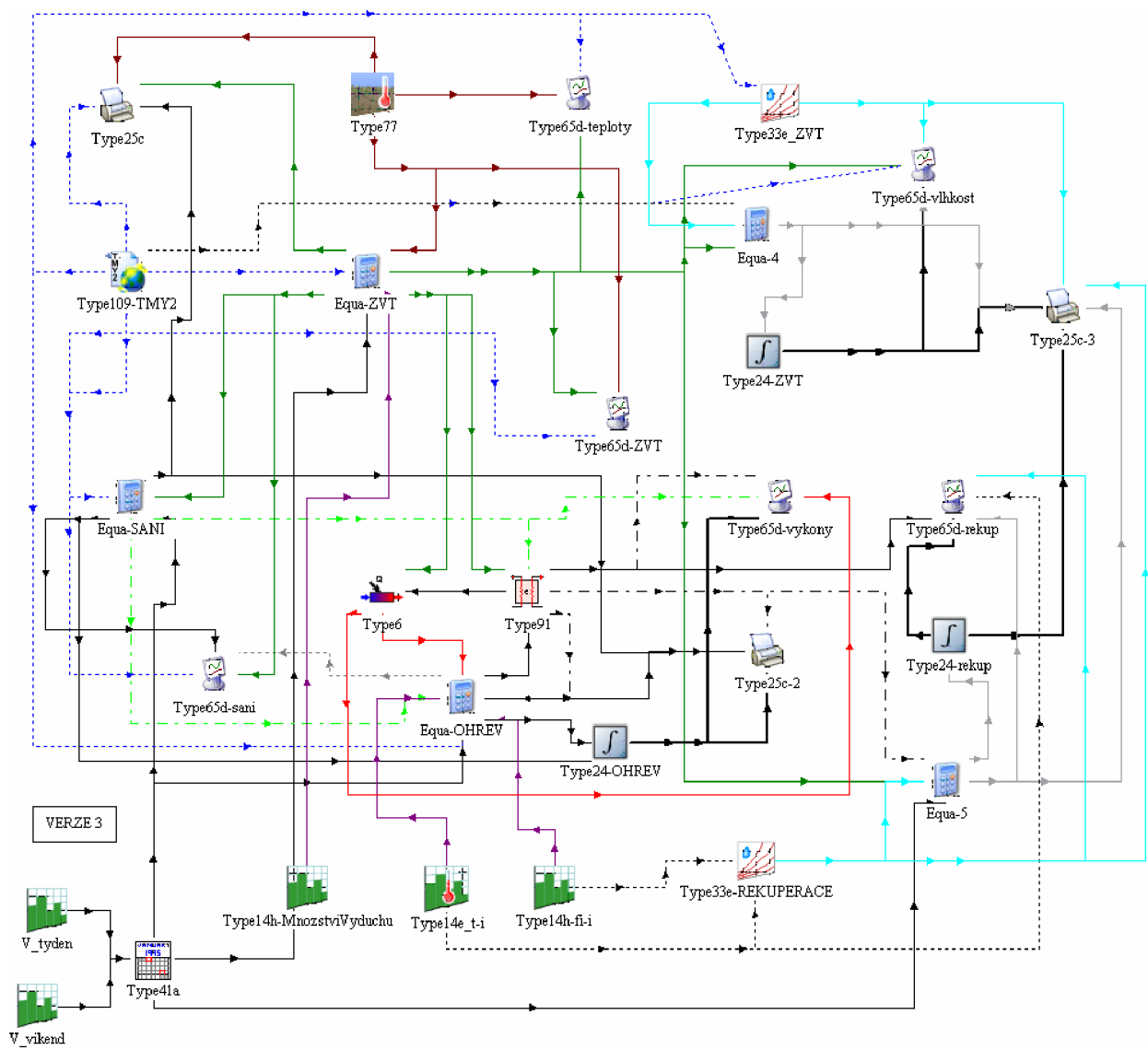
Obr. 13.7: Varianta v0 – model v prostředí TRNSYS.



Obr. 13.8: Varianta v1 – model v prostředí TRNSYS.



Obr. 13.9: Varianta v2 – model v prostředí TRNSYS.



Obr. 13.10: Varianta v3 – model v prostředí TRNSYS.