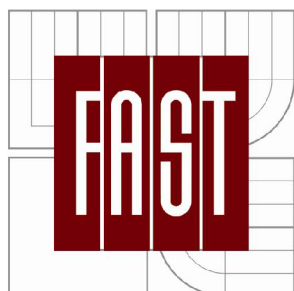


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
DEPARTMENT OF BUILDING SERVICES

VYUŽITÍ NÍZKOTEPLTNÍCH ZDROJŮ ENERGIE PRO VZDUCHOTECHNICKÉ SYSTÉMY V OBYTNÝCH BUDOVÁCH

USING LOW TEMPERATURE ENERGY SOURCES FOR VENTILATION SYSTEMS
IN RESIDENTIAL BUILDINGS

DIZERTAČNÍ PRÁCE
PHD THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ING. PAVEL ADAM

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ HIRŠ, CSc.

BRNO 2013

ABSTRAKT

V TEORETICKÉ ČÁSTI se práce zabývá výpočtem ročního provozu tří různých vzduchotechnických systémů, využívajících nízkoteplotných zdrojů energie.

V *prvním případě* se jedná o systém nuceného větrání se zpětným získáváním tepla pomocí deskového výměníku tepla (účinnost 85 %) a předehřevu/předchlazení čerstvého venkovního vzduchu energií kompaktním výměníkem tepla spojeným s kapalinovým zemním výměníkem tepla. Výpočet je proveden numericky v Excelu, zvláště pro letní a zimní období, kdy v zimě je uvažována teplota zeminy 4 a 8 °C; v létě pak 12 a 16 °C. Objemový průtok přiváděného a odváděného vzduchu je uvažován $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Za těchto podmínek vychází úspora tepla v zimním období 227 - 359 kWh (v letním období 17 - 38 kWh), při nárůstu elektrické energie 6 kWh (8 kWh). Je proveden výpočet ekonomické návratnosti, který ukazuje, že při uvažované pořizovací ceně 40.000,-, životnosti 100 let a alternativy předehřevu vzduchu pomocí elektrické energie se investice do zařízení nevrátí.

Ve *druhém případě* je uvažováno s nově navrženým vzduchotechnickým systémem, který využívá k dohřevu čerstvého větracího vzduchu přebytků tepla ze solárního systému s kapalinovými solárními kolektory. Výpočet je proveden v počítačovém programu Trnsys (program umožňující modelování dynamického chování technických zařízení budov) pro dva různé objekty (malý nízkoenergetický jednopodlažní a dvoupodlažní dům) a šest různých uspořádání vzduchotechnického a solárního systému. U nízkoenergetického domu při roční potřebě tepla na vytápění 2622 kWh, vychází úspory 49, 56 a 46 kWh za rok. U dvoupodlažního domu, při roční potřebě tepla na vytápění 8988 kWh, vychází roční úspory 86, 134 a 129 kWh. Při uvažované pořizovací ceně 30.000,-, životnosti 30 let a srovnání s vytápění elektrickou energií, vychází návratnost delší než doba životnosti zařízení.

Ve *třetím případě* se jedná o systém bytového větrání se zpětným získáváním tepla (ZZT) pomocí dvou kompaktních výměníků tepla (na odvodu a přívodu vzduchu) propojených kapalinovým okruhem. Distribuce vzduchu po bytě je řešena oběhovým ventilátorem. Výpočet je proveden pro zimní období numericky v Excelu pro průměrnou teplotu venkovního vzduchu 3,2 °C a podrobně hodinovým výpočtem v počítačovém programu Trnsys. Výsledky ukazují, že navržený systém větrání dokáže, oproti větrání se stejným objem. průtokem bez ZZT, ročně uspořit 2529 - 3148 kWh tepla (24-hod. provoz větrání) a 1761 kWh tepla (16-hod. provoz větrání), při dodatečné potřebě elektrické energie 233 - 262 kWh a 173 kWh. Byl proveden výpočet ekonomické návratnosti systému, pro různé okrajové podmínky. Návratnost systému se pohybuje v rozmezí 5 - 20 let.

EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST se zabývá měřením kompaktních výměníků tepla (jako součást všech tří výše zmíněných systémů) a ověřením kvality vzduchu v rodinném domě. Je uvedena v následujícím pořadí: A) návrh a vlastní realizaci měřicího úseku, s následným experimentálním měřením běžného výměníku tepla; B) optimalizaci měřicí trati a následné měření různých typů vlásečnicových výměníků tepla (nově vyvíjených na Fakultě strojního inženýrství v Brně); C) měření koncentrace CO₂ v rodinném domě. Výsledky ukazují, že účinnost běžného výměníku tepla se pohybuje v rozmezí 58 % (při objem. průtoku vzduchu 570 m³ · h⁻¹) - 82 % (při objem. průtoku vzduchu 55 m³ · h⁻¹), s tlakovou ztrátou na straně vzduchu 1 - 10 Pa, na straně vody 8 - 14 kPa. Účinnosti vlásečnicových výměníků tepla se pohybují v rozmezí 38 - 63 %, při objem. průtocích vzduchu 300 - 900 m³ · h⁻¹, s tlak. ztrátou na straně vzduchu 11,4 - 17,7 Pa, na straně vody 7,9 - 11,6 kPa. Výsledky z měření koncentrace CO₂ v rodinném domě, v zimním období, dokazují, že při občasném větrání (cca 2x 10 min. za noc) se koncentrace CO₂ v průběhu noci blíží až k hodnotám 5000 ppm a tudíž značně překračují max. hodnotu definovanou Pettenkoferovým kritériem, tj. 1200 ppm.

VÝSLEDKY naznačují, že z ekonomického hlediska se nejvýhodněji jeví systém bytového větrání se zpětným získáváním tepla, který bude předmětem dalšího VÝZKUMU. Pro tento systém je v současné době možno využít běžného kompaktních výměníku tepla, příp. bude v budoucnu možno využít alternativy v podobě vlásečnicových výměníků tepla. Z výsledků měření CO₂ je zřejmé, že k dosažení optimální kvality vzduchu je v PRAXI instalace vhodného vzduchotechnického systému nezbytná.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výměník tepla, nízkoteplotní zdroje energie, obnovitelné zdroje energie, větrání (vzduchotechnika), solární systém.

ABSTRACT

The THEORETICAL PART of the thesis deals with the calculation of the annual operation of three different ventilation systems which use low-temperature energy sources.

In *the first case* it is the mechanical ventilation system with heat recovery through the plate heat exchanger (energy efficiency 85 %) and fresh air preheating / precooling with a compact heat exchanger connected with the liquid heat exchanger. The calculation is performed numerically in Excel, separately for summer and winter season (in the winter season is considered soil temperature 4 and 8 ° C; in summer season then 12 and 16 °C). Supply (and also exhaust) air flow rate is considered $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Under these conditions are heat savings 227-359 kWh in the winter season (and 17-38 kWh in the summer season), the increase of electricity is 6 kWh (and 8 kWh). It has been calculated economic return, which shows that equipment investment do not return (assuming cost 40,000,- czech crowns, 100 years of lifetime, and alternative air preheating using electrical energy).

In *the second case* is considered a newly designed air-conditioning system that uses heat excess from the solar system to reheat fresh air. The calculation is performed in a computer program TRNSYS (program enabling modeling the dynamic behavior of HVAC systems) for two different objects (small low-energy single-storey and two-storey house) and six different arrangements of ventilation and solar system. At the low-energy house with annual demand for heating 2622 kWh are heat savings 49, 56 and 46 kWh per year. At the two-storey house, with annual demand for heating 8988 kWh, are heat savings of 86, 134 and 129 kWh. Considering the cost 30000,- czech crowns, life-time 30 years and compared with electric heating, the return period will be longer than the equipment life.

The third case is a residential ventilation system with heat recovery (HR) with two compact heat exchangers (fresh and exhaust air), connected with a liquid circuit. Air distribution through the apartment is by circulating fan. The calculation is carried out for the winter season numerically in Excel for the average outdoor air temperature 3,2 °C and in the computer program TRNSYS with the hourly meteorological data. The results show that the proposed system (compared the ventilation without HR) can save 2529 - 3148 kWh of heat (24-hr. ventilation operation) and 1761 kWh of heat (16-hr. ventilation operation) during the winter season. The need for additional electric power is from 233 to 262 kWh and 173 kWh. A calculations of economic returns for various boundary conditions were made. System returns is from 5 to 20 years.

EXPERIMENTAL PART deals with the compact heat exchanger measurements (as part of the three above mentioned systems) and verify air quality in the family home measuring. It is listed in the following order: A) design and realization of the measuring section, followed by experimental measurement of the heat exchanger from common materials (aluminum, steel, copper); B) the optimization of the measuring section and subsequent measurement of different types of hollow fibre heat exchangers (newly developed at the Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology), C) concentration of CO₂ (in a family house) measurements. The results show that the energy efficiency of the heat exchanger from common materials is in the range 58 % (airflow 570 m³ · h⁻¹) - 82 % (airflow 55 m³ · h⁻¹), with a pressure loss on the air side of 1-10 Pa, on the water side of 8-14 kPa. Energy efficiencies of hollow fibre heat exchangers are in the range 38 to 63 % (air flow rates from 300 to 900 m³ · h⁻¹), with pressure loss on the air side from 11,4 to 17,7 Pa, on the water side 7,9 to 11,6 kPa. The results of measuring the concentration CO₂ in a family house, in the winter season, show that with occasional ventilation (approximately 2 × 10 min. per night), the CO₂ concentration during the night is close to the values 5000 ppm. That means it exceeds maximum value defined Pettenkofers criterium, i.e. 1200 ppm.

The RESULTS show that, from an economic point of view, the most beneficial is the apartment ventilation system (ventilation system 3) with heat recovery, which will be the subject of further RESEARCH. For this system, it is possible to currently use conventional compact heat exchanger. In the future it may be hollow fibre heat exchangers. From the CO₂ measurement of is obvious that for the optimum air quality reaching is necessary the suitable ventilation system.

KEYWORDS

Heat exchanger, low-temperature energy sources, renewable energy sources, ventilation, solar heating system.

ADAM, Pavel *Využití nízkoteplotních zdrojů energie pro vzduchotechnické systémy v obytných budovách*: doktorská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav technických zařízení budov, 2013. 130 s. Vedoucí práce byl Doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou doktorskou práci na téma „Využití nízkoteplotních zdrojů energie pro vzduchotechnické systémy v obytných budovách“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího doktorské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené doktorské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této doktorské práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

Brno

.....

(podpis autora)

Poděkování

V první řadě děkuji svému školiteli doc. Ing. Jiřimi Hiršovi, CSc. za jeho vstřícný a ochotný přístup, cenné rady, připomínky a náměty k mé práci. Rovněž mu děkuji za množství času, které mně v průběhu mého doktorského studia věnoval.

Děkuji docentovi Toke Rammer Nielsenovi, z Dánské technické univerzity, který se mně věnoval během 5-ti měsíčního pobytu na jejich univerzitě, za jeho vsřícný přístup, cenné rady a připomínky.

Děkuji rovněž kolegům z Fakulty stavební, kteří se mnou spolupracovali při technických měřeních a řešeních projektů.

V neposlední řadě děkuji rodině, přítelkyni, kamarádům a kolegům, kteří mně byli během mého doktorského studia, a formování této práce, oporou.

OBSAH

Předmluva	17
1 Úvod	19
2 Přehled současného stavu problematiky	20
2.1 Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu	20
2.2 Základní větrací systémy	21
2.3 Obnovitelné (a) nízkoteplotní zdroje energie	24
2.4 Systémy větrání a vytápění využívající obnovitelných zdrojů energie .	26
2.4.1 Zemní výměníky tepla	26
2.4.2 Solární systém s AKU nádobami a otopnou soustavou	27
2.4.3 Zařízení k vytápění objektů sluneční energií (UV - Rychtařík)	27
2.5 Počítavé programy určené k modelování energetických systémů budov	29
3 Cíl dizertační práce	32
3.1 Specifikace cílů práce	32
3.2 Zdůvodnění vybraných cílů	34
4 Metody řešení	35
4.1 Teoretické metody	35
4.2 Experimentální metody	35
5 Výsledky dizertační práce	36
5.1 Větrací systém 1	36
5.1.1 Popis technického řešení	36
5.1.2 Popis matematického modelu	36
5.1.3 Vlastní model systému - var. A, B	39
5.1.4 Shrnutí výsledků	45
5.1.5 Ekonomická efektivnost investic	45
5.1.6 Dílčí závěry a doporučení	49
5.2 Větrací systém 2	49
5.2.1 Popis technického řešení	49
5.2.2 Popis matematického modelu	53
5.2.3 Počítačový model a výpočet - varianta A	65
5.2.4 Počítačový model a výpočet - var. B	76
5.2.5 Vypočtená potřeba energie na vytápění a přípravu teplé vody	79
5.2.6 Shrnutí výsledků	87
5.2.7 Ekonomika provozu a návratnost	87

5.2.8	Dílčí závěry a doporučení	88
5.3	Větrací systém 3	88
5.3.1	Popis technického řešení	89
5.3.2	Popis matematického modelu	89
5.3.3	Vlastní model systému	90
5.3.4	Shrnutí výsledků	94
5.3.5	Ekonomika provozu a návratnost	94
5.3.6	Dílčí závěry a doporučení	98
5.4	Experimentální měření kompaktního výměníku tepla	99
5.4.1	Měřicí trať	99
5.4.2	Výběr vhodného výměníku tepla	99
5.4.3	Výsledky měření výměníku tepla	99
5.5	Experimentální měření vlasečnicových výměníků tepla	102
5.5.1	Optimalizace měřicí trati	102
5.5.2	Měřené výměníky tepla	103
5.5.3	Výsledky měření	104
5.6	Měření CO ₂ v rodinném domě	106
6	Závěr	108
6.1	Význam pro praxi	110
6.2	Význam pro rozvoj vědního oboru a možnosti dalšího výzkumu	111
	Literatura	113
	Seznam příloh	117
A	Požadavky na větrání	118
A.1	Požadavky na koncentraci CO ₂	118
A.2	Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu	118
B	Fotografie měřícího úseku	120
B.1	Měřící úsek - laboratoř	120
B.2	Měřící úsek - počítač	121
C	Parametry výměníku tepla	122
C.1	Tepelné parametry VT - měření	122
C.2	Tepelné parametry VT - dopočet	125
	Seznam publikovaných prací, vztahujících se k tématu disertační práce	128
	Seznam řešených grantů a projektů	130

SEZNAM OBRÁZKŮ

2.1	Způsoby využití sluneční energie.	25
2.2	Schéma solárního systému pro vytápění [33].	28
2.3	Zařízení k vytápění objektů sluneční energií [22]	28
5.1	Větrací systém 1 - schéma	37
5.2	Schématické znázornění výměníku tepla [35].	38
5.3	Rozložení teplot venkovního vzduchu	40
5.4	Průběh teplot v deskovém výměníku tepla - var. A1.	41
5.5	Průběh teplot v deskovém výměníku tepla - var. A2.	42
5.6	Teploty na výstupu z NVT	43
5.7	VZT systém využívající přebytek tepla ze solárního systému [1].	50
5.8	Model VZT systému, využívající přebytek tepla ze solárního systému.	53
5.9	Tepelná bilance zóny - přenos tepla konvekcí [35].	54
5.10	Tepelná bilance zóny - přenos tepla zářením [35].	55
5.11	Tepelné toky a teploty na povrchu/stěně [35].	56
5.12	Geometrie stínění [35].	58
5.13	Geometrie záření mezi bočním stíněním a "přijímací plochou" [35].	59
5.14	Funkce regulátoru [35].	60
5.15	Stratifikovaný zásobník tepla [35].	65
5.16	Půdorys rodinného domu [2]	66
5.17	Var. A - křivka odběru teplé vody v průběhu dne.	70
5.18	Var. A1 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	72
5.19	Var. A1 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	72
5.20	Var. A2 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	73
5.21	Var. A2 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	74
5.22	Var. A3 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	75
5.23	Var. A3 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	75
5.24	Vnitřní rozměry dvoupodlažního domu	76
5.25	Var. B - křivka odběru teplé vody v průběhu dne.	79
5.26	Var. B1 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	81
5.27	Var. B1 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	82
5.28	Var. B2 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	84
5.29	Var. B2 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	84
5.30	Var. B3 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)	86
5.31	Var. B3 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)	86
5.32	Větrací systém 3 - schéma [14].	89
5.33	Větrací systém 3 - zjednodušené schéma [14].	90
5.34	Větrací systém 3 - vstupní data pro Trnsys [14].	92

5.35	Větrací systém 3 - propojení komponent v Trnsysu [14].	93
5.36	Větrací systém 3 - průběh venkovní teploty a teploty vzduchu za výměnkem HE1 v lednu.	93
5.37	Měřicí úsek.	100
5.38	Kompaktní výměník tepla	100
5.39	Účinnost výměníku tepla při různých podmínkách.	101
5.40	Měřicí úsek - optimalizovaný.	103
5.41	Vlásečnicové výměníky tepla (typ 1-6)	105
5.42	Vlásečnicový výměník tepla (typ 7)	105
5.43	Umístění čidla CO ₂ v pokoji	106
5.44	Průběh koncentrace CO ₂ , relativní vlhkosti a teploty během dne.	107
B.1	Počáteční práce na měřícím úseku.	120
B.2	Měřicí úsek umístěný v laboratoři.	120
B.3	Pohled na výměník tepla ze strany termokamery.	120
B.4	Nastavení přívodu vzduchu v počítači.	121
B.5	Nastavení zdroje chladu v počítači.	121
B.6	Zobrazení měřených veličin v počítači - program AMR Win Control 6.	121

SEZNAM TABULEK

2.1	Naměřené objemové průtoky vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] [21]	22
5.1	Účinnost DVT v závislosti na venkovní teplotě	41
5.2	VZT systém 1 - okrajové podmínky jednotlivých systémů	44
5.3	VZT systém 1 - okrajové podmínky jednotlivých systémů - pokračování	44
5.4	VZT systém 1 - výsledky výpočtu	45
5.5	Skladby obvodových konstrukcí	67
5.6	Součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí	67
5.7	Vlastnosti oken a stínění	67
5.8	Energetické zisky - denní profil	68
5.9	Infiltrace a objemové průtoky větracího vzduchu.	68
5.10	Provoz deskového výměníku tepla (DVT)	68
5.11	Popis solárních kolektorů	69
5.12	Popis zásobníku tepla	69
5.13	Var. A1 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	71
5.14	Var. A1 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	71
5.15	Var. A2 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	71
5.16	Var. A2 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	73
5.17	Var. A3 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	74
5.18	Var. A3 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	74
5.19	Skladby obvodových konstrukcí	77
5.20	Součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí	77
5.21	Vlastnosti oken a stínění	77
5.22	Energetické zisky - denní profil	77
5.23	Popis solárních kolektorů	78
5.24	Popis zásobníku tepla	78
5.25	Var. B1 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	80
5.26	Var. B1 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	80
5.27	Var. B1 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].	80
5.28	Var. B1 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].	81
5.29	Var. B2 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	82
5.30	Var. B2 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	82
5.31	Var. B2 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].	83
5.32	Var. B2 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].	83
5.33	Var. B3 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh] . .	85
5.34	Var. B3 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].	85
5.35	Var. B3 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].	85
5.36	Var. B3 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].	85

5.37	Shrnutí dodatečných solárních zisků při instalaci iVZT - pro různé domy a solární soustavy.	87
5.38	VZT systém 3, var. A - výsledky výpočtu	92
5.39	VZT systém 3, var. B - výsledky výpočtu	92
5.40	VZT systém 3, var. C - výsledky výpočtu [14].	94
5.41	VZT systém 3, shrnutí výsledků výpočtu	94
5.42	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 60 a 140 m ³ ·h ⁻¹	101
5.43	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 100 m ³ ·h ⁻¹	102
5.44	Tlaková ztráta VT	102
5.45	Časový harmonogram větrání	106
A.1	Požadavky na koncentraci CO ₂ [10]	118
A.2	Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu v našich a zahranič. normách [10]	118
C.1	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 60 a 140 m ³ ·h ⁻¹	122
C.2	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 215 a 270 m ³ ·h ⁻¹	123
C.3	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 355 a 510 m ³ ·h ⁻¹	124
C.4	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 100 m ³ ·h ⁻¹	125
C.5	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 200 m ³ ·h ⁻¹	126
C.6	Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 300 m ³ ·h ⁻¹	127

SEZNAM VYBRANÝCH POUŽITÝCH OZNAČENÍ A ZKRATEK

Označení veličin:

<i>Ozn.</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Název</i>
A	$[m^2]$	plocha;
c	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita;
g	$[-]$	stínící součinitel;
H	$[h]$	počet hodin;
I	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	intenzita slunečního záření na jednotku plochy;
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok;
\dot{Q}	$[W]$	výkon, tepelný tok;
\dot{q}	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok;
Q	$[Wh]$	potřeba tepla;
S	$[m^2]$	plocha;
t	$[^{\circ}C]$	teplota;
T	$[K]$	termodynamická teplota;
U	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla.
\dot{V}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	objemový průtok vzduchu;
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla;
ε	$[-]$	účinnost výměníku tepla;
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	objemová hmotnost (hustota);
γ	$[^{\circ}]$	úhel slunečního azimutu;
γ	$[-]$	řídící funkce;
θ	$[^{\circ}]$	úhel slunečního zenitu;
τ	$[h]$	sluneční čas;
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost.

Indexy:

<i>Ozn.</i>	<i>Název</i>
c	(cold) - chladnější tekutina;
c	celkový;
d	difúzní;
h	(hot) - teplejší tekutina;
i	(inlet) - vstup;
o	(outlet) - výstup;
p	(pressure)- tlak.

Zkratky:

<i>Ozn.</i>	<i>Název</i>
ASHRAE	americká společnost pro vytápění, chlazení a vzduchotechniku (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers);
CZT	centrální zásobování tepla;
DVT	deskový výměník tepla;
EPS	expandovaný polystyren;
FRVŠ	Fond rozvoje vysokých škol;
GAČR	Grantová agentura České republiky;
IAQ	kvalita vnitřního vzduchu (Indoor Air Quality);
iVZT	Inovativní vzduchotechnických systém;
MW	minerální vlna;
NVT	nízkoteplotní výměník tepla;
OECD	organizace pro ekonomickou spolupráci a vývoj (Organisation for Economic Co-operation and Development);
TZB	technická zařízení budov;
VPC	vápeno-písková cihla;
VT	výměník tepla;
VZT	vzduchotechnika, vzduchotechnický;
XPS	expandovaný polystyren;
ZVT	zemní výměník tepla.

PŘEDMLUVA

Předkládaná práce se postupně formovala během celého doktorského studia, kdy původní rámcové téma "Komplexní řešení úsporných vzduchotechnických zařízení pro dosažení pohody prostředí" bylo při obhajobě státní doktorské zkoušky změněno na téma "Využití nízkoteplotních zdrojů energie pro vzduchotechnické systémy v obytných budovách".

Na začátku studia práce započaly tím, že byl měřena kvalita vzduchu z pohledu CO_2 v obytných budovách, kdy tato měření ukázala, že instalace účinného vzduchotechnického systému je velmi důležitá. Teoretické výpočty se zaměřily na zkoumání možnosti využití teplotního potenciálu zeminy, a to s využitím plošného kapalinového registru, který byl v té době velmi propagován vzduchotechnickými firmami. V laboratoři, na Fakultě stavební, Vysokého učení technického v Brně, Ústavu technických zařízení budov (dále jen laboratoř), byl v rámci projektu FRVŠ 1986/2008/G1 sestaven měřící úsek, umožňující měření výkonu a tlakových ztrát kompaktních výměníků tepla. V terénu probíhala měření solárních kolektorů. Pomocí počítačového programu Trnsys byla následně zkoumána možnost využití přebytečných solárních zisků ze solárního systému pro předehřev čerstvého větracího vzduchu. Tento výzkum byl rovněž pracovní náplní dvou projektů GAČR (č. 101/05/H018 a 101/09/H050) a 5-ti měsíčního pobytu v Dánsku (pod vedením prof. Toke Rammer Nielsona).

Systém předhřevu vzduchu pomocí přebytečných zisků tepla ze solárních kolektorů se ukázal poměrně složitý a málo účinný. Nicméně práce posloužila pro další úvahy a následně při realizaci a provozu solárního systému v rodinném domě, se zrodila myšlenka systému dohřevu čerstvého větracího vzduchu, který by mohl být podstatně jednodušší a zároveň mohl přinášet vyšší energetické zisky. Tato myšlenka vycházela z následujících skutečností: 1) v přechodném období (jaro/podzim) bylo uvnitř zděného domu poměrně chladno, 2) voda v solárním okruhu vracejícím se zpět do solárních kolektorů byla teplejší než teplota vzduchu v místnosti. Proč tedy nevyužít tohoto teplotního potenciálu pro ohřev vzduchu v místnosti? Přičemž nejsnazší cestou je ohřev větracího vzduchu jednoduše tím, že do solárního okruhu se vřadí nízkoteplotní výměník tepla. Prognózy z provozu solárního systému vypadaly velmi příznivě a proto byl systém následně modelován v programu Trnsys. První výpočty vypadaly příznivě. Nikde v literatuře nebylo nalezeno podobné zapojení, a tak byl systém patentován formou užitého vzoru. Při následných výpočtech ve spojení s budovou se nicméně ukázalo, že systém funguje dle předpokladu, ale zároveň je odebírána část tepla pro ohřev teplé vody. Roční energetické zisky pak nebyly příliš vysoké.

Ve spolupráci s Ing. Ivanem Cifrincem, Ph.D., MBA (na základě jeho užitého vzoru), a s podporou projektu č. 912, FAST-S-11-29, byl následně zkoumán systém bytového větrání pomocí dvou kompaktních výměníků tepla (na přívodu a odvodu větracího vzduchu), vzájemně propojených kapalinovým okruhem, umožňujícím zpětné získávání tepla. Teoretické výpočty tohoto systému pomocí numerických vztahů a v programu Trnsys ukázaly velmi pozitivní výsledky a systém bude předmětem dalšího výzkumu.

Poslední rok studia, v rámci projektu č. CZ.1.05/3.1.00/13.0274 VUT Energetické zdroje ¹, byl v laboratoři optimalizován měřicí úsek umožňující měření vlásečnicových výměníků tepla a následně provedeno měření 7 prototypů vlásečnicových výměníků tepla. Výsledky z těchto měření ukazují velmi pozitivní hodnoty. Tyto výměníky by mohly být součástí posledně jmenovaného systému (VZT systém 3) a podstatně tak zlevnit jeho cenu a návratnost. Výměníky budou předmětem dalšího výzkumu.

¹Projekt ve spolupráci s Fakultou strojního inženýrství, Vysokého učení technického v Brně, pod vedením prof. Raudenského.

1 ÚVOD

Výzkumy chování lidí ve vyspělých zemích ukazují, že průměrný člověk tráví 80 až 90 procent času uvnitř budov (Jenkins, 2000, Statistics Canada, 1998). Značnou část této doby tráví lidé ve svých obydlích (přibližně 60 %). Kvalita vnitřního prostředí tedy hraje v moderní společnosti velmi významnou úlohu. [6]

Jedním ze složek ovlivňujících kvalitu vnitřního prostředí je kvalita vzduchu. Tu lze hodnotit podle řady faktorů, mezi které patří tepelně-vlhkostní, aerosolové, mikrobiální, odérové, radonové a toxické mikroklima. V prostorách, kde jsou zdrojem odérových látek lidé se pro hodnocení kvality prostředí používá nejčastěji koncentrace oxidu uhličitého. Již v 19. století byly Maxem von Pettenkoferem definovány potřebné hodnoty koncentrace oxidu uhličitého, které je třeba zajistit. Jak však ukazují mnohá měření [3], při spoléhání se pouze na přirozené větrání, je tato hodnota často, a ve velké míře, překračována. Účinné větrání je stále ve většině případů opomíjeno. To nese problémy nejen zdravotní, ale neřízeným větráním dochází rovněž k větší spotřebě energie.

Odhaduje se, že v zemích OECD se okolo 28 EJ spotřebuje v obytných budovách, z čehož asi 12 EJ na větrání. Výpočty naznačují, že energetickou náročnost větrání je možno snížit na 1 EJ [9]. Většina budov (země OECD), používá stále přirozené větrání (75 - 80 % jednogeračních domů, 50 % v bytových domech) [29]. Dle výsledků Českého statistického úřadu [31] bylo ke dni sčítání lidu v roce 2011 přibližně 1,8 milionu obydlených bytů v rodinných domech a 2,26 milionu obydlených bytů v bytových domech. Dle odhadu má pouze malé procentu z nich instalovaný účinný větrací systém.

U provedených instalací se jedná převážně o systémy mechanického větrání se zpětným získáváním tepla pomocí deskového nebo rotačního výměníku tepla, které dosahují účinnosti 70 % - 90 %. U těchto systémů se v poslední době rozšířilo používání systému přehřevu/předchlazení čerstvého venkovního vzduchu instalací vzduchového, nebo kapalinového, zemního výměníku tepla. Ty se však staly distabilním tématem, a to zejména k jejich účinnosti (návrstnosti) a u vzduchového výměníku tepla rovněž k jeho možným negativním zdravotním vlivům. Stále malá pozornost je věnována jiným obnovitelných zdrojům energie, a to především systémům, využívající sluneční energie pro přehřev nebo dohřev čerstvého větracího vzduchu.

Výzkum účinného větrání, využívajícího obnovitelných/nízkoteplotních zdrojů energie, je předmětem zájmu společnosti v mnoha ohledech, a to z pohledu zdraví, pracovní produktivity, úspor energie, atd.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY

Přehled současného stavu poznání se zaměřuje na kvalitu vzduchu uvnitř obytných budov, používané větrací systémy, obnovitelné zdroje energie a jejich využití pro větrání a vytápění a vhodné počítačové programy k modelování dynamického chování technických zařízení budov.

2.1 Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu

Kvalita vnitřního prostředí hraje v moderní společnosti velmi významnou úlohu. Jedním z faktorů ovlivňujících kvalitu vnitřního prostředí je kvalita vzduchu. Bylo publikováno množství studií prokazujících souvislost mezi špatnou kvalitou vzduchu uvnitř budov a zdravotními problémy lidí (Villberg a kolektiv, 2002, Fisk, 2000). V této souvislosti vstupuje do hry větrání, jehož úlohou je, při splnění dalších požadavků, kvalitu vnitřního vzduchu zajistit [6].

Kvalita vzduchu z pohledu CO₂, Pettenkoferovo kritérium

Kvalitu vzduchu určuje obsah odérových látek. Zahrnuje jednak subjektivní hodnocení (pachy), jednak objektivní hodnocení z hygienického hlediska (obsah škodlivých plynů, které nemusí být lidským čichem detekovány). Ve většině případů je kvalita vzduchu ve venkovním prostředí lepší než v uzavřených prostorech budov. Jako měřítko kvality vzduchu se v prostorech, kde jsou zdrojem odérových látek lidé, nejčastěji používá koncentrace CO₂. Dodržením limitních hodnot pro CO₂ (který sám je však bez vůně a zápachu) je zároveň zajištěno dodržení limitů dalších sloučenin, jejichž měření je na rozdíl od CO₂ obtížné.

Koncentrace CO₂ se stanovuje jako:

- *průměrná hodnota CO₂ v průběhu 24 h*, která se předepisuje klasickou hodnotou 1000 ppm (tj. 0,1 % = 1,0 l.m⁻³ = 1800 mg.m⁻³), stanovenou v 19. století Maxem von Pettenkoferem, což odpovídá cca 20 % nespokojených neadaptovaných osob. Na tuto hodnotu je třeba dimenzovat vzduchotechnická zařízení. *Pozn.* Při běžné produkci 16 až 20 l.h⁻¹.os⁻¹ CO₂ a venkovní koncentraci 0,03 % CO₂ (tj. 0,3 l.m⁻³ = 300 ppm = 540 mg.m⁻³) vychází nutné množství čerstvého vzduchu na osobu 23 až 28 m³.h⁻¹.
- *nejvýše přípustná hodnota CO₂*, která by nikdy neměla být překročena (v průběhu celých 24 h), je koncentrace 1200 ppm (tj. 0,12 % = 1,2 l.m⁻³ = 2160 mg.m⁻³). Tato hodnota se blíží hodnotě 30 % nespokojených [13].

Pettenkoferovo kritérium je stále základní veličinou standardů většiny vyspělých států (viz příloha A - tab. A.1). Vychází z ní i standard ASHRAE.

Kvalita vzduchu z pohledu CO₂ byla měřena v rodinné domě v rámci této dizertační práce. Výsledky jsou uvedeny v kapitole 5.6

Kvalita vzduchu z pohledu intenzity výměny vzduchu

Dle vyhlášky č. 268/2009 Sb. o technických požadavcích na stavby , §11, odst. 5 musí mít obytné místnosti zajištěno dostatečné přirozené nebo nucené větrání a musí být dostatečně vytápěny s možností regulace vnitřní teploty. Pro větrání obytných místností musí být zajištěno v době pobytu osob minimální množství vyměňovaného venkovního vzduchu 25 m³/h na osobu, nebo minimální intenzita větrání 0,5 h⁻¹. Jako ukazatel kvality vnitřního prostředí slouží oxid uhličitý CO₂, jehož koncentrace ve vnitřním vzduchu nesmí překročit hodnotu 1 000 ppm [36]. Dle ČSN 74 7110 - Bytová jádra je množství větracího vzduchu pro WC 25 m³ · h⁻¹, koupelnu 75 m³ · h⁻¹ a kuchyň 100 m³ · h⁻¹. Směrnice STP-OS4/č. 1/2005 uvádí 60 m³ · h⁻¹ pro koupelny, 40 m³ · h⁻¹ pro WC a 60 m³ · h⁻¹ pro kuchyně (hodnoty upravené dle DIN 1946-2 a ČSN 06 0210 ¹) [21].

Výsledky měření objemového průtoku vzduchu v bytovém domě

Sledovaný devíti-podlažní panelový dům byl postaven na konci šedesátých let dvacátého století. Původně byl pro podtlakový odvod vzduchu z koupelen a WC vybaven centrálním systémem s nástřešními ventilátory. Větrání kuchyní bylo a zůstalo pouze okny bez digestoří. V letech 2008 až 2009 bylo realizováno zateplení a výměna střešních ventilátorů za větrací turbíny. Měření a sledování proběhlo v průběhu měsíce června a července. Jednorázově, při zavřených oknech, proběhlo měření průtoku odváděného vzduchu z koupelen a WC nad sebou umístěných bytů. Pro další sledování byly vybrány čtyři koupelny užívaných bytů v různých nadzemních podlažích stejného vchodu, ve kterých bylo nad vanou umístěno zařízení pro měření a zaznamenávání vlhkosti a teploty. Naměřené hodnoty v letním období s venkovní teplotou vzduchu 17 až 19 °C při mírném větru uvádí tabulka 2.1 [21].

2.2 Základní větrací systémy

Větrací systémy se vyvíjely postupně, a to od jednoduchých systémů přirozeného větrání, po důmyslné systémy se zpětným získáváním tepla, řízením provozu na základě

¹Normě ČSN 06 0210 skončila platnost 1. 9. 2008

Tab. 2.1: Naměřené objemové průtoky vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] [21]

Byty 3 + 1			Byty 2 + 1		
Patro	WC	Koupelny	Patro	WC	Koupelny
8	2	5	8	0	29
7	14	2	7	4	2
6	6	4	6	1	0
5	11	10	5	1	3
4	34	2	4	18	16
3	– ^a	–	3	2	–
2	10	17	2	0	1
1	–	–	1	11	12

^aNevyplněné hodnoty - byty se zazděnými větracími otvory

koncentrace oxidu uhličitého a využitím obnovitelných zdrojů energie. Přehledně je shrnuje následující kapitola.

Přirozené větrání

K výměně vzduchu v budově (místnosti) dochází vlivem tlakového rozdílu, který je vyvolán účinkem přírodních sil, vznikajících rozdílem teplot nebo dynamickým tlakem větru. Dle typických znaků se dělí na větrání infiltrací, okny, aerací a větrání šachtové.

Větrání infiltrací – výměna vzduchu v místnostech vlivem netěsností stavebních konstrukcí.

Větrání okny (provětrávání) – otevíráním oken.

Větrání aerací – pro přívod a odvod vzduchu jsou samostatné otvory v různé výšce místnosti.

Šachtové větrání – je druh přirozeného větrání, při kterém je vzduch do místnosti přiváděn sací šachtou a z místnosti odváděn výtlačnou šachtou. Ke zvýšení tahu šachty se v poslední době rozšířilo použití rotačních ventilačních hlavic, lidově nazývaných větrací turbíny. Jejich správná funkce je však závislá na vnějších meteorologických podmínkách a ne vždy fungují správně. Toto tvrzení dokladuje řada článků, např. článek [5]: "Lze centrální ventilátory panelových domů nahradit rotačními hlavicemi?".

Kombinované (podtlakové) větrání

V bytové a občanské výstavbě se používají především v kombinaci nuceného odtahu s přirozeným přívodem vzduchu okny a dveřmi (např. odsávání sociálních zařízení s přívodem z předsíní a chodeb, místní odsávání v kuchyních apod.).

Decentrální ventilátory - Větrání se provádí pomocí ventilátorů, které jsou osazeny v jednotlivých místnostech a jsou připojeny do stoupacího sběrného potrubí. Tlakové ztráty stoupačky, tvarovek, přívodních a průchozích prvků jsou kryty výkonem individuálních ventilátorů v bytových jednotkách. Přívod vzduchu se zajišťuje přívodními prvky za otopnými tělesy, přívodními regulačními prvky v rámech oken, termostatickými přívodními prvky a podobně. Ventilátory jsou v provozu podle požadavku uživatelů, mohou být ovládány hygrostaty, termostaty, čidly CO₂, doplněny doběhovými spínači a spínači trvalého sníženého větrání.

Centrální větrání řízené skutečnou potřebou – Větrání řízené skutečnou potřebou je založené na tom, že potřeba větrání se mění v závislosti na různých faktorech. V závislosti na stoupací lidské aktivitě (produkce CO₂, vlhkosti a nárůst teploty) je nutno výkon větrání zvýšit. V závislosti na povětrnostních podmínkách (pokud je dostatečný rozdíl teplot t_i , t_e a termický vztlak ve stoupačce), je možné výkon větrání snížit. Větrání se provádí pomocí "inteligentních" centrálních ventilátorů (obsahují jednodeskový počítač a příslušná čidla tlaku, resp. průtoku). Jsou osazeny na konci stoupacího sběrného potrubí, většinou na střeších budov. Tlakové ztráty stoupačky, tvarovek, přívodních a odvodních prvků jsou kryty výkonem centrálního ventilátoru. Přívod vzduchu se zajišťuje zásadně hlukově izolovanými přívodními prvky za otopnými tělesy, přívodními regulačními prvky v rámech oken, termostatickými přívodními prvky a podobně. Ventilátory jsou v provozu pouze podle požadavku uživatelů. Vždy jsou ovládány inteligentními čidly CO₂ (doplněny čidly vlhkosti, teploty a programovatelnými časovými spínači a spínači trvale sníženého větrání) [7].

Nucené větrání s centrálním přívodem a odvodem vzduchu

Nucené větrání zajišťuje přívod a současně odvod vzduchu z vnitřních prostor budov pomocí mechanických strojních zařízení, nejčastěji ventilátorů. Přívodní a odvodní ventilátory jsou nejčastěji součástí vzduchotechnické jednotky, která běžně obsahuje také filtry a rekuperační nebo regenerační výměník tepla, umožňující zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu.

U rekuperačních výměníků tepla (dominantní zastoupení na trhu v ČR) dochází k přenosu tepla přes pevnou stěnu, oddělující jednotlivé proudy vzduchu. Účinnost u těchto rekuperačních výměníků dosahuje až 90 %. Této vysoké účinnosti je však

dosaženo pouze tehdy, pokud zařízení není pokryto ledem. K tomu může dojít v případě, kdy přiváděný čerstvý vzduch je tak studený, že se jím odváděný vzduch, obsahující vodní páru, ochladí až pod bod mrznutí vody. Potom dochází k zamrznutí výměníku a hrozí jeho prasknutí. Aby se tomu zabránilo, musí být jednotky konstruovány tak, aby umožnily snížit objemový průtok přiváděného vzduchu (při zachování objemového průtoku odváděného vzduchu, který je poté přisáván spárami a trhlinami domu). V tomto případě se výměník neochladí tak jako u stejných objemových průtoků. Jiným řešením je předehřev čerstvého větracího vzduchu. To může být řešeno elektrickým nebo teplovodním ohříváčem nebo **zemním výměníkem tepla** (vzduchovým nebo kapalinovým). U vzduchových výměníků zemního tepla proudí samotný venkovní vzduch dlouhým potrubím nebo hadicí nejprve půdou, a tak se v zimě ohřívá a v létě ochlazuje. U solankových výměníků je v půdě uloženo 3 cm široké polyetylénové potrubí, kterým proudí voda s mrazuvzdornou přísadou, která přebírá teplotu půdy a tou pak ve výměníku tepla, instalovaném ve vzduchotechnickém potrubí, ohřívá nebo ochlazuje proudící vzduch [19].

Hybridní větrání

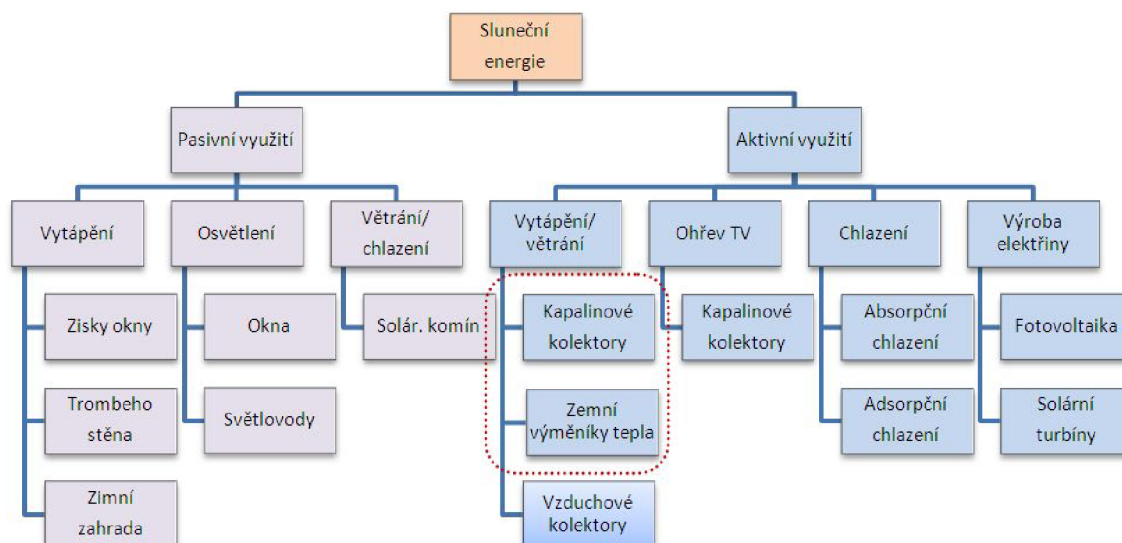
Hybridní větrání představuje systém, který kombinuje účinek přirozených (vztlakových) sil se silou mechanickou (nucené větrání) takovým způsobem, aby byla minimalizována spotřeba energie. Systém používá speciální přívodní a odsávací prvky s velmi nízkou tlakovou ztrátou a ventilátory s extrémně nízkou spotřebou energie. Systém je řízen na základě snímání koncentrace CO_2 nebo relativní vlhkosti. Senzory jsou napojeny na centrální řídicí jednotku, která ovládá jednotlivé vstupy čerstvého vzduchu – většinou integrované do oken. V případě, že nepostačuje přirozený tah, je vzduch odsáván centrálně ventilátorem [6].

2.3 Obnovitelné (a) nízkoteplotní zdroje energie

Obnovitelné zdroje lze členit z různých hledisek, nicméně téměř pro všechny energeticky podmíněné děje v našem životním prostředí je společné, že hnací silou je sluneční záření. Jde například o:

- Pohyb vzduchu na základě rozdílných teplot a tlaků (větrná energie).
- Oteplování povrchu Země a atmosféry (využití tepla např. tepelnými čerpadly).
- Pohyby moří (vlny a mořské proudy).
- Růst vegetace (fotosyntéza, biomasa).

Pokud se zaměříme "pouze" na přeměnu sluneční energie na teplo nebo elektřinu, lze uvažovat následující způsoby využití - viz obr. 2.4 [17].



Obr. 2.1: Způsoby využití sluneční energie.

a

^aPozn. Červeně ohraničené způsoby využití OZE, jsou ty, které budou součástí VZT systémů řešených v této dizertační práci.

Je-li řeč o aktivních systémech nebo o aktivním využívání soustav energie, mohou tím být míněny jak soustava se slunečními kolektory, tak také soustava fotovoltaická, protože v obou případech jde o získávání sluneční energie technickými systémy. Naproti tomu u pasivního využití sluneční energie se dá využít sám dům jako druh kolektoru a získanou sluneční energii lze využít bez pomocných technických prostředků pro podporu vytápění domu. Pomocí simulačních a výpočtových postupů je možné již v projektční fázi utvářet půdorys, formu a konstrukci budovy, plochy oken a hmot pro tepelnou akumulaci tak, aby byl energetický příjem optimální a zároveň bylo dosaženo příjemného klimatu v prostoru. Pasivní využívání sluneční energie neznamená, že bude uplatnění aktivních systémů naprosto zbytečné, protože přípravu teplé vody a zásobování elektrickým proudem nelze pasivním způsobem realizovat. Pasivní a aktivní využití se zejména při vytápění vzájemně doplňují [17].

Poborný rozbor technologií využívajících obnovitelných zdrojů energie je např. v knize "Handbook of renewable energy technology" [30].

Kromě obnovitelných zdrojů energie může být (nejen ve vzduchotechnice) využito *nízkoteplotních zdrojů energie*, kterými je především teplo obsažené v odpadním vzduchu.

2.4 Systémy větrání a vytápění využívající obnovitelných zdrojů energie

Tato kapitola uvádí některé z možností využití obnovitelných zdrojů energie pro větrání a vytápění. Pozornost je věnována především zemním výměníkům tepla, sloužícím pro předehřev čerstvého větracího vzduchu.

2.4.1 Zemní výměníky tepla

Výměníky zemního tepla existují ve dvou různých konstrukcích, a to jako *vzduchové* nebo *solankové*.

Vzduchový zemní výměník tepla U vzduchových výměníků zemního tepla pro rodinné domy jsou trubky většinou 15 -20 cm široké, dlouhé 25 – 45 m a jsou zakopány 1,5 až 2 m hluboko. Proudící vzduch se stává vzduchem k dýchání v napojeném domě. Zemní vzduchový kanál musí proto zůstat velmi čistý a co nejsušší, aby se zabránilo růstu choroboplodných zárodků. Přímo v místě nasávání venkovního vzduchu se musí instalovat a udržovat filtr a zemní vzduchový kanál se musí dát v celé délce kontrolovat a čistit. Jinak není zajištěna hygiena našeho nejdůležitějšího životního média – vzduchu k dýchání. Při letním chladicím provozu vzniká v zemním kanále při ochlazování venkovního teplého vlhkého vzduchu kondenzát. Výměník zemního tepla se vzduchovým kanálem proto musí být vždy pokládán v mírném konstantním spádu, aby mohl kondenzát s proudícím vzduchem odtékat. Na nejhlubším místě musí být hygienicky nezávadný, tedy kontrolovatelný a čistitelný odvod kondenzátu (tedy žádná špinavá sběrná jímka). Kvůli přístupnosti by měla být raději ve sklepě než na zahradě a musí být těsná vůči podtlaku, neboť ventilační jednotka nasává vzduch z tohoto potrubí a nesmí v žádném případě nasávat žádné pachy z kanalizace. Zemní kanál musí být také izolovaný proti vodě pronikající zvenku. Po dlouhém dešti, kdy je hladina spodní vody přechodně nad zemním vzduchovým kanálem, do něho nesmí zvenčí proniknout žádná voda s nečistotami. Tyto podmínky vyžadují pečlivé plánování a vhodné produkty. Levné HT-trubky z hobby marketu většinou pro trvalé a hygienické vedení nestačí. Jestliže se nevhodné vzduchové kanály po silném dešti naplní vodou a nečistotami a nedají se nijak vyčistit, nelze je už dále používat. Měly by se tedy používat pouze produkty speciálně vyvinuté pro tyto účely [19].

Solankový zemní výměník tepla U solankového zemního výměníku tepla neproudí podzemním potrubím vdechovaný vzduch, ale zemní teplo odebírá kapalinový okruh ("solanka") a pak je v technologické místnosti odevzdává čerstvému vzduchu ve výměníku typu solanka/vzduch. Pro rodinné domy se do země pokládají např. 32 mm široké polyetylenové hadice, používané na domovní přípojky pitné vody. Pro

200 m³/h přehřívání vzduchu je zapotřebí asi 100 m solankového vedení uloženého v hloubce 1,5 – 2,5 m. U podsklepených novostaveb se hadice ukládá většinou dvakrát kolem sklepa, u nepodsklepených domů se musí vykopat příkop.

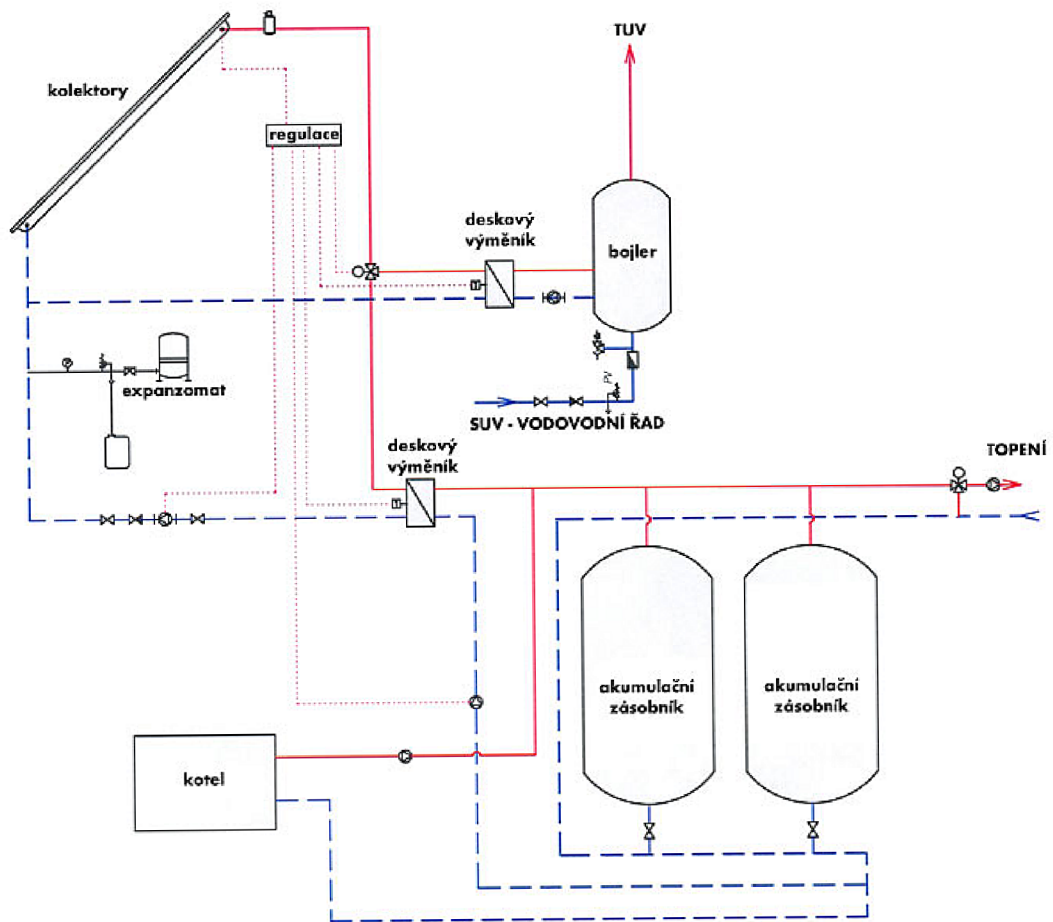
Pokud jde o tepelný výnos, jsou vzduchové i solankové výměníky zemního tepla rovnocenné, protože obojí lze vyrobit v potřebné velikosti. Pokud jde o hygienu, regulaci a robustní provedení, je solankový výměník zemního tepla lepší než zemní vzduchový kanál. Pokud jde o nákladnost, neměly by kvalitní výměníky se vzduchovým kanálem a solankové výměníky zemního tepla vykazovat žádné velké rozdíly dílčích nákladů, solankový výměník zemního tepla může být dokonce cenově výhodnější, přestože na první pohled vypadá komplikovaněji. Výrazný je rozdíl na zemní práce. Zatímco zemní vzduchový kanál pro řádný odtok kondenzátu vyžaduje vytvoření pečlivě nivelizovaného spádu a sám je dosti choulostivý, hadice solankového výměníku zemního tepla je velmi robustní. Lze ji uložit do každé stavební jámy kolem domu nebo do jakéhokoliv stavebního výkopu [19].

2.4.2 Solární systém s AKU nádobami a otopnou soustavou

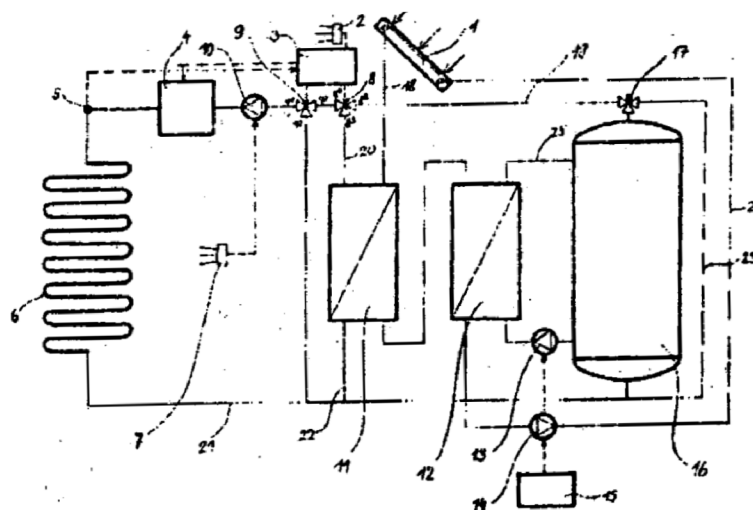
Sluneční kolektory mohou energii předávat jak do zásobníku teplé vody (bojler), tak do akumulčních nádrží. U vytápěcích systémů bez kombinace s bazénem je akumulace nutností. Akumulční nádrž slouží během slunných letních měsíců jako odklaďiště vyrobené tepelné energie. energii do akumulací lze ukládat i z dalších zdrojů [33]. Akumulovaná energie lze využít i pro vzduchotechnické systémy. Schéma systému je na obrázku 2.2.

2.4.3 Zařízení k vytápění objektů sluneční energií (UV - Rychtařík)

Zařízení je pro vytápění objektů sluneční energií s doplňkovým zdrojem tepla a s proporciálně řízeným ukládáním přebytků slunečního tepla do tepelného akumulátoru a zpětné vytápění z akumulátoru v době sluneční absence. Podstata spočívá v tom, že výstupní vedení sluneční kolektorové baterie je napojeno na první tepelný výměník, zapojený do série s druhým tepelným výměníkem, který je dále propojen s akumulátorem tepelné energie. Ve zpětném vedení od akumulátoru tepelné energie k doplňkovému zdroji tepla je umístěn alespoň jeden mixážní ventil, s výhodou dva vzájemně funkčně se doplňující mixážní ventily. Druhý tepelný výměník může být umístěn i uvnitř akumulátoru. Ve zpětném vedení je před topným systémem umístěn doplňkový zdroj tepla. Topný systém je tvořen podlahovým vytápěním a/nebo stropním vytápěním a/nebo vytápěním ve stěně [22]. Schéma systému je na obrázku 2.3. Systém lze využít i pro vzduchotechnické systémy.



Obr. 2.2: Schéma solárního systému pro vytápění [33].



Obr. 2.3: Zařízení k vytápění objektů sluneční energií [22]

2.5 Počítavé programy určené k modelování energetických systémů budov

Na trhu je řada počítačových programů, určených pro dynamickou analýzu energetických systémů staveb. Mezi nejznámější patří - Trnsys, ESP-R, Design Builder, IDA-ICE a TAS. První dva (Trnsys, ESP-r) jsou níže rozepsány podrobněji.

TRNSYS

Trnsys (a TRaNsient SYstem Simulation program; výslovováno: TRAN-sys) je modulární simulační program (vyvinutý vědci z Wisconsinské univerzity), který slouží především pro dynamickou analýzu energetických systémů staveb. Celý problém zjednodušuje rozdělením řešené úlohy na jednotlivé komponenty. TRNSYS komponenty (označovány jako "Types") jsou různé složitosti, od těch nejjednodušších (např. čerpadlo), po ty nesložitější (např. multi zónový model budovy). Každá z těchto komponent se definuje zvlášť a následně jsou propojeny v plně vizuálním rozhraní, známém jako TRNSYS Simulation Studio. Pro zadání vstupních dat o budově se využívá další částí programu, nazvané TRNBuilt. Knihovna TRNSYSu obsahuje mnoho předdefinovaných komponent, běžně používaných v energetických systémech, modelech budov, . . . Od verze 15 je možno vložit vlastní komponenty, definované v programech schopných tvorby DLL souboru (např. Fortran, C, C++, . . .). Balíček TRNSYS obsahuje:

- Simulation Studio (dříve IISiBat)
- Simulation engine – TRNDLL a TRNExe
- Building input data visual interface – TRNBuild (dříve Prebid)
- TRNSED

Simulation Studio

Simulační studio (dříve známe jako IISiBat) je v TRNSYSu hlavní vizuální rozhraní. Z něj se dají vytvářet projekty vybráním jednotlivých komponent (čerpadlo, akumulární nádoba, atd.) a vzájemným propojením. Simulační studio ukládá projekty ve formátu *.tpf (trnsys project file).

Simulation Engine

"Simulation engine" se programuje ve Fortranu a je zpracována do Windows Dynamic Link Library (DLL), TRNDll. Jádro TRNSYSu načítá všechny informace o simulaci (které komponenty jsou použity a jak jsou propojeny) do vstupního souboru, známého jako deck file (*.dck). Dále otevírá doplňkové vstupní soubory (např.

meteorologická data) a vytváří výstupní soubory. Simulation Engine se nazývá výkonný program, TRNExe, který také provádí online plotter (online zobrazení) – velmi užitečné zařízení, pomocí kterého můžeme vidět výstupní proměnné během simulace.

TRNBuild

TRNBuild (dříve známý jako Prebid) je nástroj používaný pro zadání vstupních dat o multizónové budově. Pomocí něj můžeme specifikovat všechny detaily budovy a rovněž vše potřebné pro simulaci "tepelného" chování budovy (vlastnosti oken, vytápění, chlazení, provoz budovy. . .). TRNBuild vytváří soubor, popisující budovu (*.bui), který zahrnuje všechny informace potřebné pro simulaci budovy.

TRNEdit

TRNEdit je speciální editor, pomocí kterého lze vytvořit nebo modifikovat TRN-SYS vstupní soubory (decks). Všeobecně to však není doporučováno. Pokoušet se modifikovat "deck" soubory by měli pouze pokročilí uživatelé. Většina uživatelů by měla spoléhat na Simulační studio, které deck soubory generuje a modifikuje.

Meteorologická data

Výpočetní program Trnsys počítá s hodinovými meteorologickými daty ve formátu TMY ².

Soubor TMY obsahuje následujících 8 veličin:

- měsíc v roce,
- hodinu v měsíci,
- přímé sluneční záření,
- celkové sluneční záření na vodorovnou plochu,
- teplotu suchého teploměru,
- měrnou vlhkost,
- rychlost větru,
- směr větru.

Pro Českou republiku jsou meteorologická data dostupná pro následující lokality: Kuchařovice ³, Brno, Praha, Ústí nad Labem, Příbrav, Ostrava-Poruba, Liberec, Kramolín-Kosetice, Churáňov, Hradec Králové, Doksany.

²TMY (a Typical Yeteorological Year) je soubor dat, která byla pro danou lokalitu získána měřením v průběhu 30-ti let a následně zprůměrována.

³Kuchařovice jsou samostatnou, středně velkou, obcí, ležící tři kilometry severovýchodně od města Znojma, v nadmořské výšce 298 m.

ESP-r

ESP-r je volně šiřitelný program, vyvinutý v roce 1974 výzkumnou skupinou pro energetické systémy na Strathclydské univerzitě ve Skotsku. Program pracuje primárně pod operačním systémem Unix; v operačním systému Windows lze spustit přes Unix modulátor. Výpočet je založen na metodě konečných prvků.

Program umožňuje výpočet energetické náročnosti budovy a jejich technických systémů. Lze jej stáhnout z ESRU's internetových stránek [28]. Na těchto stránkách lze stáhnout také návod, příklady a technickou dokumentaci [12].

3 CÍL DIZERTAČNÍ PRÁCE

Cílem práce je teoretický výzkum tří vzduchotechnických systémů, návrh, realizace a optimalizace měřicího úseku, umožňujícího měření výměníků tepla (společná část všech tří vzduchotechnických systémů), experimentální měření různých typů výměníků tepla a ověření kvality vzduchu z pohledu CO₂ v rodinném domě.

3.1 Specifikace cílů práce

Zvládnutí, a objasnění, dané problematiky, předpokládá dosažení následujících cílů:

1. Analýza požadavků na kvalitu vzduchu, systémů větrání a možností využití obnovitelných zdrojů tepla pro větrání a přitápění.
2. Analýza počítačových programů, určených k dynamickému modelování energetických systémů budov, s následným výběrem.

3. Výzkum větracího systému 1 ("systém 1"), tj. systému využívajícího tepla/chladu z teplotního potenciálu země příp. studniční vody, sestávající z následujícího:
 - Teoretický návrh uspořádání "systému 1".
 - Popis matematického modelu "systému 1".
 - Sestavení počítač. modelu "systému 1" ve vybraném počítač. programu.
 - Nadefinování okrajových podmínek "systému 1".
 - Numerické výpočty "systému 1" za různých okrajových podmínek.
 - Optimalizace "systému 1", včetně variantních řešení.
 - Ekonomika provozu "systému 1" a návratnost investice.
 - Definování dílčích závěrů pro další výzkum a pro praxi.

4. Výzkum větracího systému 2 ("systém 2"), tj. systému umožňujícího využití tepla ze solárního systému, sestávající z následujícího:
 - Teoretický návrh uspořádání "systému 2".
 - Teoretický návrh budovy, ve které bude systém provozován.
 - Popis matematického modelu "systému 2" a budovy.
 - Sestavení počítačového modelu "systému 2" a budovy ve vybraném počítačovém programu.
 - Nadefinování okrajových podmínek "systému 2" a budovy.
 - Numerické výpočty "systému 2" za různých okrajových podmínek.
 - Optimalizace "systému 2", včetně variantních řešení.
 - Ekonomika provozu "systému 2" a návratnost investice.
 - Definování dílčích závěrů pro další výzkum a pro praxi.

5. Výzkum větracího systému 3 ("systém 3"), tj. systému umožňující zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu, sestávající z následujícího:
- Návrh uspořádání systému (dle užitého vzoru Ing. Ivana Cifrince, Ph.D., MBA [8])
 - Popis matematického modelu "systému 3".
 - Sestavení počítačového modelu "systému 3" ve vybraném počítačovém programu.
 - Nadefinování okrajových podmínek "systému 3".
 - Numerické výpočty "systému 3" za různých okrajových podmínek.
 - Ekonomika provozu "systému 3" a návratnost investice.
 - Definování dílčích závěrů pro další výzkum a pro praxi.
-
6. Experimentální změření účinnosti kompaktního výměníku tepla, jako součást "systémů 1, 2, 3", sestávající z následujícího:
- Návrh vhodného uspořádání měřící trati.
 - Analýza a následný výběr vhodných měřících postupů, čidel a přístrojů.
 - Vlastní realizace měřící trati.
 - Výběr vhodného výměníku tepla.
 - Experimentální změření výměníku tepla za různých provozních podmínek.
 - Vyhodnocení výsledků měření.
 - Výběr vhodných numerických vztahů a následný přepočet účinnosti výměníku tepla na jiné provozní podmínky.
-
7. Experimentální měření účinností vlásečnicových výměníků tepla, jako součást "systémů 1, 3", sestávající z následujícího:
- Optimalizace měřící trati.
 - Optimalizace měřících postupů, čidel a přístrojů.
 - Experimentální změření různých typů vlásečnicových výměníků tepla za různých provozních podmínek.
 - Vyhodnocení výsledků měření.
 - Výběr vhodných numerických vztahů a následný přepočet účinnosti výměníku tepla na provozní podmínky srovnatelné s konkurencí.
-
8. Experimentální změření kvality vzduchu v rodinném domě.
-
9. Celkové shrnutí dosažených výsledků a definování závěru pro další výzkum a praxi.

3.2 Zdůvodnění vybraných cílů

Cíle práce byly voleny v souladu se zadáním dizertační práce. Jejich cílem je objasnit danou problematiku a přispět k pokroku v oblasti větrání a využití obnovitelných zdrojů energie.

4 METODY ŘEŠENÍ

K dosažení vytyčených cílů práce bude použito teoretických a experimentálních metod řešení.

4.1 Teoretické metody

1. Analýza řešené problematiky, zahrnující zejména následující oblasti:
 - kvalita vzduchu a větrání bytových objektů,
 - využití obnovitelných zdrojů energie pro větrání,
 - počítačové programy vhodné k modelování dynamického chování technických zařízení budov.
2. Návrh uspořádání tří vzduchotechnických systémů (VZT systémů).
3. Definici okrajových podmínek VZT systémů.
4. Matematický popis VZT systémů.
5. Sestavení počítačového modelu VZT systémů.
6. Numerické výpočty provozu VZT systémů.
7. Optimalizaci VZT systémů.
8. Výpočet ekonomiky provozu a návratnosti investice VZT systémů.
9. Definování dílčích závěrů a doporučení pro další výzkum a praxi.

4.2 Experimentální metody

Experimentální metody zahrnují:

1. Návrh měřicí trati za účelem měření účinnosti nízkoteplotního výměníku tepla (NVT).
2. Vlastní realizaci a zprovoznění měřicí trati v laboratoři.
3. Optimalizaci měřicí trati.
4. Výběr vhodných měřících postupů k měření jednotlivých veličin.
5. Experimentální změření NVT (výkon, tlak. ztráty,...) za různých provozních podmínek.
6. Experimentální změření několika typů vlasečnicových výměníků tepla (výkon, tlak. ztráty, ...) za různých provozních podmínek.

5 VÝSLEDKY DIZERTAČNÍ PRÁCE

V této kapitole jsou popsány teoreticky a experimentálně získané výsledky, a to v souladu s vytyčenými cíly - tj. výzkum tří vzduchotechnických systémů, realizace a optimalizace měřicího úseku, umožňujícího měření výměníků tepla (jako součást všech tří systémů), výsledky z exp. měření výměníků a měření kvality vzduchu v rodném domě.

5.1 Větrací systém 1

”Větrací systém 1” řeší využití teplotního potenciálu zeminy/studničního vody, pomocí kapalinového okruhu s nízkoteplotním výměníkem tepla, pro předehřev nebo ochlazení čerstvého venkovního vzduchu.

5.1.1 Popis technického řešení

U tohoto systému je v přívodním vzduchotechnickém potrubí umístěn, před VZT jednotkou, nízkoteplotní výměník tepla (dále NVT), který je napojen na kapalinový zemní výměník tepla. Schematicky je systém znázorněn na obrázku 5.1.

Oběhové čerpadlo v okruhu kapalinového zemního výměníku tepla se v zimním období spustí, když teplota přiváděného vzduchu poklesne pod $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; v letním období, když teplota přiváděného vzduchu překročí $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Podrobný rozbor a výpočet uvedeného systému je v článku [4].

5.1.2 Popis matematického modelu

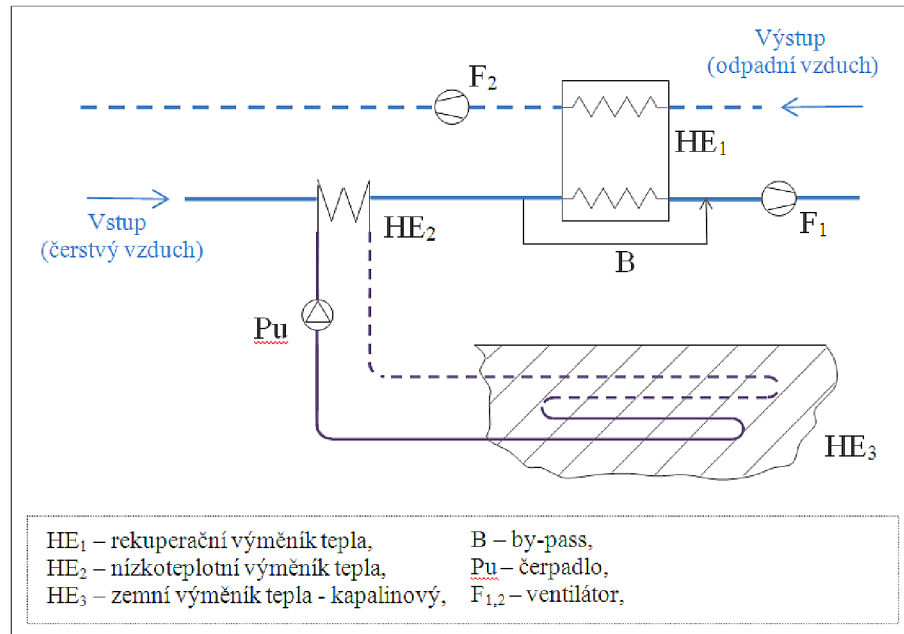
Základními vztahy použitými ve výpočtu jsou vztahy pro výpočet výměníku tepla s konstantní účinností, vztah pro výpočet potřeby tepla/chladu a vztah pro výpočet potřeby elektrické energie. Všechny tyto vztahy jsou uvedeny v následujícím textu.

Výměník tepla s konstantní účinností (type 91)

Výměník tepla s nulovou kapacitou citelného tepla je modelován jako zařízení s konstantní účinností, které je nezávislé na systémovém uspořádání. Výpočet maximálního možného tepelného výkonu je založen na minimální kapacitě proudící tekutiny a teplotě tekutiny na vstupu do VT (studená a teplá strana). Daná problematika je podrobněji rozebrána v literatuře [16] a [15].

Názvosloví

C_c	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$	celková tepelná kapacita chladnější tekutiny, $C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c}$;
C_h	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$	celková tepelná kapacita teplejší tekutiny, $C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h}$;



Obr. 5.1: Větrací systém 1 - schéma

C_{max}	[W · K ⁻¹]	maximální tepelná kapacita tekutiny;
C_{min}	[W · K ⁻¹]	minimální tepelná kapacita tekutiny;
$c_{p,c}$	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita chladnější tekutiny (za konst. tlaku);
$c_{p,h}$	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita teplejší tekutiny (za konst. tlaku);
ε	[-]	účinnost výměníku tepla;
\dot{m}_c	[kg · hod ⁻¹]	hmotnostní průtok chladnější tekutiny;
\dot{m}_h	[kg · hod ⁻¹]	hmotnostní průtok teplejší tekutiny;
\dot{Q}_T	[W]	celkový výkon VT;
\dot{Q}_T	[W]	maximální výkon VT;
T_{ci}	[°C]	teplota chladnější tekutiny na vstupu;
T_{ho}	[°C]	teplota teplejší tekutiny na výstupu;
U_A	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	celkový součinitel prostupu tepla VT.

Matematický popis

Výpočet výměníku tepla je založen na přístupu efektivity minimální celkové kapacity, kdy se zadává účinnost výměníku tepla a jeho vstupní podmínky. Model následně rozhodne, zda chladnější (zátěž) nebo teplejší (zdroj) strana je stranou s minimální celkovou kapacitou a vypočítá tepelný tok, založený na rovnici 5.7. Parametry na výstupu z VT jsou pak počítány pomocí rovnic 5.8 a 5.9. Celková tepelná

kapacita na obou stranách VT je počítána podle následujících čtyř rovnic.

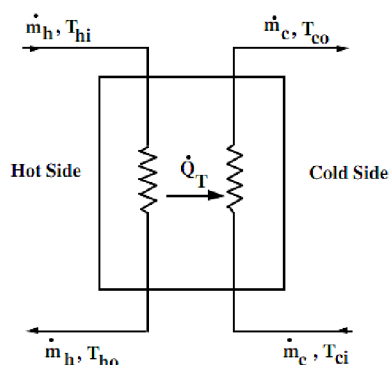
$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \quad (5.1)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \quad (5.2)$$

$$C_{max} = \text{maximální hodnota z } C_h \text{ a } C_c \quad (5.3)$$

$$C_{min} = \text{minimální hodnota z } C_h \text{ a } C_c \quad (5.4)$$

Schématicky je VT znázorněn na *obrázku 5.2*.



Obr. 5.2: Schématické znázornění výměníku tepla [35].

Ke stanovení maximálního možného tepelného toku v daný časový okamžik jsou použity následující vztahy:

$$\text{Jestliže } C_{min} = C_{h,pak} \quad \dot{Q}_{max} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5.5)$$

$$\text{Jestliže } C_{min} = C_{c,pak} \quad \dot{Q}_{max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5.6)$$

Vlastní přenos tepla pak závisí na uživatelem specifikované účinnosti.

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad (5.7)$$

Konečně, podmínky na výstupu z VT jsou počítány pro dva proudy tekutiny.

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_h} \right) \quad (5.8)$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_c} \right) \quad (5.9)$$

Potřeba tepla na vytápění

Názvosloví

\dot{Q}	[Wh]	potřeba tepla na vytápění;
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota tekutiny;
c_p	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku;
\dot{V}	[m ³ · h ⁻¹]	objemový průtok vzduchu;
t_i	[°C]	teplota vnitřního vzduchu;
t_e	[°C]	teplota venkovního vzduchu (za výměníkem);
H	[h]	počet hodin provozu (v zimním/letním období).

Matematický popis

Výpočet potřeby tepla na vytápění se vypočítá podle následujícího vztahu

$$\dot{Q} = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \cdot (t_i - t_e) \quad (5.10)$$

Potřeba elektrické energie

Názvosloví

P	[W]	příkon ventilátorů;
H	[h]	počet hodin provozu ventilátorů.

Matematický popis

Výpočet potřeby elektrické energie se vypočítá podle následujícího vztahu

$$E = P \cdot H \quad (5.11)$$

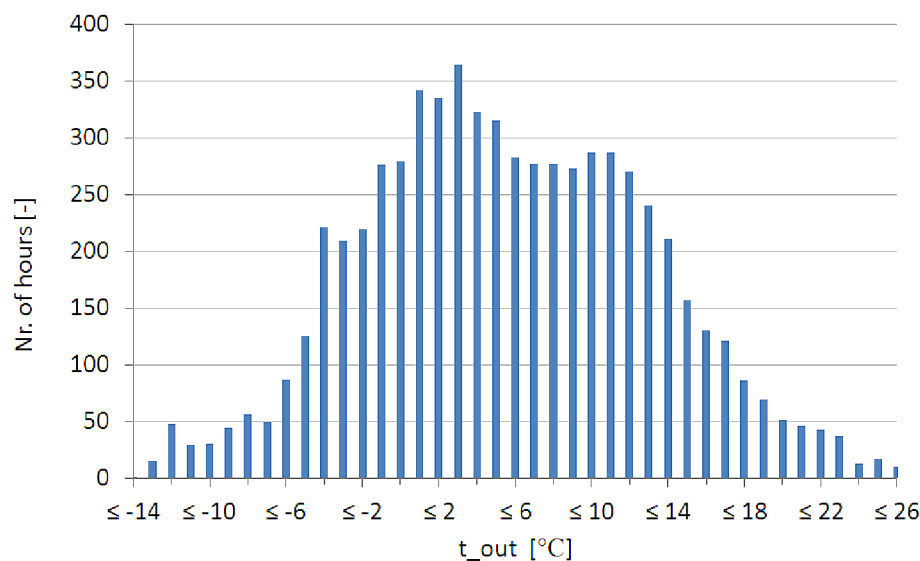
5.1.3 Vlastní model systému - var. A, B

Mechanický větrací systém pracují celoročně s objemovým průtokem přiváděného a odváděného vzduchu 150 m³ · h⁻¹. Výpočet počítá s hodinovými meteorologickými daty pro Kuchařovice (formát dat TMY – a typical meteorological year). Rozložení teplot venkovního vzduchu je znázorněno v grafu 5.3.

Cílem výpočtu je zjistit množství energie potřebné na dohřev/dochlazení větracího vzduchu na pokojovou teplotu, tj. 20 °C v zimním a 25 °C v letním období.

Výpočet je počítán ve dvou variantách:

- A) mechanické větrání s deskovým výměníkem tepla (dále DVT) a by-passem;
- B) mechanické větrání s DVT, by-passem a nízkoteplotním výměníkem tepla (dále NVT), propojeným se zemním kapalinovým okruhem (ZKO).



Obr. 5.3: Rozložení teplot venkovního vzduchu

V každé z variant je výpočet je počítán zvlášť pro zimní a letní období, která jsou uvažována následovně.

- *zimním období* - 1. září - 31. květen, teplota vnitřního vzduchu uvažována 20 °C;
- *letní období* - 1. červen - 31. srpen, teplota vnitřního vzduchu uvažována 25 °C.

Varianta A - mechanické větrání s DVT a by-passem

Jedná se klasické nucené větrání s centrální vzduchotechnickou jednotkou (s deskovým výměníkem tepla a by-passem), zajišťující přívod a odvod vzduchu do/z budovy.

Zimní období

Účinnost deskového výměníku tepla (dále DVT) je uvažována 85 %. Takto vysoké účinnosti je však dosahováno pouze v případě, kdy deskový výměník tepla není pokryt ledem. K tomu dochází v zimním období při nízkých venkovních teplotách, jelikož odváděný vzduch obsahuje vodní páru. Aby se zabránilo zamrznutí DVT, musí být vzduchotechnická jednotka vybavena přehřevem vzduchu nebo tzv. "integrovanou ochranou proti mrazu", která spočívá ve snížení přívodu čerstvého vzduchu. V domě pak vzniká mírný podtlak a čerstvý vzduch je přisáván škvírami a spárami. Tím se sníží účinnost DVT. Při objemovém průtoku odváděného vzduchu by teplota vzduchu na výstupu z DVT neměla klesnout pod 0 °C [19]. To lze modelovat následujícími způsoby (variantami):

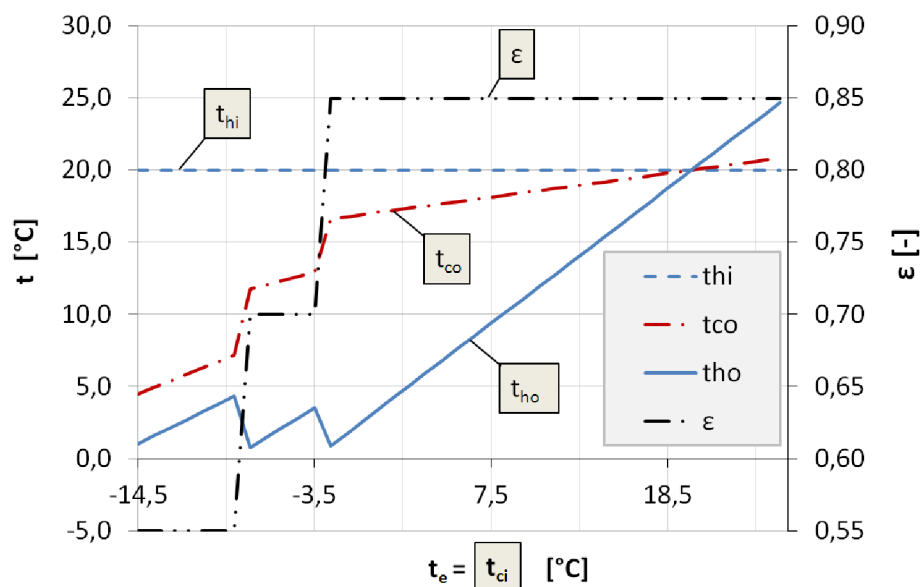
- A1) skokovým snížením účinnosti DVT;
- A2) plynulým snížením účinnosti DVT.

Účinnosti v závislosti na teplotě venkovního vzduchu jsou uvedeny v tabulce 5.1. Teploty v DVT jsou uvedeny v grafech 5.4 a 5.5.

To odpovídá účinnostem uvedeným v tabulce 5.10 a v grafu 5.4. V letním období, pokud je teplota vzduchu uvnitř budovy vyšší než 22 °C a teplota venkovního vzduchu je nižší než teplota vzduchu uvnitř budovy, tak je přiváděný vzduch veden mimo DVT (je v provozu by-pass).

Tab. 5.1: Účinnost DVT v závislosti na venkovní teplotě

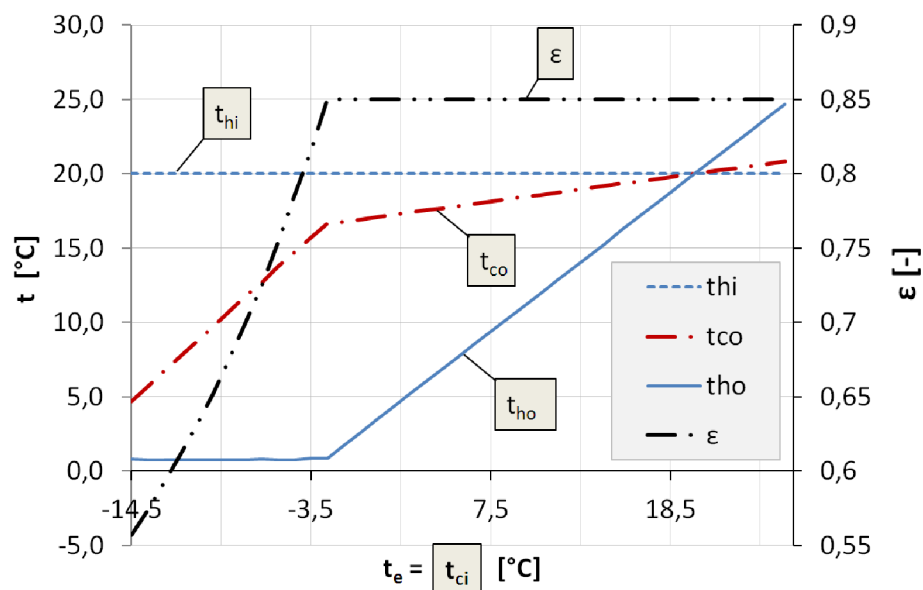
Varianta A ₁ dvoustupňová regulace by-passu		Varianta A ₂ plynulá regulace by-passu	
t [°C]	ε_{DVT} [-]	t [°C]	ε_{DVT} [-]
$t_{out} = \langle -2, 5; \infty \rangle$	0,85	$t_{out} = \langle -2, 5; \infty \rangle$	0,85
$t_{out} = \langle -7, 5; -2, 5 \rangle$	0,70	$t_{out} = \langle -\infty; -2, 5 \rangle$	$\langle 0, 815; 0, 557 \rangle$
$t_{out} = \langle \infty; -7, 5 \rangle$	0,55	–	–



Obr. 5.4: Průběh teplot v deskovém výměníku tepla - var. A1.

a

^a ε - účinnost DVT; t_{hi} - teplota odváděného vzduchu na vstupu; t_{ho} - teplota odváděného vzduchu na výstupu; t_{ci} - teplota přiváděného vzduchu na vstupu; t_{co} - teplota přiváděného vzduchu na výstupu;



Obr. 5.5: Průběh teplot v deskovém výměníku tepla - var. A2.

a

^a ϵ - účinnost DVT; t_{hi} - teplota odváděného vzduchu na vstupu; t_{ho} - teplota odváděného vzduchu na výstupu; t_{ci} - teplota přiváděného vzduchu na vstupu; t_{co} - teplota přiváděného vzduchu na výstupu;

Letní období

Pokud je venkovní teplota vyšší než teplota vnitřního vzduchu (tj. 25 °C), proudí venkovní vzduchu přes DVT. Pokud je venkovní teplota nižší než teplota vnitřního vzduchu a vyšší než 22,5 °C, je v provozu by-pass, tj. venkovní vzduch proudí mimo DVT.

Varianta B - mechanické větrání s DVT, by-passem a NVT propojeným se ZKO

Jedná se klasické nucené větrání s centrální vzduchotechnickou jednotkou (s deskovým výměníkem tepla a by-passem), zajišťující přívod a odvod vzduchu do/z budovy. Systém větrání je doplněn o nízkoteplotní výměník tepla, propojený se zemním kapalinovým okruhem. Ten slouží k předehřevu/ochlazení vzduchu v zimním/letním období.

Zimní období

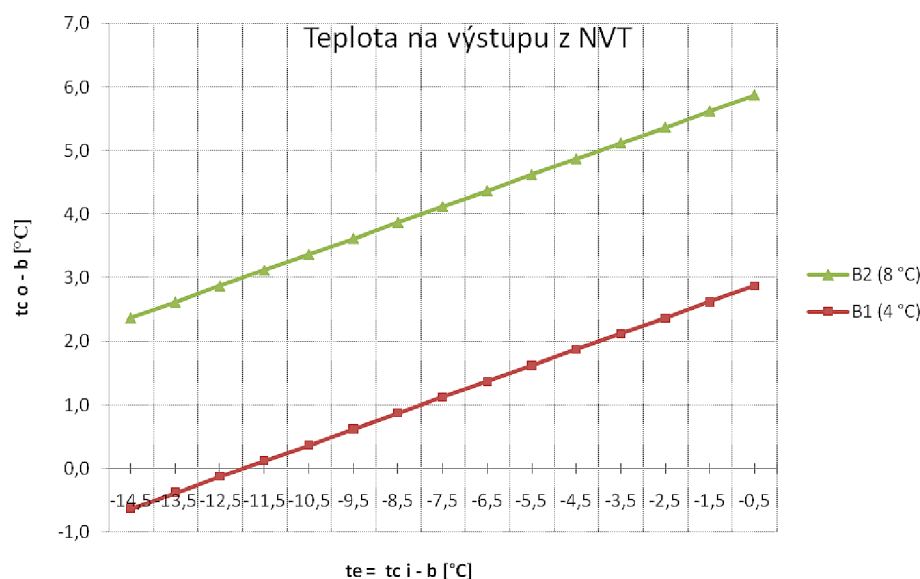
V zimním období je pro zjednodušení uvažováno s konstantní teplotou zeminy/studniční vody, a to v následujících variantách:

B1) konstantní teplota 4 °C;

B2) konstantní teplota 8 °C.

Pozn. Při volbě teploty se vycházelo ze zdroje [?]: *Pro zimní předehřívání velmi chladného nasávaného vzduchu je vhodné zemní teplo, neboť půda je v hloubce 1,5 až 2,5 m i koncem zimy dostatečně teplá, asi +5 °C. Má to navíc i další výhodu, že v horkém létě je jejich + 16 °C dokonce tak chladné, že se jednou instalovaný výměník tepla dá používat jak v zimě k předehřívání vzduchu, tak i v létě k předběžnému ochlazování. .*

Ze vztahů pro výpočet účinnosti výměníku tepla - viz kapitola 5.1.2 bylo pro účinnost NVT 75 % a teplotu venkovního vzduchu spočtena teplota na výstupu z NVT. Výsledky jsou uvedeny v grafu 5.6. Tyto teploty byly následně použity jako vstup do DVT a dopočteny teploty na výstupu z DVT. Z nich byla spočtena potřeba tepla na ohřev větracího vzduchu - tj. teplota 20 °C.



Obr. 5.6: Teploty na výstupu z NVT

a

^at_e - teplota venkovního vzduchu; t_{ci-b} - teplota vzduchu na vstupu do NVT; t_{co-b} - teplota vzduchu na výstupu z NVT

Letní období

Pro letní období je to modelováno obdobně jako pro zimní období; teplota zeminy/studniční vody je uvažována 12 a 16 °C.

Okrajové podmínky jednotlivých systémů

Aby bylo možno provést výpočet, byly zavedeny určité předpoklady (délka zimního a letního období, teplota zeminy, ...). Délka zimního a letního období (tzn. délka období, po kterou se bude dům vytápět, resp. chladit) bude záviset na konkrétním typu objektu. U dobře izolovaných domů (nízkoenergetické domy, pasivní domy) se bude délka období výrazně zkracovat. Výpočet však nepočítá s tím, kolik tepla potřebujeme na celkové vytápění, ale kolik tepla potřebujeme, abychom odváděný vzduch o teplotě 20 °C opět na tuto teplotu ohřáli. V případě letního období je to obdobné, kdy uvažuje teplotu v domě 25 °C. Teplota zeminy byla zvolena jako pevná hodnota po celou dobu provozu. Její hodnoty budou záviset na typu zeminy, množství spodní vody, postupný odběr tepla/chladu, atd. Jsou zde proto voleny dvě hodnoty, aby bylo možné udělat si představu o energetických ziscích. Namísto zemního výměníku je možné využít studniční vody.

V tabulkách 5.2 a 5.3 jsou definovány okrajové podmínky k jednotlivým systémům - tj. příkon ventilátoru P , počet hodin provozu ventilátoru v letním H_{HS} a v zimním H_{CS} období, příkon oběhového čerpadla P , počet hodin provozu oběhového čerpadla v letním H_{HS} a v zimním H_{CS} období, účinnost NVT a účinnost DVT.

Tab. 5.2: VZT systém 1 - okrajové podmínky jednotlivých systémů

Var.	F_1	F_2	Pu
A	$P = 15 \text{ W}$ $H_{HS}^a = 6552 \text{ h}$ $H_{CS} = 2208 \text{ h}$	$P = 15 \text{ W}$ $H_{HS} = 6552 \text{ h}$ $H_{CS}^b = 2208 \text{ h}$	N/A
B	–,,–	–,,–	$P = 10 \text{ W}$ $H_{HS} = 3367 \text{ h}$ $H_{CS} = 407 \text{ h}$

^a H_{HS} - počet hodin provozu za otopnou sezónu

^b H_{HS} - počet hodin provozu v letním období

Tab. 5.3: VZT systém 1 - okrajové podmínky jednotlivých systémů - pokračování

Var.	HE_1	HE_2	HE_3	by-pass
A	$\varepsilon = 0,85$	N/A	N/A	✓
B	–,,–	$\varepsilon = 0,75$	✓	✓

5.1.4 Shrnutí výsledků

Výsledky výpočtu jednotlivých variant jsou uvedeny v tabulce 5.4

Tab. 5.4: VZT systém 1 - výsledky výpočtu

	Zimní období		Letní období	
	Potřeba tepla [kWh]	Potřeba elektřiny [kWh]	Zisky chladu [kWh]	Potřeba elektřiny [kWh]
A1	997	197	28	66
A2	904	197	28	66
B1 (+4, +16)	677	203	45	74
B2 (+8, +12)	638	203	66	74

5.1.5 Ekonomická efektivnost investic

Teorie ekonomické efektivnosti investic, včetně výpočtových vztahů, byla převzata z: "http://www.tzb-info.cz/2770-vypoctova-pomucka-ekonomicka-efektivnost-investic-i" a je následující:

Za účelem posouzení vhodnosti realizace daného zařízení slouží výpočet několika důležitých ekonomických kritérií investic. Aby bylo možno takto vypočtené kritéria správně užít, je nutné znát princip výpočtů a přijaté předpoklady. Těmi se zabývá následující text.

Vstupní parametry

Na vstupní parametry (i výsledky) se lze dívat ze dvou hledisek. V prvním případě se jedná o hledisko investora - podnikatele a v případě druhém o hledisko investora - nepodnikatele. Pro oba typy investora je nutné znát následující parametry:

- **Doba životnosti:** Jedná se o dobu po kterou bude projekt provozován, tzn. dobu po kterou bude hodnocena jeho ekonomická efektivnost. Většinou se jedná o dobu, po kterou projekt nevyžaduje žádné další investice nutné pro obnovu.
- **Investice:** Investice je celková finanční částka (vlastní + zapůjčený kapitál) investovaná na začátku projektu. Předpokládá se, že v prvním roce investujete a realizujete projekt a v následujících letech jej provozujete.
- **Úvěr:** Jedná se o částku, kterou si investor zapůjčí na realizaci projektu (tato částka je již zahrnuta v položce investice). Úvěr je splácen anuitními splátkami. Délka úvěru může být stejná nebo kratší, než je životnost projektu (nedoporučuje se ovšem užívat delší).

- **Roční výnos:** Roční výnos je výnos celého projektu za jeden rok. Změna ročního výnosu jsou procenta o která se roční výnos změní (může být i záporné číslo).
- **Roční náklady:** Roční náklady jsou náklady celého projektu za jeden rok. Změna ročních nákladů jsou procenta o která se roční náklady mění v dalších letech (může být i záporné číslo). Dvě položky nákladů jsou užívány z důvodu možné různé rychlosti růstu cen (např. ceny za energii se mohou zvyšovat rychleji než ceny za údržbu).
- **Diskont:** Diskont je tzv. alternativní náklad kapitálu, neboli cena ušlé příležitosti. Jednoduše řečeno je to výnos v procentech, který byste obdrželi, pokud by jste zamýšlenou částku investovali do jiného stejně rizikového projektu nebo např. jen uložili na účet, který umožňuje zadané úročení.

Pro investora podnikatele budou nutné následující dva parametry:

- **Daňová sazba:** Jedná se o sazbu daně ze zisku, kterou se musí daný investor řídit dle zákona o dani z příjmů.
- **Odpisy:** Odpisy je vhodné užívat pouze v případě, že se jedná o podnikatelský projekt. Je možno odepisovat jak rovnoměrně, tak zrychleně. Předpokládá se, že celá investice nespadá pouze do jedné odpisové skupiny, proto lze investici mezi jednotlivé odpisové skupiny procentuelně rozdělit. Doba odepisování v jednotlivých skupinách je nastavena dle současných zákonů o dani z příjmů, v případě potřeby ji lze snadno změnit.

Přijaté předpoklady

Přijaté předpoklady jsou následující:

- **Úvěr:** Pokud délka úvěru přesahuje dobu životnosti projektu, není zbývající nesplacená částka dále zahrnována do jakýchkoliv dalších výpočtů či výsledků. Ve výsledku to znamená, že po skončení doby životnosti může být projekt zatížen dluhem ve velikosti nesplacené části úvěru. Tento dluh může být ovšem anulován zůstatkovou hodnotou aktiv (např. výrobních strojů, kancelářského vybavení atd.)
- **Daň:** Výpočet nepočítá s tzv. zápornou daní. Minimální odváděná daň je vždy 0. To znamená, že pokud se investor ocitne ve ztrátě (což je běžné hlavně v počáteční části projektu), nepřevádí se tzv. záporná daň do příštího období. Jinak řečeno předpokládá se, že investor je schopen získat zisk z jiných investic natolik velký, aby pokryl počáteční ztráty v počítaném projektu.
- **Odpisy:** Zde je přijat obdobný předpoklad jako v případě úvěru. Pokud jsou odpisy delší než doba životnosti projektu, není jejich zůstatková hodnota žádným způsobem dále zahrnována do jakýchkoliv dalších výpočtů či výsledků.

Pokud by tomu tak bylo, docházelo by v posledním roce doby životnosti projektu k navýšení hotovostního toku.

Ekonomická kritéria

Hodnocená ekonomická kritéria jsou následující:

- **Doba návratnosti:** Prostá doba návratnosti je nejjednodušší, nejméně vhodné, ale naopak velice často užívané ekonomické kritérium. Největší nevýhodou tohoto kritéria je, že zanedbává efekty po době návratnosti a zanedbává fakt, že peníze můžeme vložit do jiných investičních příležitostí. Standardně se prostá doba návratnosti počítá dle následujícího vzorce:

$$T_s = \frac{IN}{CF} \quad (5.12)$$

Kde jsou:

IN investiční, jednorázové náklady na realizaci úspor;
 CF roční peněžní toky.

- **Diskontovaná doba návratnosti:** Jedná se o obdobné kritérium jako prostá doba návratnosti, ale s tím rozdílem, že není založena na prostém peněžním toku, nýbrž na peněžním toku diskontovaném. Diskontovaný peněžní tok v roce t lze spočítat dle následujícího vzorce:

$$T_{ds} = \frac{IN}{DCF}, \text{ kde } DCF = \frac{CF}{1+r^2} \quad (5.13)$$

Kde jsou:

r diskont;
 t rok, ke kterému se DCF počítá.

- **NPV (čistá současná hodnota):** Čistá současná hodnota je v dnešní době jedním z nejvhodnějších kritérií. Je v ní zahrnuta celá doba životnosti projektu, i možnost investování do jiného stejně rizikového projektu. NPV lze vypočítat dle vzorce:

$$NPV = \sum_0^t DCF = \sum_0^t \frac{CF}{1+r^2} \quad (5.14)$$

Kde jsou:

DCF diskontované peněžní toky v jednotlivých letech;
 t doba životnosti projektu.

Pokud vyjde NPV kladné, lze projekt doporučit k realizaci.

- **IRR (vnitřní výnosové procento):** Vnitřní výnosové procento není nic jiného, než trvalý roční výnos investice. Jednoduše řečeno se jedná o diskont, při němž je NPV investice rovno nule. Tzn., že když:

$$NPV = \sum_0^t DCF = \sum_0^t \frac{CF}{1+r^2} = 0, \text{ tak } IRR = r \quad (5.15)$$

Když vyjde vnitřní výnosové procento větší než diskont, lze projekt doporučit k realizaci.

- **Roční ekvivaletní peněžní toky:** Jedná se o čistou současnou hodnotu projektu vydělenou anuitním faktorem. Tím dojde k rovnoměrnému rozdělení diskontovaných peněžních toků do jednotlivých let celé doby životnosti projektu. Toto kritérium je zejména vhodné pro vzájemné porovnávání různých variant se shodným rokem počáteční investice.

Vyhodnocení vzduchotechnického systému 1 - var. B1 vs. A1

Vstupní hodnoty

Doba životnosti projektu:	100 let
Investice do zařízení ¹ :	40.000,-
Diskont:	3 %
Roční náklady na údržbu ²	1233,-
Úspora energie vůči (var. B1 vs. A1)	337 kWh (zima), 17 kWh (léto)
Dodatečné spotřeba energie (var. B1 vs. A1)	17 kWh (zima), 8 kWh (léto)
Uvažovaná cena energie: ³	2,73664 Kč/kWh
Roční nárůst ceny energie	3 %
Roční nárůst ceny nákladů na údržbu	3 %

¹Odhadovaná investice do zařízení: 10.000,- výměník tepla, 15.000,- topenářské prvky (čerpadlo, kohouty, teploměry, expanzní nádoba, ...), 5.000,- nemrznoucí kapalina, 10.000,- montáž.

²Výměna nemrznoucí kapaliny (2 x 60 litrů) 1x za 10 let, tj. 5.000,-/10 = 500,-/rok ; výměna oběhového čerpadla a expanzní nádoby 1 x za 15 let, tj. 6.000,-/15 = 400,-/rok; výměna kompaktního výměníku tepla 1x za 30 let, tj. 10.000,-/30 = 333,-/rok

³Elektřina, tarif přímotop - NT (20 hod.): 2,64314 Kč/kWh, VT (4 hod.): 3,20415 Kč/kWh; ceny energie převzaty ze stránek www.tzb-info.cz (sekce Tabulky a výpočty - "Porovnání nákladů na vytápění"); přepočtem přes vážený průměr dostaneme cenu el. energie 2,73664 Kč/kWh

Vypočtené hodnoty

NPV - čistá hodnota projektu -75146 Kč

Roční ekviv. finanční toky investice -2378 Kč

Roční náklady převyšují roční zisky, tzn. že investice do zařízení se nevrátí.

5.1.6 Dílčí závěry a doporučení

Bylo zjištěno, že pomocí kapalinového zemního výměníku tepla lze dosáhnout energetických úspor. Při objemovém průtoku vzduchu $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, účinnosti deskového výměníku tepla 85 % a dohřevem větracího vzduchu na pokojovou teplotu $20 \text{ }^\circ\text{C}$ se úspora tepelné energie pohybuje v rozmezí 320 - 359 kWh (var. B1, B2 vs. A1) a 227 - 266 kWh (var. B1, B2 vs. A2). Nárůst elektrické energie činí 6 kWh. V letním období je možno získat navíc 17 - 38 kWh chladu (var. B1, B2 vs. A1, A2), při nárůstu el. energie 8 kWh.

Ekonomicky byla vyhodnocena varianta s největším přínosem energie z obnovitelných zdrojů, tj. var. B1 vs. A1. Roční náklady na údržbu byly vyčísleny na 1.233,-, roční zisky energie (při dohřevu/dochlazení pomocí elektrické energie) na 939,-, roční vícenáklady na elektrickou energii 68,-. Vzhledem k převýšení roční nákladů na údržbu nad ročními zisky, a uvažování stejného nárůstu cen energií a nákladů na údržbu, se investice do zařízení nevrátí.

Pro dané uspořádání a okrajové podmínky se systém ukázal jako ekonomicky nevýhodný a nelze jej tedy doporučit pro praxi. V rámci dalšího výzkumu je možné provést výpočet pro jinou konfiguraci větracího systému, zejména větší systém s nižší účinností zpětného získávání tepla.

5.2 Větrací systém 2

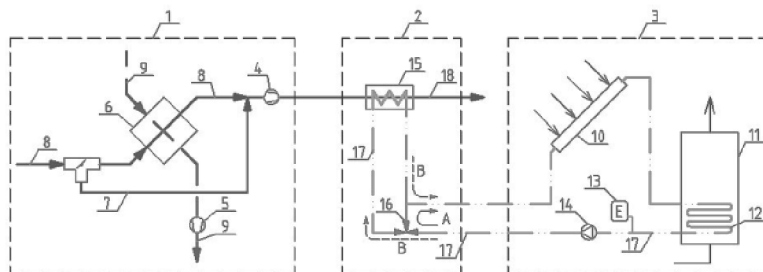
"Větrací systém 2" spojuje vzduchotechnický a solární systém pomocí nízkoteplotního výměníku tepla. Ten umožní dodatečné využití solárních zisků pro dohřev čerstvého větracího vzduchu.

5.2.1 Popis technického řešení

Systém je chráněn formou užitého vzoru (viz literatura [1]) a jeho popis je následující:

Systém sestává ze VZT jednotky a solární jednotky, které jsou vzájemně propojeny jednotkou nízkoteplotního výměníku tepla s trojcestnou regulační armaturou - viz obr. 5.7. Trojcestná regulační armatura umožňuje průtok solární kapaliny pouze solární jednotkou v okruhu (A) nebo solární jednotkou, rozšířenou o nízkoteplotní

výměník tepla v okruhu (B), přičemž nízkoteplotní výměník tepla je ve směru proudu solární kapaliny připojen mezi trojcestnou regulační armaturu a teplovodní solární kolektory solární jednotky.



Obr. 5.7: VZT systém využívající přebytek tepla ze solárního systému [1].

a

^a1 – vzduchotechnická jednotka 2 – jednotka nízkoteplotního výměníku tepla s regulační armaturou 3 – solární jednotka 4 – přívodní ventilátor 5 – odvodní ventilátor 6 – prvek zajišťující zpětné získávání tepla 7 – by-pass 8 – přívodní vzduchotechnické potrubí čerstvého venkovního vzduchu 9 – odvodní vzduchotechnické potrubí vnitřního znehodnoceného vzduchu 10 – teplovodní solární kolektory 11 – akumulární nádoba 12 – solární výměník tepla 13 – expanzní nádoba 14 – oběhové čerpadlo 15 – nízkoteplotní výměník tepla 16 – trojcestná regulační armatura 17 – vratná část solárního systému 18 – vzduchotechnické potrubí rozvádějící ohřátý venkovní vzduch

Vzduchotechnická jednotka systému podle technického řešení obsahuje přívodní ventilátor, osazený v přívodním vzduchotechnickém potrubí vzduchotechnické jednotky, který přivádí čerstvý venkovní vzduch do objektu a odvodní ventilátor, osazený v odvodním vzduchotechnickém potrubí vzduchotechnické jednotky, který odvádí vnitřní znehodnocený vzduch z objektu.

Vzduchotechnická jednotka systému může dále zahrnovat prvek zajišťující zpětné získávání tepla, osazený mezi přívodní vzduchotechnické potrubí a odvodní vzduchotechnické potrubí a by-pass, umístěný na přívodním vzduchotechnickém potrubí pro obtok přiváděného vzduchu okolo prvku zajišťující zpětné získávání tepla.

Solární jednotka systému podle technického řešení zahrnuje teplovodní solární kolektory, spojené s akumulární nádobou se solárním výměníkem tepla, zajišťujícím předání tepla ze solární kapaliny médiu určenému k ohřevu, expanzní nádobu, oběhové čerpadlo a případně další technické prvky, jako jsou uzavírací kohouty, průtokoměry, měřící čidla, apod.

Nízkoteplotní výměník tepla může být v systému umístěný za přívodním ventilátorem mezi přívodním vzduchotechnickým potrubím čerstvého venkovního vzduchu a vzduchotechnickým potrubím, rozvádějícím ohřátý venkovní vzduch.

Nízkoteplotní výměník tepla může být v systému také umístěn mezi prvky vzduchotechnické jednotky, a to v následujícím pořadí připojení: a) prvek zajišťující

zpětné získávání tepla, b) nízkoteplotní výměník tepla, c) by-pass, d) přívodní ventilátor.

Nízkoteplotní výměník tepla může být mezi prvky vzduchotechnické jednotky umístěn také v pořadí připojení: a) prvek zajišťující zpětné získávání tepla, b) by-pass, c) přívodní ventilátor, d) nízkoteplotní výměník tepla.

Nízkoteplotní výměník tepla může být mezi prvky vzduchotechnické jednotky umístěn také i v tomto pořadí připojení: a) prvek zajišťující zpětné získávání tepla, b) by-pass, c) nízkoteplotní výměník tepla, d) přívodní ventilátor.

V solárním jednotce je umístěno oběhové čerpadlo, zajišťující průtok solární kapaliny solární jednotkou v okruhu (A). V okruhu je dále umístěna trojcestná regulační armatura umožňující průtok solární kapaliny ze solární jednotky přes nízkoteplotní výměník tepla, tj. okruh (B). Trojcestná regulační armatura (trojcestný přepínací ventil) je umístěna na vratné části solárního jednotky (potrubí), a to mezi oběhové čerpadlo (umístěné za akumulární nádobou) a nízkoteplotní výměník tepla. Tato regulační armatura může být ovládána ručně nebo mechanicky, a to v závislosti na teplotě v místnosti a teplotě solární kapaliny, která odevzdala teplo a vrací se zpět do solárních kolektorů; s využitím okruhu A nebo B.

Důležité je správné umístění nízkoteplotního výměníku tepla v systému. Nízkoteplotní výměník tepla je umístěn v přívodním vzduchotechnickém potrubí za vzduchotechnickou jednotkou, příp. je integrovaný ve vzduchotechnické jednotce. Nízkoteplotním výměníkem tepla se ohřívá čerstvý venkovní vzduch. Ten je vzduchotechnickým potrubím veden do obytných místností.

Solární kapalina je podle technického řešení do nízkoteplotního výměníku tepla dopravována oběhovým čerpadlem, umístěným ve vratné části solární jednotky (tj. úsek solární jednotky, kdy teplo obsažené v solární kapalině, vystupující ze solárních kolektorů, je předáno médiu určenému k ohřevu a solární kapalina se vrací zpět k solárním kolektorům/případně ještě projde přes nízkoteplotní výměník tepla).

Za účelem ověření energetické výhodnosti navrženého systému byl rozšířen počítačový model energeticky úsporného domu [2]. Byla sledována možnost využití solárních zisků k ohřevu čerstvého venkovního vzduchu. Výstupy z počítačového modelování, pro měsíc březen, jsou na obrázku 2. Z výsledků je zřejmé, že teplota solární kapaliny, na výstupu z akumulární nádoby (tj. teplota solární kapaliny po odevzdání tepla médiu – topné vodě, ohříváné vodě), v obrázku 2 označena jako t_1 , značně převyšuje teplotu čerstvého přiváděného vzduchu, v obrázku 2 označena jako t_4 , a požadovanou teplotu vzduchu v místnosti, v obrázku 2 označena jako t_5 . Tento nevyužitý teplotní potenciál solární kapaliny se vrací zpět do solárních kolektorů. Snižuje se tak jejich účinnost. Navrženým systémem lze tuto solární kapalinu vést skrz nízkoteplotní výměník tepla, umístěný ve vzduchotechnické jednotce. Teplo so-

lární kapaliny se tak předá čerstvému venkovnímu vzduchu. Výrazně se tak zvýší využití tepelných zisků ze solárních kolektorů.

Příklad provedení technického řešení

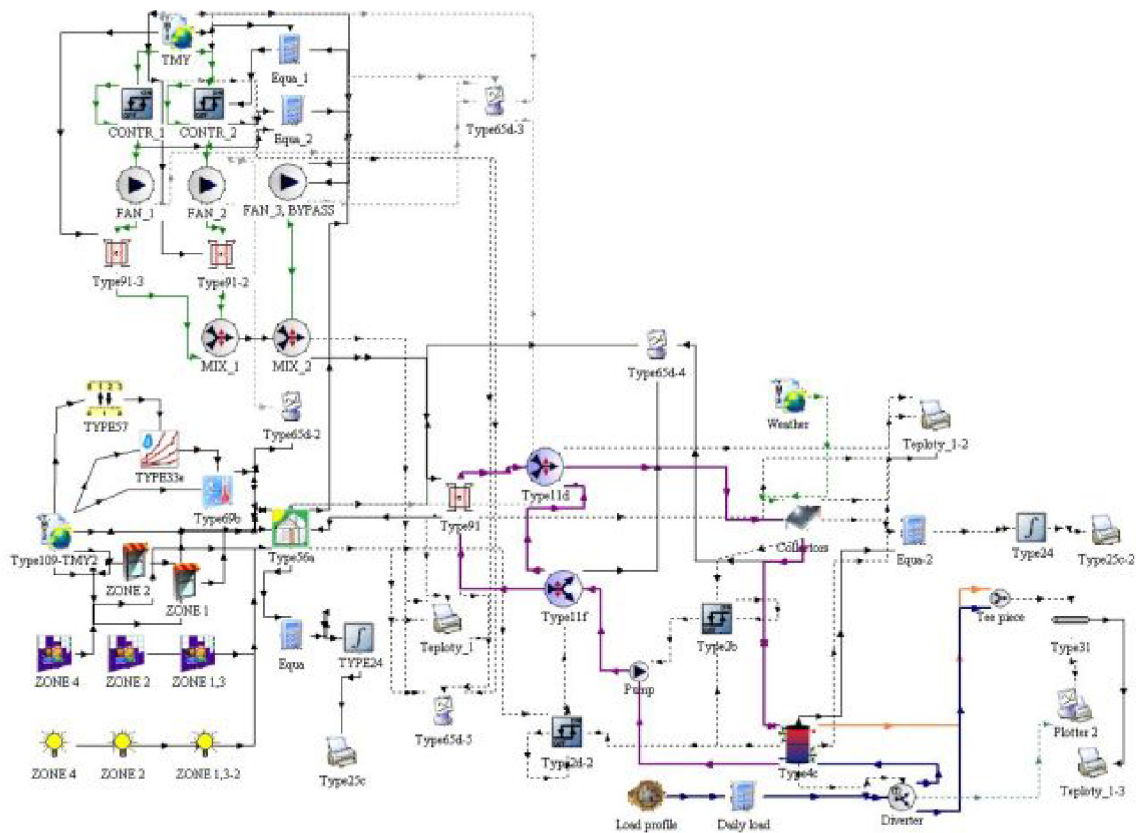
Příkladné provedení systému spojujícího vzduchotechnickou a solární jednotku sestává ze tří hlavních částí - viz obr. 5.7. Jedná se o vzduchotechnickou jednotku 1, jednotku 2 nízkoteplotního výměníku tepla s regulační armaturou 16 a solární jednotku 3 (obr.1). Vzduchotechnická jednotka 1, zahrnuje přívodní vzduchotechnické potrubí 8 čerstvého venkovního vzduchu, na kterém je umístěn přívodní ventilátor 4, prvek 6, zajišťující zpětné získávání tepla, by-pass 7 pro obtok přiváděného vzduchu okolo prvku 6 a odvodní vzduchotechnické potrubí 9 vnitřního znehodnoceného vzduchu, na kterém je umístěn odvodní ventilátor 5 a které prochází přes prvek 6. Součástí vzduchotechnické jednotky 1 je vzduchotechnické potrubí 18, rozvádějící ohřátý čerstvý venkovní vzduch do místnosti. Solární jednotka 3 obsahuje teplovodní solární kolektory 10 spojené s akumulací nádobou 11 s teplou vodou se solárním výměníkem 12 tepla, umístěným v akumulací nádobě 11, expanzní nádobu 13 a oběhové čerpadlo 14. Součástí solární jednotky 3 jsou propojeny měděným potrubím a naplněny nemrznoucí (solární) kapalinou. Součástí solární jednotky 3 jsou další armatury, jako například uzavírací kohouty, průtokoměry, měřicí čidla, apod. Nízkoteplotní výměník 15 tepla, jednotky 2 nízkoteplotního výměníku tepla s regulační armaturou 16, představuje kompaktní výměník tepla (typ voda-vzduchu) s velkou teplosměnnou plochou na straně průchodu vzduchu. Trojcestná regulační armatura 16 má podobu trojcestného přepínacího ventilu, který může být ovládán ručně nebo mechanicky; trojcestná regulační armatura slouží k nastavení průtoku solární kapaliny, přiváděné ze solární jednotky 3, přes nízkoteplotní výměník 15 tepla. Trojcestná regulační armatura 16 umožňuje přepínání mezi dvěma okruhy, a to: A) okruhem, kdy solární kapalina proudí pouze v solární jednotce 3 a B) okruhem, kdy solární kapalina proudí solární jednotkou 3 a nízkoteplotním výměníkem 15 tepla, do kterého je vedena potrubím od vratné části 17 solárního výměníku tepla 12, umístěného v akumulací nádobě 11. Mechanicky může být trojcestná regulační armatura 16 ovládána pomocí servopohonu a regulátoru, pro který jsou vstupními veličinami teplota vzduchu uvnitř domu a teplota solární kapaliny na výstupu z akumulací nádoby. Nízkoteplotní výměník 15 tepla je připojen k přívodnímu vzduchotechnickému potrubí 8 čerstvého venkovního vzduchu, následujícímu za přívodním ventilátorem 4 vzduchotechnické jednotky 1. Z nízkoteplotního výměníku 15 tepla je vzduch veden vzduchotechnickým potrubím 18, rozvádějící ohřátý čerstvý venkovní vzduch do jednotlivých místností.

Technické řešení se týká systému pro ohřev čerstvého venkovního vzduchu, zahrnujícího solární jednotku ve spojení s jednotkou nízkoteplotního výměníku tepla

typu voda-vzduch, který využívá tepelné zisky ze solární jednotky pro ohřev čerstvého venkovního vzduchu, přiváděného vzduchotechnickou jednotkou [1].

5.2.2 Popis matematického modelu

Výpočtový model byl vytvořen v počítačovém programu Trnsys z jednotlivých komponent (typů) - viz obr. 5.8. Komponenty jsou podrobně matematicky popsány v následujícím textu. Popis všech komponent, včetně obrázků, je převzat z manuálu trnsysu [35]. Výpočet počítá s meteorologickými daty pro Kuchařovice (středně velká obec, 3 km severovýchodně od Znojma).



Obr. 5.8: Model VZT systému, využívající přebytků tepla ze solárního systému.

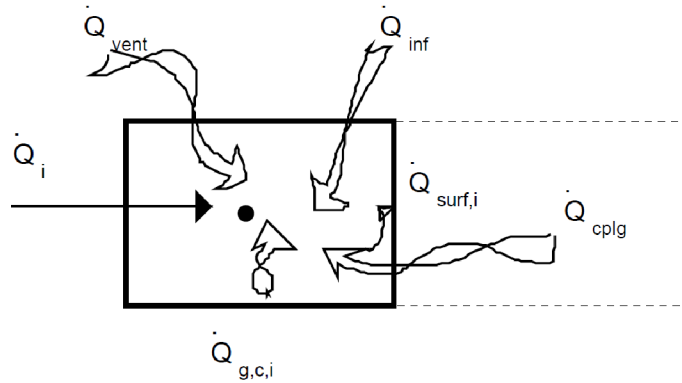
Budova (type 56)

Přenos tepla konvekcí

Tepelná bilance přenosu tepla konvekcí je znázorněna na obrázku 5.9.

¶ Přenos tepla konvekcí lze vyjádřit následovně:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cplg,i} \quad (5.16)$$



Obr. 5.9: Tepelná bilance zóny - přenos tepla konvekcí [35].

kde je:

$\dot{Q}_{surf,i}$ [W] tepelné zisky infiltrací (pouze průtok vzduchu z vnějšku), daný vztahem:

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{outside} - T_{air}) \quad (5.17)$$

$\dot{Q}_{vent,i}$ [W] tepelné zisky větráním (průtok vzduchu definovaný uživatelem, jako jsou HVAC systémy), dány vztahem:

$$\dot{Q}_{vent,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ventilation,i} - T_{air}) \quad (5.18)$$

$\dot{Q}_{g,c,i}$ [W] vnitřní tepelné zisky konvekcí (lidmi, zařízeními, osvětlením, otopnými tělesy, atd.

$\dot{Q}_{cplg,i}$ [W] tepelné zisky vlivem průtoku vzduchu z přilehlé zóny; dány vztahem:

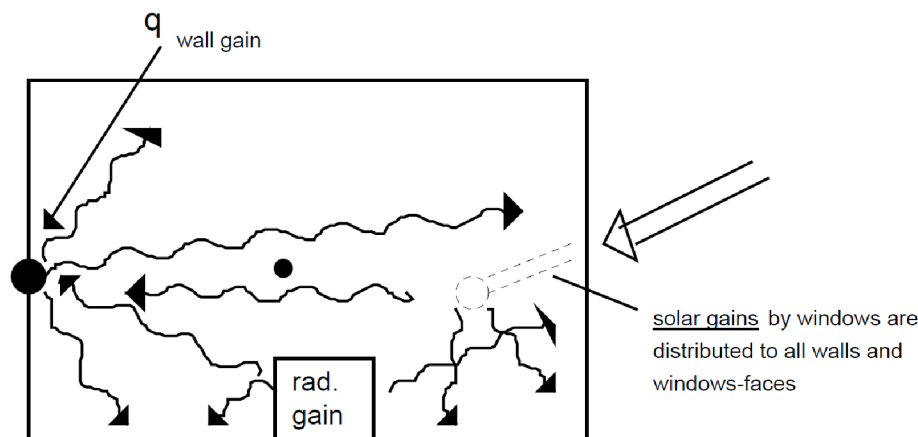
$$\dot{Q}_{cplg,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{zone,i} - T_{air}) \quad (5.19)$$

Přenos tepla zářením (mezi stěnami a okny)

Tepelná bilance přenosu tepla zářením je znázorněna na obrázku 5.10.

Přenos tepla zářením lze vyjádřit následovně:

$$\dot{Q}_{r,w_i} = \dot{Q}_{g,r,i,w_i} + \dot{Q}_{sol,w_i} + \dot{Q}_{long,w_i} + \dot{Q}_{wall-gain} \quad (5.20)$$



Obr. 5.10: Tepelná bilance zóny - přenos tepla zářením [35].

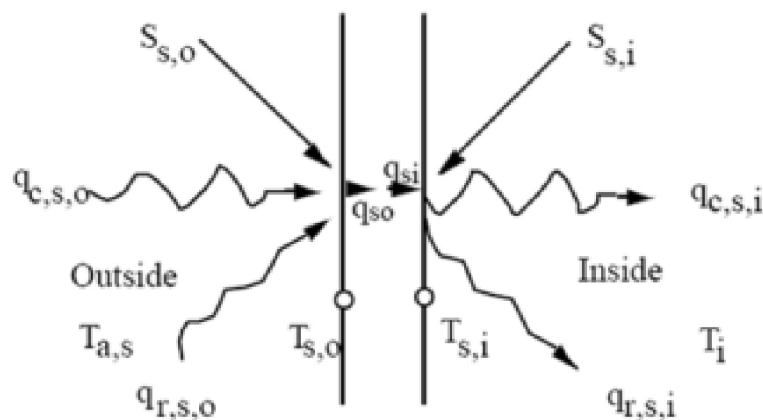
kde je:

\dot{Q}_{r,w_i}	[W]	tepelné zisky zářením pro teplotu povrchu stěny;
\dot{Q}_{g,r,i,w_i}	[W]	vnitřní tepelné zisky zářením pohlcené stěnou;
\dot{Q}_{sol,w_i}	[W]	solární zisky skrz okno pohlcené stěnou;
\dot{Q}_{long,w_i}	[W]	tepelná výměna dlouhovlnným zářením mezi touto stěnou a všemi jinými stěnami a okny ($\varepsilon_i = 1$);
$\dot{Q}_{wall-gain}$	[W]	uživatелеm specifikovaný tepelný tok na ploše stěny nebo okna.

Suma všech stěn a oken/přenos tepla vedením

Obrázek 5.11 znázorňuje tepelné toky a teploty, které charakterizují tepelné chování jakékoli stěny nebo okna. Názvosloví v obrázku je následující:

$S_{s,i}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok zářením pohlcený na vnitřním povrchu (solární nebo radiační tepelné zisky);
$S_{s,o}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok zářením pohlcený na venkovním povrchu (solární tepelné zisky);
$\dot{q}_{r,s,i}$	$[W \cdot m^{-2}]$	čistý přenos tepla zářením se všemi ostatními povrchu v zóně;
$\dot{q}_{r,s,o}$	$[W \cdot m^{-2}]$	čistý přenos tepla zářením se všemi povrchu v dohledu venkovního povrchu;
$\dot{q}_{w,g,i}$	$[W \cdot m^{-2}]$	uživatелеm definovaný tepelný tok k povrchu stěny nebo okna;
$\dot{q}_{s,i}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok vedením ze stěny na vnitřním povrchu;
$\dot{q}_{s,o}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok vedením do stěny na vnějším povrchu;
$\dot{q}_{c,s,i}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok prouděním z vnitřního povrchu do vzduchu zóny;
$\dot{q}_{c,s,o}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok prouděním z okolního prostředí do vnějšího povrchu;
$T_{s,i}$	[K]	teplota vnitřního povrchu;
$T_{s,o}$	[K]	teplota vnějšího povrchu.



Obr. 5.11: Tepelné toky a teploty na povrchu/stěně [35].

Stěny jsou modelovány podle vztahů "od povrchu po povrch" dle Mitalase a Arseneaulta [24] [20] [18]. Pro jakoukoli stěnu je vedení tepla definováno vztahy:

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad (5.21)$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k \quad (5.22)$$

Tato série rovnic pro výpočet teploty povrchů a tepelných toků je hodnocena v rovném časovém intervalu. Index k odpovídá časovému úseku. Aktuální čas je $k = 0$, předchozí čas je pro $k = 1$, atd. Koeficienty časové série a_s , b_s , c_s a d_s jsou nastaveny v programu TRNBUILD.

Podrobný popis budovy - viz manuál TRNSYSu [35]

Stínění - vodorovné horní, svislé boční (type 34)

Budovy přímo vytápěné slunečním zářením často zahrnují stínící zařízení, které chrání okna ("přijímací" plocha) před přímým slunečním zářením v letních měsících. Výpočet uvažuje se solárním zářením dopadající na vertikální plochu stíněnou vodorovným horní nebo svislým bočním stíněním. Geometrie stíněné osluněné plochy je na obrázku 5.12.

Názvosloví

A	[m ²]	"přijímací" plocha;
A_i	[m ²]	"přijímací" plocha, vystavená přímému slunečnímu záření;
A_s	[m ²]	"přijímací" plocha, stíněná před přímým slunečním zářením;

e_b	[m]	přesah bočního stínění přes spodní hranu "přijímací" plochy;
e_t	[m]	přesah bočního stínění přes horní hranu "přijímací" plochy;
e_l	[m]	přesah horního stínění přes levou hranu "přijímací" plochy;
e_r	[m]	přesah horního stínění přes pravou hranu "přijímací" plochy;
f_i	[-]	podíl "přijímací" plochy osluněné přímým slunečním zářením;
F_{A-G}	[-]	"pohledový faktor" záření "přijímací" plochy na zem;
F_{A-O}	[-]	"pohledový faktor" záření "přijímací" plochy na horní stínění;
F_{A-S}	[-]	"pohledový faktor" záření "přijímací" plochy na oblohu;
F_{A-Wl}	[-]	"pohledový faktor" záření "přijímací" plochy na levé boční stínění;
F_{A-Wr}	[-]	"pohledový faktor" záření "přijímací" plochy na pravé boční stínění;
g	[m]	mezera mezi hranou přijímací plochy a "horním nebo bočním stíněním";
h	[m]	výška přijímací plochy;
I	[W · m ⁻²]	celkové horizontální sluneční záření;
I_{bT}	[W · m ⁻²]	přímá složka slunečního záření dopadajícího na "přijímací" plochu;
I_d	[W · m ⁻²]	difúzní složka slunečního záření dopadající na horizontální plochu;
$(I_T)_S$	[W · m ⁻²]	průměrné sluneční záření dopadající na stínící prvek;
w	[m]	šířka přijímací plochy;
γ_s	[°]	úhel slunečního azimutu;
θ_s	[°]	úhel slunečního zenitu;
γ	[°]	azimutový úhel "přijímací" plochy;
ρ_{gnd}	[°]	odrazivost zeminy;

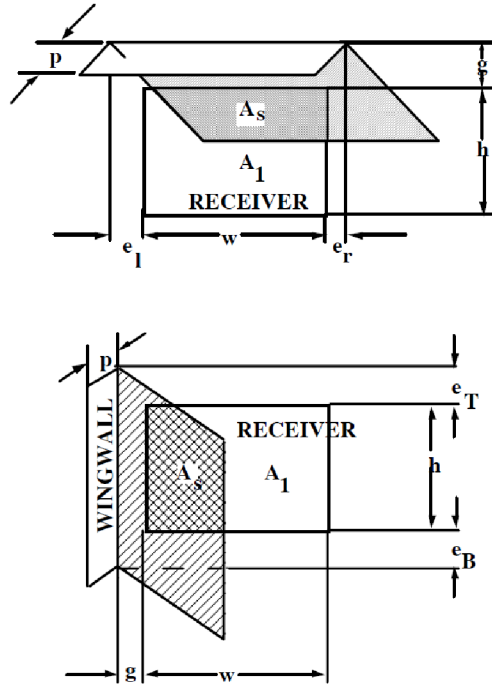
Matematické vztahy

Sluneční záření, dopadající na stíněnou přijímací plochu sestává z přímého, difúzního a od země odraženého záření ¹.

$$\underbrace{(I_T)_S}_{\text{celkové}} = \underbrace{l_{bT} \cdot f_i}_{\text{přímé}} + \underbrace{l_{dT} \cdot F_{A-S}}_{\text{difúzní}} + \underbrace{l_d \cdot \rho_{gnd} \cdot F_{A-G}}_{\text{odražené}} \quad (5.23)$$

Podíl "přijímací plochy" osluněné přímým slunečním zářením, f_i , je funkcí geometrie stínění a relativní pozice slunce vůči "přijímací ploše". Podíl oslunění je dán vztahem:

¹Sluneční záření odražené od horního nebo bočního stínění na přijímací plochu není zahrnuto do výpočtu.



Obr. 5.12: Geometrie stínění [35].

$$f_i = \frac{A_i}{A} \quad (5.24)$$

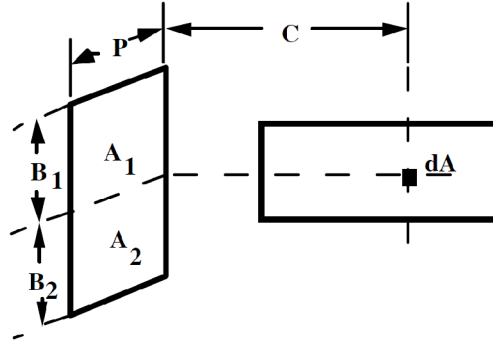
K výpočtu A_i je použit ASHRAE algoritmus [25].

Faktory oblohy a země uvažují difúzní a odražené záření jako izotropické. Pro nezastíněné svislé plochy, je přijímací faktor záření oblohy i země roven jedné po-
vině. Tyto faktory jsou redukovány, když je přítomno svislé nebo vodorovné stínění. Pohledový faktor mezi přijímací plochou a bočním stíněním F_{A-W} je počítán jako integrální součet pohledového faktoru záření diferenciální přijímací plochy bočního stínění nad přijímací plochou. Obrázek 5.13 znázorňuje geometrii záření mezi bočním stíněním a "přijímací plochou".

Pohledový faktor přijímaného záření bočním stíněním je dán vztahem:

$$F_{A-W} = \int_A F_{dA-A_1} dA + \int_A F_{dA-A_2} dA \quad (5.25)$$

kde F_{dA-A_1} a F_{dA-A_2} jsou dány podle Siegela a Howella [23] vztahem:



Obr. 5.13: Geometrie záření mezi bočním stíněním a "přijímací plochou" [35].

$$F_{dA-A_i} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left[\tan^{-1} \left(\frac{B_i}{C} \right) - \left[\frac{\frac{C}{B_i}}{\sqrt{\left(\frac{P}{B_i}\right)^2 + \left(\frac{C}{B_i}\right)^2}} \right] \cdot \tan^{-1} \left[\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{P}{B_i}\right)^2 + \left(\frac{C}{B_i}\right)^2}} \right] \right] \quad (5.26)$$

kde $i = 1, 2$.

Pohledový faktor přijímaného záření u horního stínění je počítáno podobným způsobem. Celkový pohledový faktor oblohy a země F_{A-S} a F_{A-G} jsou dány vztahy:

$$F_{A-S} = \frac{1}{2} - F_{A-O} - \underbrace{\int_A F_{dA-A1} dA}_{\text{levé boční stín.}} + \underbrace{\int_A F_{dA-A1} dA}_{\text{pravé boční stín.}} \quad (5.27)$$

$$F_{A-G} = \frac{1}{2} - F_{A-O} - \underbrace{\int_A F_{dA-A2} dA}_{\text{levé boční stín.}} + \underbrace{\int_A F_{dA-A2} dA}_{\text{pravé boční stín.}} \quad (5.28)$$

Diferenciální regulátor (type 2)

Tento regulátor generuje řídicí funkci γ_o , která může nabývat hodnoty 0 nebo 1. Hodnota γ_o je funkcí rozdílu vyšší a nižší teploty, T_H a T_L , která je porovnána se dvěma mezními pásmy teplotních rozdílů, ΔT_H a ΔT_L . Nová hodnota γ_o závisí na tom, zda $\gamma_i = 0$ nebo 1. U regulátoru se běžně γ_o spojuje s γ_i , což vytváří hysterezní smyčku. Z bezpečnostních důvodů tento regulátor (type 2) obsahu bezpečnostní pojistku, aktivovanou při překročení horní hraniční hodnoty. V případě, že horní hraniční hodnota je překročena, řídicí funkce nabude hodnoty 0, a to bez ohledu na nastavení mezních pásem. Poznámka: Tento regulátor může být použit i k jiným účelům než pouze regulace teploty.

Názvosloví

ΔT_H	[°C]	horní mezní pásmo teplotního rozdílu;
ΔT_L	[°C]	dolní mezní pásmo teplotního rozdílu;
T_H	[°C]	vyšší vstupní teplota;
T_{IN}	[°C]	teplota pro sledování horní hraniční hodnoty;
T_L	[°C]	nižší vstupní teplota;
T_{MAX}	[°C]	maximální vstupní teplota;
γ_i	[0..1]	vstupní řídicí funkce;
γ_o	[0..1]	výstupní řídicí funkce.

Matematický popis

Jestliže regulátor byl dříve ZAPNUT:

$$\text{Jestliže } \gamma_i = 1 \text{ a } \Delta T_L \leq (\Delta T_H - \Delta T_L), \quad \gamma_o = 1 \quad (5.29)$$

$$\text{Jestliže } \gamma_i = 1 \text{ a } \Delta T_L > (\Delta T_H - \Delta T_L), \quad \gamma_o = 0 \quad (5.30)$$

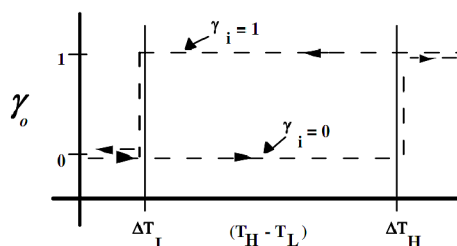
Jestliže regulátor byl dříve VYPNUT:

$$\text{Jestliže } \gamma_i = 0 \text{ a } \Delta T_H \leq (\Delta T_H - \Delta T_L), \quad \gamma_o = 1 \quad (5.31)$$

$$\text{Jestliže } \gamma_i = 0 \text{ a } \Delta T_H > (\Delta T_H - \Delta T_L), \quad \gamma_o = 0 \quad (5.32)$$

Nicméně, řídicí funkce bude nastavena na hodnotu nula, bez ohledu na horní a spodní mezní rozsah, v případě že $T_{IN} > T_{MAX}$. S touto situací se často setkáme u systémů pro přípravu teplé vody, kde se čerpadlo vypne, v případě, že teplota v zásobníku překročí určitou hodnotu.

Funkce regulátoru je graficky znázorněna na *obrázku 5.14*.



Obr. 5.14: Funkce regulátoru [35].

Výměník tepla s konstantní účinností (type 91)

Vztahy pro výpočet výměníku tepla s konstantní účinností jsou podrobně popsány v kapitole 5.1.2.

Čerpadlo s proměnnými otáčkami nebo ventilátor bez vlivu vlhkosti (type

3) Tento model čerpadla nebo ventilátoru počítá hmotnostní průtok s využitím proměnné řídicí funkce, které musí být v rozmezí 0 a 1 a pevně daná (uživatelé specifikovaná) kapacita maximálního průtoku. Může být také počítána spotřeba elektrické energie čerpadla nebo ventilátoru, a to buď jako lineární funkce hmotnostního průtoku nebo uživatelem definovaným vztahem mezi hmotnostním průtokem a spotřebou energie.

V mnoha systémech není nepřetížité modulace průtoku a řídicí funkce je buď 0 nebo 1. V tomto případě, průtok na výstupu a použitý příkon jsou buď oba nulové nebo oba mají maximální hodnoty.

Je nezbytné, aby si uživatel uvědomil, že u "typu 3" se nastavuje průtočné množství na výstupu z čerpadla. Průtočné množství na vstupu do čerpadla je použito pouze pro kontrolu konvergence. *Názvosloví*

C_i	[-]	koeficient polynomického vztahu P/P_{max} k \dot{m}/\dot{m}_{max} ;
c_p	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita tekutiny (za konst. tlaku);
F_{par}	[W]	podíl příkonu čerpadla/ventilátoru, konvertovaný na tepelnou energii tekutiny;
\dot{m}	[kg · hod ⁻¹]	hmotnostní průtok tekutiny;
\dot{m}_{max}	[kg · hod ⁻¹]	max. hmotnostní průtok tekutiny (když $\gamma = 1$);
P	[W]	příkon čerpadla nebo ventilátoru;
P_{max}	[W]	max. příkon čerpadla nebo ventilátoru (když $\gamma = 1$);
T_i	[°C]	teplota tekutiny na vstupu;
T_o	[°C]	teplota tekutiny na výstupu;
γ	[-]	řídicí funkce ($0 \leq \gamma \leq 1$).

Matematický popis

Teplota tekutina na výstupu je počítána následovně:

$$T_o = T_i + \frac{P \cdot f_{par}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (5.33)$$

Hmotnostní průtok na výstupu je jednoduše:

$$\dot{m}_o = \gamma \cdot \dot{m}_{max} \quad (5.34)$$

Pokud jsou poskytnuty požadované PARAMETRY, je předpokládán lineární vztah mezi průtokem a příkonem:

$$P = \gamma \cdot P_{max} \quad (5.35)$$

Jestliže je poskytnuto více jak čtyři parametry, tak dodatečné parametry budou použity jako koeficienty v polynominálním vztahu příkonu k průtoku:

$$P = 0, T_o = T_{in} \quad \text{if} \quad \dot{m} = 0 \quad (5.36)$$

nebo

$$P = P_{max} \cdot [c_0 + c_1 \cdot \gamma + c_2 \cdot \gamma^2 + \dots + c_i \cdot \gamma^i] \quad \text{jestliže} \quad \dot{m} > 0 \quad (5.37)$$

kde $c_0, c_1, c_2, \dots, c_i$ jsou vloženy jako volitelné parametry 5, 6, 7, \dots , $i + 5$.

Plochý kolektor(type 1b)

Celkové kolektorové pole může sestávat z kolektorů zapojených sériově nebo paralelně. O tepelném výkonu celého kolektorového pole rozhoduje počet modulů v sérii a charakteristika každého z modulů. Uživatel musí poskytnout výsledky ze standardních testů účinnosti versus poměr teploty kapaliny minus okolní teplota a záření ($\Delta T/l_T$). Teplota kapaliny může být vstupní, průměrná nebo výstupní teplota. Model předpokládá, že účinnost vs. $\Delta T/l_T$ křivka může být modelována jako kvadratická rovnice. Korekce jsou aplikovány na sklon, průsečík, a parametry zakřivení odpovídající přítomnosti výměníku tepla, totožného kolektorům v sérii a průtokům jiným než ty, které byly v testovacích podmínkách.

K dispozici jsou čtyři možnosti pro posuzování účinků abnormálního úhlu dopadu. Optické módy 2 a 3 vyžadují údaje ze zkoušek pro jedno-osé modifikátory úhlu dopadu. Optický mód 4 určuje modifikátory z vlastností krycích povrchů. V pátém optickém módu musí uživatel zadat bi-axiální modifikační úhel dopadu. To je užitečné pro posouzení ne-optický symetrických kolektorů, jako jsou vakuové trubice, atd. Pokud je optický mód nastaven na 1, žádné abnormální efekty dopadu jsou uvažovány.

Názvosloví

A	$[\text{m}^2]$	celková plocha apertury (zasklení) kolektorového pole;
A_a	$[\text{m}^2]$	plocha apertury jednoho kolektorového modulu;
A_r	$[\text{m}^2]$	plocha absorbéru jednoho kolektorového modulu;
a_0	$[-]$	maximální účinnost kolektorů;
a_1	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	lineární součinitel tepelné ztráty kolektoru;
a_2	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-2}]$	kvadratický součinitel tepelné ztráty kolektoru (Vyjadřuje zvýšení tepelných ztrát vlivem sálání, závislé na rozdílu 4. mocnin teplot);
b_0	$[-]$	koeficient 1. řádu v rovnici modifikátoru úhlu dopadu;
b_1	$[-]$	koeficient 2. řádu v rovnici modifikátoru úhlu dopadu;

C_{pf}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná kapacita kapaliny v kolektoru;
C_{min}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	minimální kapacitní hodnota (hmotností průtok krát měrné teplo) výměníku tepla;
F_R	[-]	celkový faktor účinnosti;
F_{av}	[-]	modifikovaná hodnota F_R , kdy účinnost je dána ve smyslu T_{av} , a ne T_i ;
F_o	[-]	modifikovaná hodnota F_R , kdy účinnost je dána ve smyslu T_o , a ne T_i ;
I	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	celkové záření na horizontální plochu;
I_d	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	difúzní záření na horizontální plochu;
I_T	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	globální záření na solární kolektor (nakloněný povrch);
I_{bT}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	přímé záření na solární kolektor (nakloněný povrch);
\dot{m}	$[\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}]$	hmotnostní průtok za běžného provozu;
\dot{m}_{test}	$[\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}]$	hmotnostní průtok při zkušebních podmínkách;
N_S	[-]	počet stejných kolektorů v sérii;
T_a	$[\text{°C}]$	teplota okolního vzduchu;
T_{av}	$[\text{°C}]$	průměrná teplota kapaliny v kolektoru;
T_i	$[\text{°C}]$	průměrná teplota kapaliny na vstupu do kolektoru;
T_o	$[\text{°C}]$	průměrná teplota kapaliny na výstupu z kolektoru;
U_L	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla kolektoru;
U_L	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla kolektoru v závislosti na T ;
α	[-]	krátkovlnná pohltivost absorbéru;
β	[-]	sklon kolektoru vůči vodorovné rovině;
θ	[-]	úhel dopadu přímého záření;
ρ_g	[-]	odrazivost zeminy;
τ	[-]	krátkovlnná propustnost krytu kolektoru;
$(\tau\alpha)$	[-]	součin propustnosti krytu a pohltivosti absorbéru;
$(\tau\alpha)_b$	[-]	$(\tau\alpha)$ pro přímé záření (v závislosti na úhlu dopadu θ);
$(\tau\alpha)_n$	[-]	$(\tau\alpha)$ při normálním úhlu dopadu;
$(\tau\alpha)_s$	[-]	$(\tau\alpha)$ pro difúzní záření oblohy;
$(\tau\alpha)_g$	[-]	$(\tau\alpha)$ pro záření odražené od zeminy.

Matematický popis

Všeobecná rovnice pro účinnost solárního kolektoru je možno vyjádřit podle Hottel-Whilliera [11] následovně:

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot l_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot l_T} = F_R \cdot (\tau\alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{T_i - T_a}{l_T} \quad (5.38)$$

Součinitel prostupu tepla U_L kolektoru není přesně konstatní; přesnějšího vyjádření lze dosáhnout, vezmeme-li do úvahy lineární závislost U_L na $(T_i - T_a)$:

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot l_T} = F_R \cdot (\tau\alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{T_i - T_a}{l_T} - F_R \cdot U_{\frac{l}{T}} \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{l_T} \quad (5.39)$$

Rovnice 5.39 může být přepsána následovně:

$$\eta = a_0 - a_1 \cdot \frac{(\Delta T)}{l_T} - a_2 \cdot \frac{(\Delta T)^2}{l_T} \quad (5.40)$$

To je všeobecný výpočet tepelné účinnosti solárního kolektoru. Tepelná účinnost je definována třemi parametry: a_0 , a_1 a a_2 . Tyto tři parametry jsou dostupné pro kolektory testované podle ASHRAE standardu [26] [34] a rovněž pro kolektory hodnocené podle evropských standardů [27]. Mnoho příkladů na parametry kolektorů lze najít na internetu - viz [32].

Poznámka: Je důležité se ujistit, že plocha kolektoru vstupu jako parametr, odpovídající ploše použité pro určení hodnot a_0 , a_1 a a_2 . Běžně jsou křivky účinnosti poskytnuty pro celou plochu kolektoru v USA a čistou plochu (aperturu) v Evropě.

V rovnici 5.40 je ΔT rovno $(T_i - T_a)$. Údaje o kolektorech někdy poskytují křivku účinnosti za podmínek odlišné teplotní difference:

$$\begin{cases} \Delta T_i = T_i - T_a \\ \Delta T_{av} = T_{av} - T_a \\ \Delta T_o = T_o - T_a \end{cases} \quad (5.41)$$

První formulace se obvykle používá v USA; druhá a třetí formulace ve většině evropských dokumentů.

Modifikátor úhlu dopadu (IAM):

Testy kolektorů jsou obvykle prováděny za jasných dnů a normálního sklonu, takže součin propustnost - pohltivost $(\tau\alpha)$ jsou téměř shodné s hodnotou přímého záření $(\tau\alpha)$. Celkový faktor účinnosti $F_R(\tau\alpha)_n$ je korigován pro ne-obvyklý úhel dopadu solárního záření faktorem $(\tau\alpha) / (\tau\alpha)_n$. Podle definice, $(\tau\alpha)$ je to poměr celkového pohlceného záření k dopadajícímu záření. Potom běžné vyjádření pro $(\tau\alpha) / (\tau\alpha)_n$ je:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{l_{bT} \cdot \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + l_d \cdot \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) \cdot \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g \cdot l \cdot \left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \cdot \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{l_T} \quad (5.42)$$

Pro ploché kolektory může být $(\tau\alpha)_b / (\tau\alpha)_n$ aproximováno podle výsledků ASHRAE následovně:

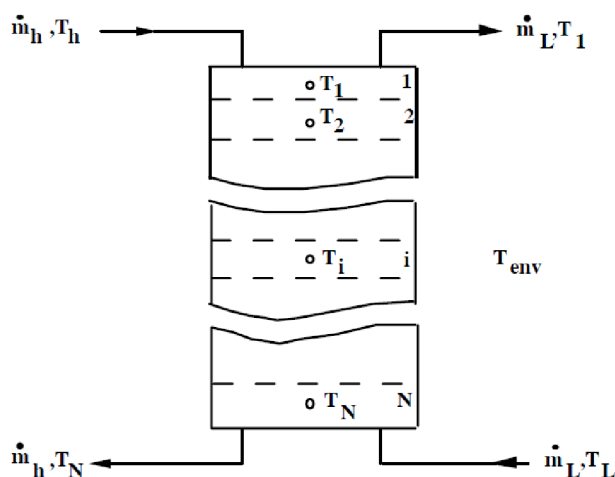
$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \cdot \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \cdot \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (5.43)$$

Některé testy kolektorů poskytují pouze hodnotu IAM pro jeden úhel dopadu, typicky 50° . V takovém případě je doporučeno předpokládat $b_1 = 0$ a počítat b_0 pomocí rovnice 5.43

Zásobník tepla (type 4)

Tepelný výkon zásobníku kapaliny, předmětu teplotní stratifikace (rozvrstvení), může být modelován za předpokladu, že zásobník sestává z N ($N \leq 15$) plně promíchaných segmentů o rovném objemu; jak je znázorněno na obrázku 5.12. Stupeň stratifikace závisí na hodnotě N . Jestliže je N rovna 1, zásobník je modelován jako plně promíchaný a žádné účinky stratifikace nejsou možné. Možnosti pevných nebo proměnných vstupů, nerovné velikosti jednotlivých "nodů", rozsahy teplot na termostatu ohřívače, ztrátový koeficient a pomocný ohřívač jsou dostupné.

Podrobně je zásobník tepla popsán v dokumentaci Trnsysu [35].



Obr. 5.15: Stratifikovaný zásobník tepla [35].

5.2.3 Počítačový model a výpočet - varianta A

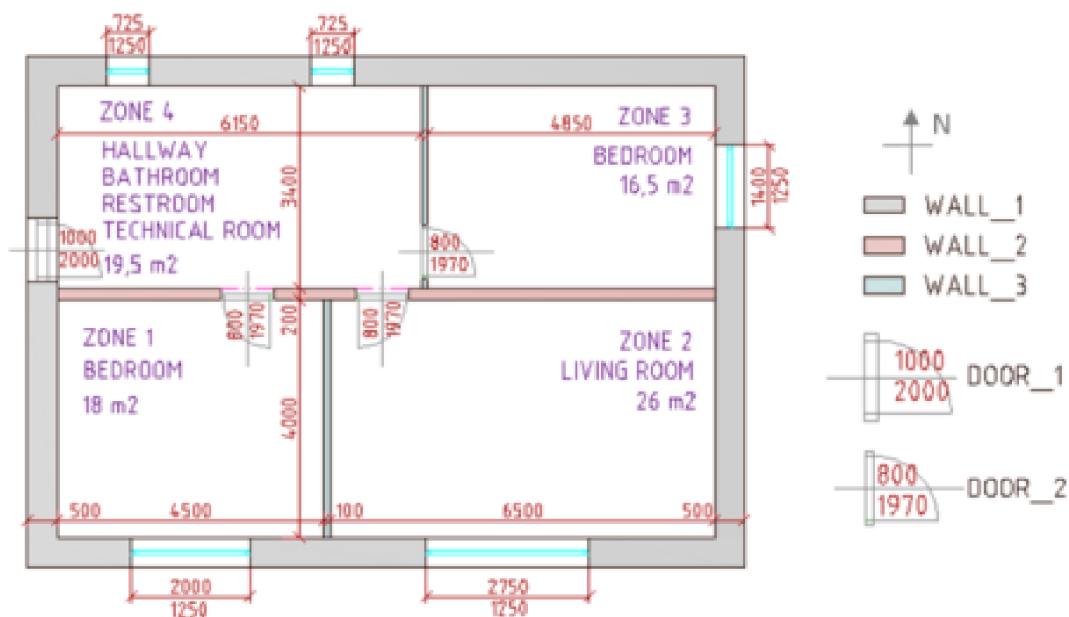
Ve "variantě A" je navržený vzduchotechnický systém (dále "inovativní VZT systém") modelován jako součást nízkoenergetického domu. Je zde uvažováno s podvariantami A1, A2, A3, které se liší typem a velikostí solárního systému.

Technické řešení a provoz domu

V této části jsou podrobně popsány technické parametry domu vč. technických zařízení domu a jeho provoz.

Charakteristika budovy

Jedná se o rodinný dům o jednom nadzemním podlaží; samostatně stojící. Čistá podlahová plocha činí 80 m² (84,4 m² včetně vnitřních stěn). Půdorys domu je na obrázku 5.16.



Obr. 5.16: Půdorys rodinného domu [2]

Tepelně-technické vlastnosti

Skladba a parametry obvodových konstrukcí jsou uvedeny v tabulkách ??, 5.6, 5.7.

Denní profil užívání/energetické zisky

Denní profil užívání/energetické zisky jsou uvedeny v tabulce 5.8.

Vytápění

Režim vytápění je nastaven tak, aby operativní teplota vzduchu uvnitř domu v zimním období nepoklesla pod 20 °C.

Větrání

Výpočtový model počítá s infiltrací vzduchu a nuceným přívodem vzduchu do pobytových místností - hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5.9. Odvod vzduchu je z chodby a hygienických místností. Účinnost deskového výměníku tepla (dále DVT) je uvažována 85 %). Při nižší venkovní teplotě je, podobně jako u větracího systému 1

Tab. 5.5: Skladby obvodových konstrukcí

Konstrukce	Vrstva	Materiál	d [mm]
Stěna_1	1	VPC ^a	175
	2	EPS ^b	250
Stěna_2	1	VPC	175
Stěna_3	1	VPC	100
Strop	1	Sádkartón	12,5
	2	Vzduch. mezera	40
	3	Dřevo + MW ^c	150
	4	MW	200
Podlaha	1	Keramika	8
	2	Beton	60
	3	EPS	200
	4	Železobeton	150

^aVPC = vápeno-písková cihla

^bEPS = expandovaný polystyren

^cMW = minerální vlna

Tab. 5.6: Součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí

Konstrukce	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Konstrukce	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stěna_1	0,14	Dvěře_2	3,5
Stěna_2	1,43	Podlaha	0,18
Stěna_3	2,12	Strop	0,11
Dvěře_1	0,8	–	–

Tab. 5.7: Vlastnosti oken a stínění

Okna		Stínění	
zasklení	rám	přesah ^a	mezera ^b
$U_g = 0,4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$S_f = 15 \% \text{ plochy okna}$	0,9 m	0,35 m
$g = 0,408$	$U_f = 2,27 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	–	–

^apřesah vodorovného stínění (střechy)

^bmezera mezi horní hranou okna a střešou

(viz kap. 5.1.3, var. A1, graf 5.4), uvažováno s nižší účinností DVT - viz tab. 5.10 . V letním období, pokud je teplota vzduchu uvnitř budovy vyšší než 22 °C a teplota venkovního vzduchu je nižší než teplota vzduchu uvnitř budovy, tak je přiváděný vzduch veden mimo DVT (je v provozu by-pass).

Tab. 5.8: Energetické zisky - denní profil

		Hodina				
		0 – 7	7 – 8	8 – 16	16 – 20	20 - 24
Zóna 1	Lidé [osob ^a]	2	1	0	1	1
	Osvětlení [W]	0	20	0	20	20
	Zařízení [W]	0	0	0	50	50
Zóna 2	Lidé [osob]	0	4	1	2	2
	Osvětlení [W]	0	40	0	60	60
	Zařízení [W]	40	40	40	100	100
Zóna 3	Lidé [osob]	2	1	0	1	1
	Osvětlení [W]	0	20	0	20	20
	Zařízení [W]	0	0	0	50	50
Zóna 4	Lidé [osob]	0	2	0	1	1
	Osvětlení [W]	0	20	0	10	10
	Zařízení [W]	0	20	0	20	20

^a120 W/osoba

Tab. 5.9: Infiltrace a objemové průtoky větracího vzduchu.

Zóna	Infiltrace [h ⁻¹]	Přív. vzduch [m ³ · h ⁻¹]
Zóna 1	0,05	22,5
Zóna 2	0,05	70
Zóna 3	0,05	40
Zóna 4	0,05	132,5 ^a
Půda	5	–

^aObjemový průtok odváděného vzduchu je roven součtu objemových průtoků přiváděného vzduchu, tj. do zóny 1, 2, 3.

Tab. 5.10: Provoz deskového výměníku tepla (DVT)

Režim	Teplota [°C]	Účinnost DVT [-]
1	$t_{out} = \langle -2, 5; \infty \rangle$	0,85
2	$t_{out} = \langle -7, 5; -2, 5 \rangle$	0,70
3	$t_{out} = \langle \infty; -7, 5 \rangle$	0,55
4	$t_{in} > 22 \text{ °C}$ a $t_{out} < t_{in}$	by-pass

Příprava teplé vody

K přípravě teplé vody slouží solární systém s teplovodními kolektory, které jsou uvažovány v následujících variantách:

1. var. A1 - ploché solární kolektory s plochou 4 m²,
2. var. A2 - ploché solární kolektory s plochou 6 m²,
3. var. A3 - vakuové solární kolektory s plochou 4 m².

Solární kolektory jsou podrobně popsány v tabulce 5.11. Zásobník tepla je popsán v tabulce 5.12. Profil odběru teplé vody v průběhu dne je znázorně v grafu 5.17

Tab. 5.11: Popis solárních kolektorů

	Varianta		
	A.1	A.2	A.3
Typ	plochý	plochý	vakuový
Počet [ks]	2	3	2
Celková plocha [m ²]	4	6	2
Průtok [l · hod. ⁻¹ · m ⁻²]	20	20	40
Koefficienty účinnosti na plochu apertury/absorbéru: ^a			
η_0 [-]	0,854/0,854	0,854/0,854	0,827/0,950
a_1 [W · m ⁻² · K ⁻¹]	3,37/3,37	3,37/3,37	2,516/2,891
a_2 [W · m ⁻² · K ⁻²]	0,010/0,010	0,010/0,010	0,011/0,013
Orientace	jih		
Sklon	45 °		

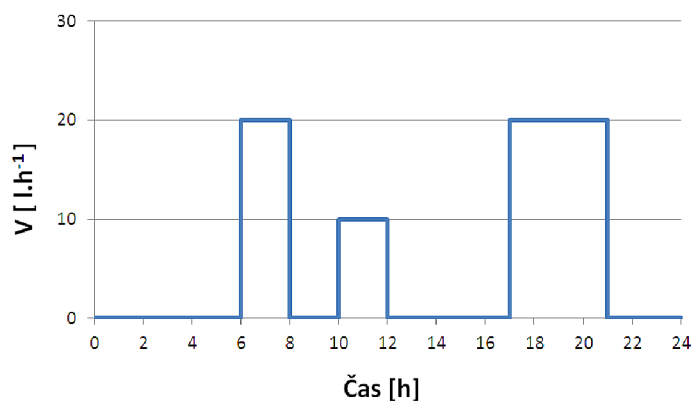
^a η_0 je optická účinnost, a_1 je lineární součinitel tepelné ztráty kolektoru; a_2 je kvadratický součinitel tepelné ztráty kolektoru

Tab. 5.12: Popis zásobníku tepla

	Varianta		
	A.1	A.2	A.3
Objem [m ³]	0,2	0,3	0,2
Počet tepl. uzlů	4		
Umístění ohříváče	1. uzel		
Výkon ohříváče	6 kW		
Spínací tepl. ohříváče	≤45 °C		
Teplota vody	10/55 °C		

Inovativní VZT systém

Ve vzduchotechnickém potrubí za VZT jednotkou (přívod čerstvého vzduchu do domu) je umístěn nízkoteplotní výměník tepla (NVT). Účinnost nízkoteplotního



Obr. 5.17: Var. A - křivka odběru teplé vody v průběhu dne.

výměníku tepla (NVT) je uvažována 80 %. Solární kapalina začne protékat přes NVT, pokud teplota solární kapaliny na výstupu z akumulární nádoby (dále AKU) je větší o 5 °C než teplota vzduchu v domě. Solární kapalina protéká přes NVT tak dlouho, rozdíl teplot (teplota na výstupu z AKU minus teplota vzduchu v domě) není menší než 2 °C. Průtok přes NVT je vypnut také v případě, že teplota vzduchu v domě překročí 23 °C. Nastavení trojcestné armatury hlídá automaticky regulátor.

Výstupy z poč. modelování - potřeba energie na vytápění a přípravu TV

Výpočet potřeby energie na vytápění a přípravu teplé vody byl proveden v programu Trnsys (model systému - viz kapitola 5.2.2) pro 3 varianty solárního systému - var. A.1, A.2, A.3. Jednotlivé varianty se lišily typem a plochou solárních kolektorů a velikostí akumulární nádoby - viz oddíl "Příprava teplé vody" v kapitole 5.2.3. V každé variantě byly provedeny 2 výpočty, tj.: a) pro oddělený solární a vzduchotechnický systém (systém "bez" iVZT) a b) pro inovativní vzduchotechnický systém - popsán v kapitole 5.2.3 a oddíle "Inovativní VZT systém" v kapitole 5.2.1 (systém "s" iVZT). Výsledky výpočtů v rámci každé varianty byly vzájemně porovnány.

Varianta A.1

V této variantě je uvažováno s plochými solárními kolektory s plochou 4 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.13.

Roční potřeba tepla na vytápění, "bez" iVZT, byla 2622 kWh; "s" iVZT bylo na dohřev vzduchu využito 49 kWh sluneční energie.

Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.14.

Tab. 5.13: Var. A1 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	Dodávka	Odběr	Dodávka	Odběr
Zisky ze soláru	1796	–	1866	–
Dohřev TV	564	–	553	–
Odběr TV	–	2314	–	2322
Ztráty - zásobník	–	42	–	45
Ztráty - rozvody	–	4	–	4
Ohřev vzduchu	–	–	–	49
Celkem	2360	2360	2419	2419

Tab. 5.14: Var. A1 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" iNVT	66	106	158	175	201	198	218	202	179	165	67	62
"s" iNVT	65	110	164	185	209	207	227	211	186	172	70	60

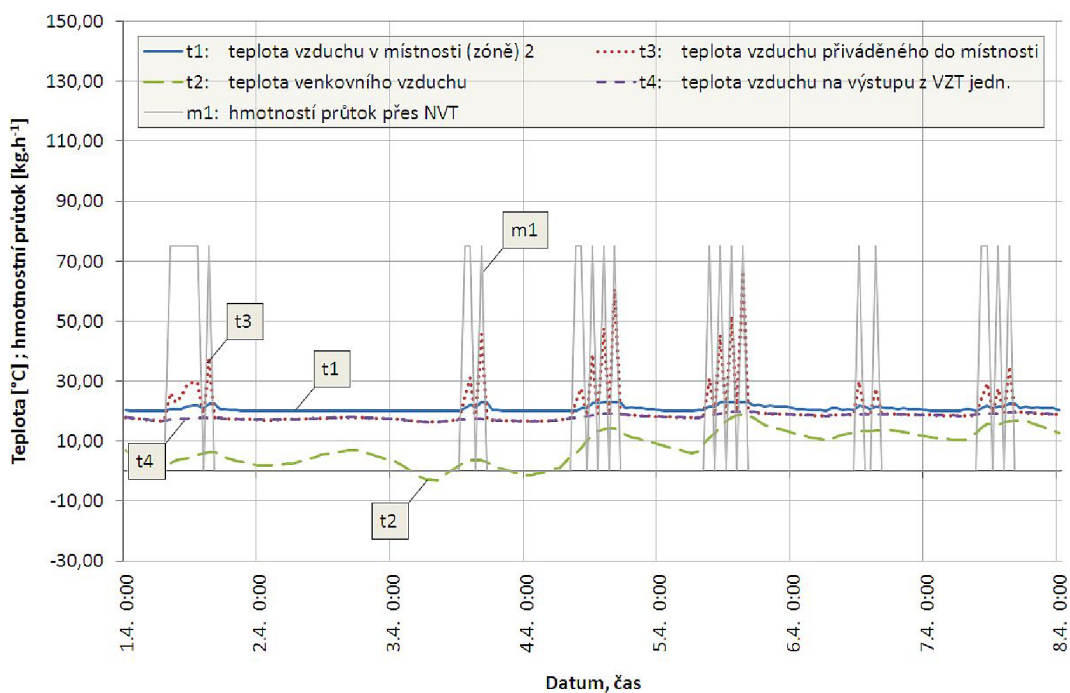
Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.18, 5.19. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d) teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.

Varianta A.2

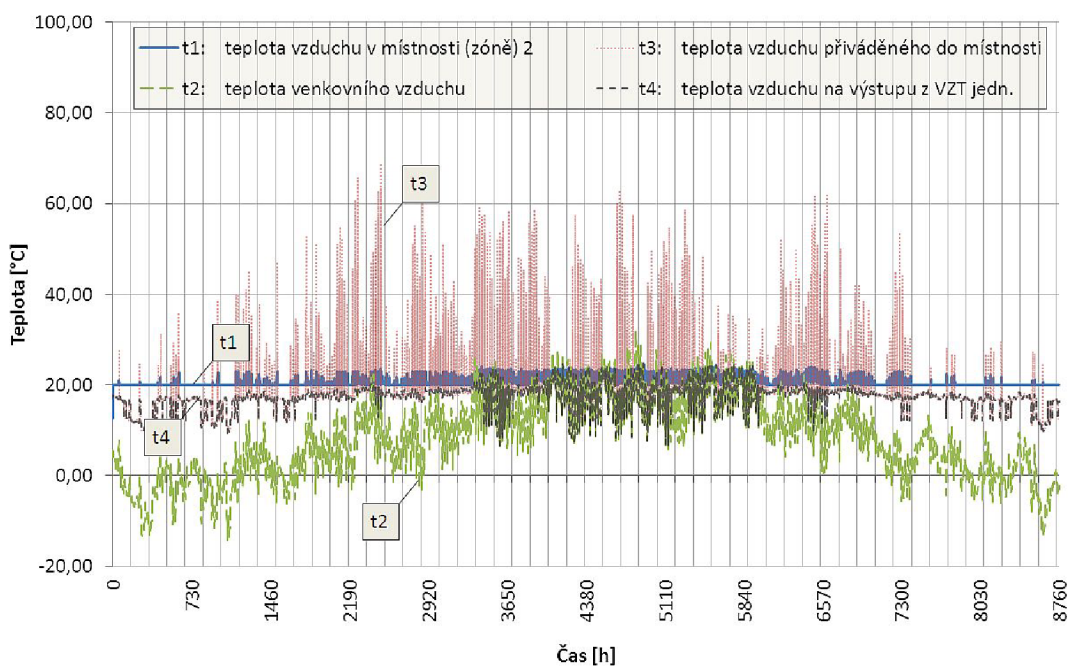
V této variantě je uvažováno s plochými solárními kolektory s plochou 6 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.15.

Tab. 5.15: Var. A2 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	Dodávka	Odběr	Dodávka	Odběr
Zisky ze soláru	2059	–	2144	–
Dohřev TV	342	–	331	–
Odběr TV	–	2341	–	2344
Ztráty - zásobník	–	62	–	70
Ztráty - rozvody	–	4	–	5
Ohřev vzduchu	–	–	–	56
Celkem	2403	2403	2475	2475



Obr. 5.18: Var. A1 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)



Obr. 5.19: Var. A1 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

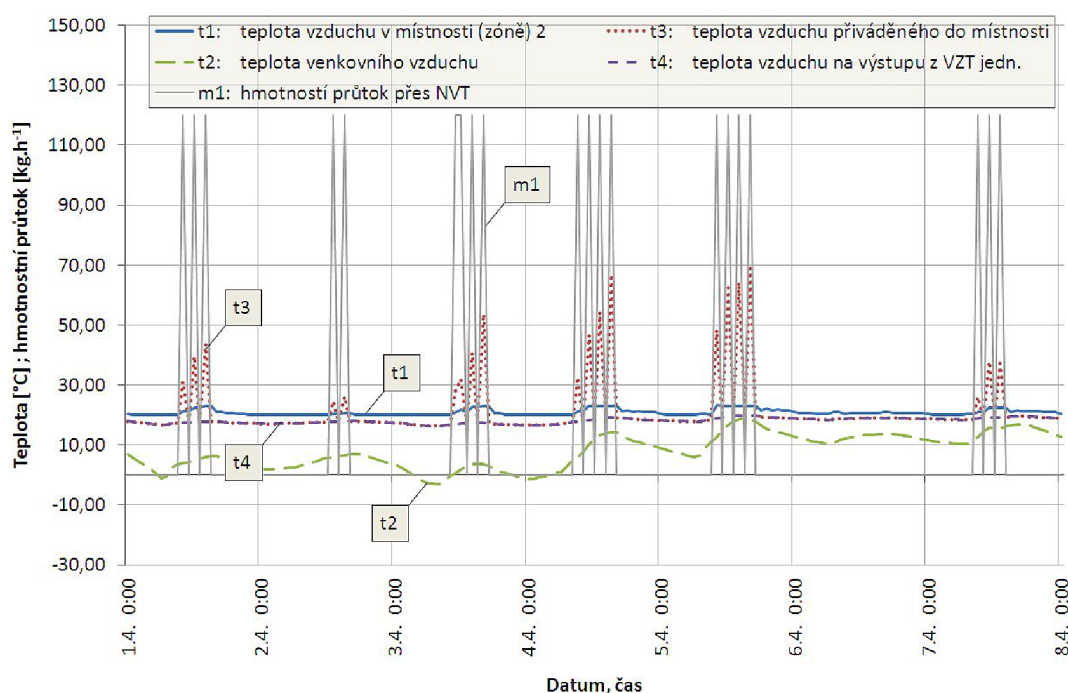
Roční potřeba tepla na vytápění, "bez" iVZT, byla 2622 kWh; "s" iVZT bylo na dohřev vzduchu využito 56 kWh sluneční energie.

Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.16.

Tab. 5.16: Var. A2 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" iNVT	89	135	201	205	216	211	227	213	202	196	82	83
"s" iNVT	92	141	206	218	226	221	236	219	212	203	87	84

Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.20, 5.21. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d) teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.



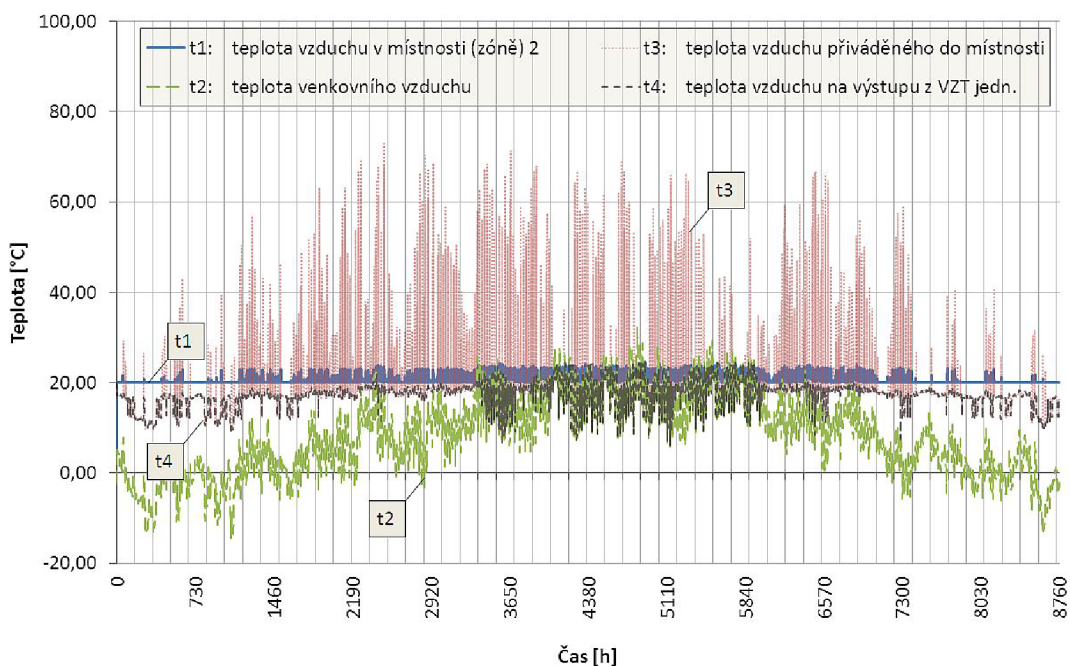
Obr. 5.20: Var. A2 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)

Varianta A.3

V této variantě je uvažováno s vakuovými solárními kolektory s plochou 2 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.17.

Roční potřeba tepla na vytápění, "bez" iVZT, byla 2622 kWh; "s" iVZT bylo na dohřev vzduchu využito 46 kWh sluneční energie.

Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.18.



Obr. 5.21: Var. A2 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

Tab. 5.17: Var. A3 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

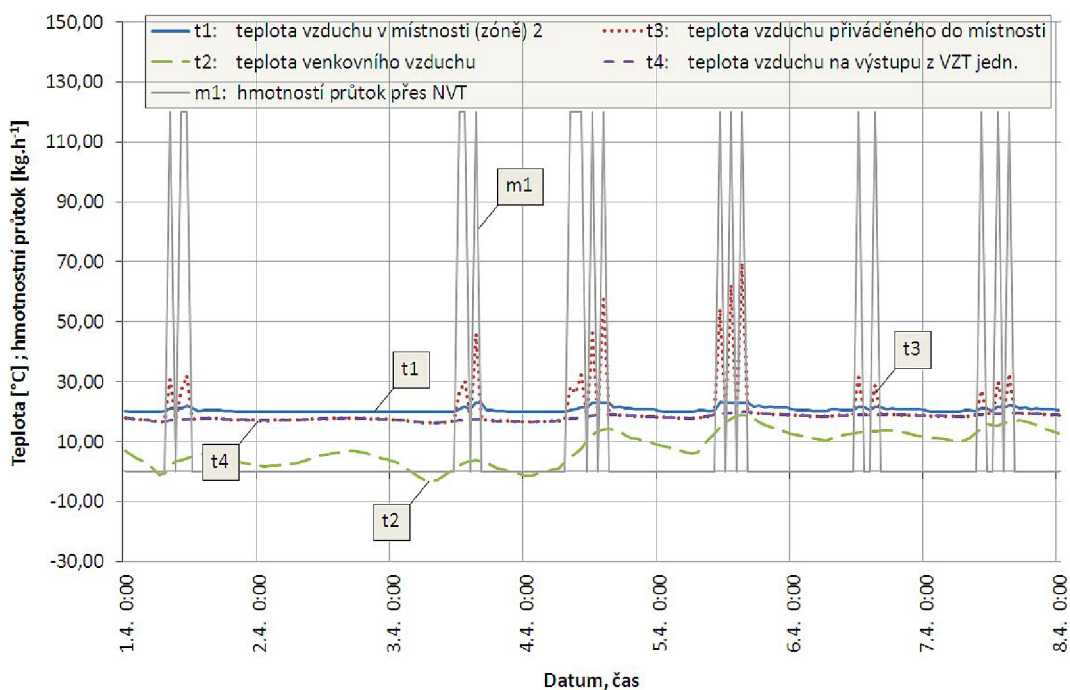
	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	Dodávka	Odběr	Dodávka	Odběr
Zisky ze soláru	1724	–	1859	–
Dohřev TV	650	–	567	–
Odběr TV	–	2309	–	2314
Ztráty - zásobník	–	61	–	61
Ztráty - rozvody	–	4	–	4
Ohřev vzduchu	–	–	–	46
Celkem	2373	2373	2426	2426

Tab. 5.18: Var. A3 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

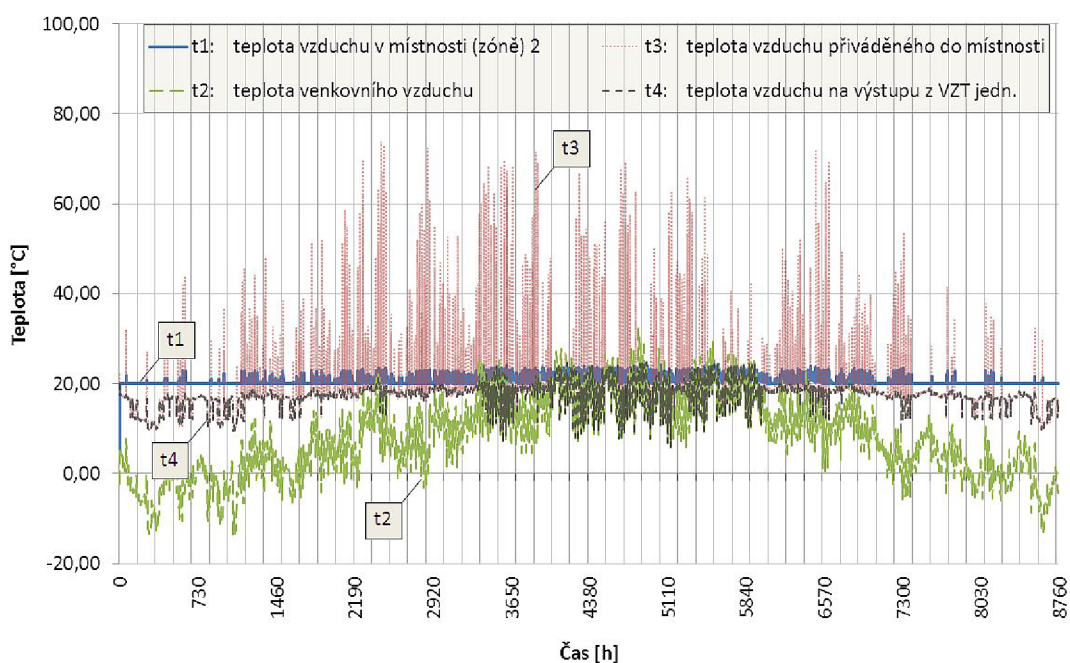
Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" iNVT	58	98	150	173	194	195	220	201	170	153	59	52
"s" iNVT	66	108	166	186	210	207	229	210	181	169	66	62

Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.22, 5.23. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d)

teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.



Obr. 5.22: Var. A3 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)



Obr. 5.23: Var. A3 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

5.2.4 Počítačový model a výpočet - var. B

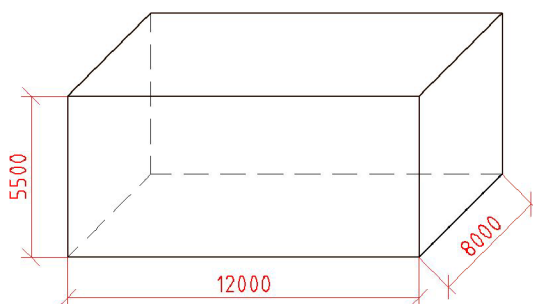
Ve "variantě B" je navržený vzduchotechnický systém (dále "inovativní VZT systém") modelován jako součást dvoupodlažního domu. Je zde uvažováno s podvariantami B1, B2, B3, které se liší typem a velikostí solárního systému.

Technické řešení a provoz domu

V této kapitole jsou podrobně popsány technické parametry domu vč. technických zařízení domu a jeho provoz.

Charakteristika budovy

Jedná se o rodinný dům s dvěma nadzemními podlažími a plochou střechou; samostatně stojící. Vytápěná podlahová plocha činí 192 m². Vnitřní rozměry domu jsou na obrázku 5.24. Plocha oken je uvažována následující: sever 3 m², jih 8 m², východ 4 m², západ 4 m². Dveře jsou na jih 2 m².



Obr. 5.24: Vnitřní rozměry dvoupodlažního domu

Tepelně-technické vlastnosti

Skladba a parametry obvodových konstrukcí jsou uvedeny v tabulkách ??, 5.20, 5.21.

Denní profil užívání/energetické zisky

Denní profil užívání/energetické zisky jsou uvedeny v tabulce 5.22.

Vytápění

Režim vytápění je nastaven tak, aby operativní teplota vzduchu uvnitř domu v zimním období nepoklesla pod 20 °C.

Větrání

Výpočtový model počítá s infiltrací vzduchu 0,1 h⁻¹ a nuceným větráním s intenzitou výměny vzduchu 0,5 h⁻¹. Účinnost deskového výměníku tepla (dále DVT) je

Tab. 5.19: Skladby obvodových konstrukcí

Konstrukce	Vrstva	Materiál	d [mm]
Stěna	1	Cihla plná	450
	2	EPS ^a	100
Strop	1	Železobeton	200
	2	EPS	200
	3	železobeton	80
	1	Železobeton	60
	2	EPS	100
	3	Železobeton	100

^aEPS = expandovaný polystyren

Tab. 5.20: Součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí

Konstrukce	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Konstrukce	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stěna	0,3	Strop	0,18
Podlaha	0,28	Dveře	1,2

Tab. 5.21: Vlastnosti oken a stínění

Okna		Stínění ^a	
zasklení	rám	přesah ^b	mezera ^c
$U_g = 0,4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$S_f = 15 \% \text{ plochy okna}$	1 m	0,5 m
$g = 0,408$	$U_f = 2,27 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	–	–

^astínění je uvažováno u oken orientovaných na jih; ostatní okna jsou uvažována jako nestíněná

^bpřesah vodorovného stínění (střechy/slunolamu)

^cmezera mezi horní hranou okna a střehou/slunolamem

Tab. 5.22: Energetické zisky - denní profil

	0. - 24. hodina
Lidé [osob ^a]	6
Osvětlení/zařízení [W]	280

^a100 W/osoba

uvažována 85 %). Při poklesu venkovní teploty pod $-3,5 \text{ }^\circ\text{C}$ je uvažováno s účinností DVT 70 %.

Příprava teplé vody

K přípravě teplé vody slouží solární systém s teplovodními kolektory, které jsou uvažovány v následujících variantách:

1. var. B1 - ploché solární kolektory s plochou 6 m²,
2. var. B2 - ploché solární kolektory s plochou 8 m²,
3. var. B3 - vakuové solární kolektory s plochou 4 m².

Solární kolektory jsou podrobně popsány v tabulce 5.23. Zásobník tepla je popsán v tabulce 5.12. Profil odběru teplé vody v průběhu dne je znázorně v grafu 5.17

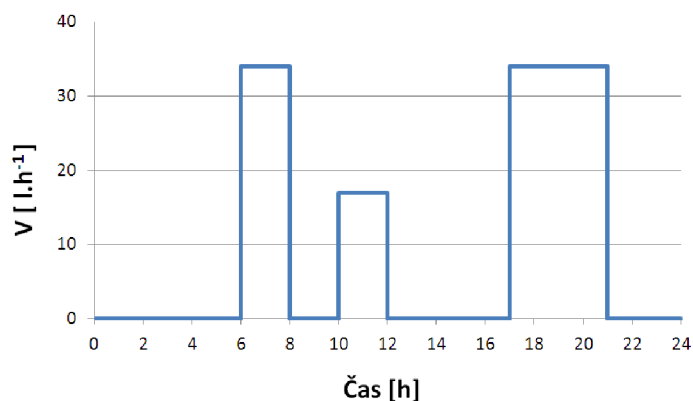
Tab. 5.23: Popis solárních kolektorů

	Varianta		
	B.1	B.2	B.3
Typ	plochý	plochý	vakuový
Počet [ks]	3	4	4
Celková plocha [m ²]	6	8	4
Průtok [l · hod. ⁻¹ · m ⁻²]	12	12	20
Koeficienty účinnosti na plochu apertury/absorbéru: ^a			
η_0 [-]	0,854/0,854	0,854/0,854	0,827/0,950
a_1 [W · m ⁻² · K ⁻¹]	3,37/3,37	3,37/3,37	2,516/2,891
a_2 [W · m ⁻² · K ⁻²]	0,010/0,010	0,010/0,010	0,011/0,013
Orientace	jih		
Sklon	45 °		

^a η_0 je optická účinnost, a_1 je lineární součinitel tepelné ztráty kolektoru; a_2 je kvadratický součinitel tepelné ztráty kolektoru

Tab. 5.24: Popis zásobníku tepla

	Varianta		
	B.1	B.2	B.3
Objem [m ³]	0,3	0,4	0,4
Počet tepl. uzlů	4		
Umístění ohříváče	1. uzel		
Výkon ohříváče	6 kW		
Spínací tepl. ohříváče	≤45 °C		
Teplota vody	10/55 °C		



Obr. 5.25: Var. B - křivka odběru teplé vody v průběhu dne.

Inovativní VZT systém

Ve vzduchotechnickém potrubí za VZT jednotkou (přívod čerstvého vzduchu do domu) je umístěn nízkoteplotní výměník tepla (NVT). Účinnost nízkoteplotního výměníku tepla (NVT) je uvažována 80 %. Solární kapalina začne protékat přes NVT, pokud teplota solární kapaliny na výstupu z akumulární nádoby (dále AKU) je větší o 5 °C než teplota vzduchu v domě. Solární kapalina protéká přes NVT tak dlouho, rozdíl teplot (teplota na výstupu z AKU mínus teplota vzduchu v domě) není menší než 2 °C. Průtok přes NVT je vypnut také v případě, že teplota vzduchu v domě překročí 22 °C. Nastavení trojcestné armatury hlídá automaticky regulátor.

5.2.5 Vypočtená potřeba energie na vytápění a přípravu teplé vody

Výpočet potřeby energie na vytápění a přípravu teplé vody byl proveden v programu Trnsys (model systému - viz kapitola 5.2.2) pro 3 varianty solárního systému - var. B.1, B.2, B.3. Jednotlivé varianty se lišily typem a plochou solárních kolektorů a velikostí akumulární nádoby - viz oddíl "Příprava teplé vody" v kapitole 5.2.3. V každé variantě byly provedeny 2 výpočty, tj.: a) pro oddělený solární a vzduchotechnický systém (systém "bez" iVZT) a b) pro inovativní vzduchotechnický systém - popsáný v kapitole 5.2.3 a oddíle "Inovativní VZT systém" v kapitole 5.2.1 (systém "s" iVZT). Výsledky výpočtů v rámci každé varianty byly vzájemně porovnány.

Varianta B.1

V této variantě je uvažováno s plochými solárními kolektory s plochou 6 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.25.

Tab. 5.25: Var. B1 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	dodávka	odběr	dodávka	odběr
Zisky ze soláru	3048	–	3149	–
Dohřev TV	1257	–	1271	–
Odběr TV	–	4256	–	4282
Ztráty - zásobník	–	42	–	48
Ztráty - rozvody	–	7	–	4
Ohřev vzduchu	–	–	–	86
Celkem	4305	4305	4420	4420

Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.26.

Tab. 5.26: Var. B1 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	100	170	258	299	346	345	388	362	303	274	109	93
"s" ^b	99	173	269	325	363	353	390	367	324	285	111	92
rozdíl	-1	3	10	26	16	9	2	5	21	11	2	-1

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem

Potřeby tepla na vytápění "bez" iVZT a "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.27.

Tab. 5.27: Var. B1 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	1973	1559	1137	444	134	0	0	0	0	543	1326	1870
"s" ^b	1971	1550	1116	405	116	0	0	0	0	507	1321	1867

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému; roční potřeba tepla na vytápění činí 8988 kWh

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem; roční potřeba tepla na vytápění činí 8855 kWh

Následující tabulka 5.28 uvádí teplo předané pomocí nízkoteplotního výměníku tepla (dále NVT).

Var. B1 - dílčí shrnutí:

Z tabulky 5.28 a 5.27 je zřejmé, že NVT předá 136 kWh a potřeba tepla na vytápění je o 133 kWh nižší. Nicméně část z toho je pokryta dohřevem v akumulární nádrži.

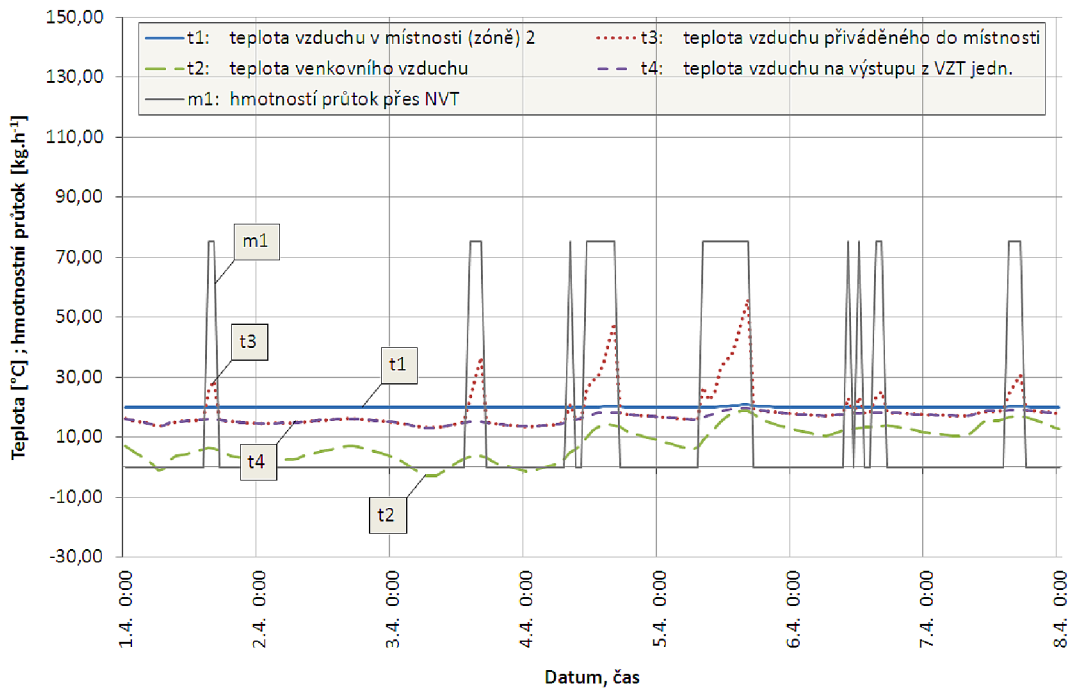
Tab. 5.28: Var. B1 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
NVT ^a	1	7	18	40	24	0	0	0	26	16	2	1

^aRoční přenos tepla NVT činí 136 kWh

Dodatečné využití slunečních kolektorů vyplývá z tabulky 5.25, které činí 86 kWh.

Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.26, 5.27. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d) teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.



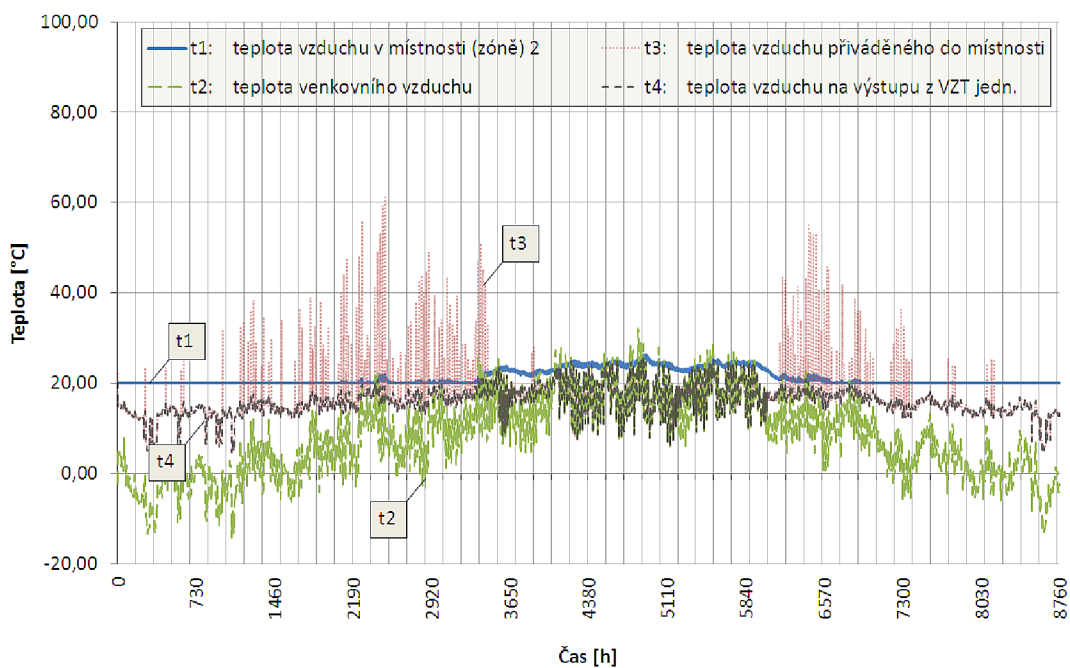
Obr. 5.26: Var. B1 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)

Varianta B.2

V této variantě je uvažováno s plochými solárními kolektory s plochou 8 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.29.

Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.30.

Potřeby tepla na vytápění "bez" iVZT a "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.31.



Obr. 5.27: Var. B1 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

Tab. 5.29: Var. B2 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	dodávka	odběr	dodávka	odběr
Zisky ze soláru	3436	–	3601	–
Dohřev TV	936	–	946	–
Odběr TV	–	4292	–	4307
Ztráty - zásobník	–	72	–	101
Ztráty - rozvody	–	8	–	4
Ohřev vzduchu	–	–	–	134
Celkem	4372	4372	4547	4547

Tab. 5.30: Var. B2 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	128	210	311	338	380	374	404	376	344	322	132	119
"s" ^b	127	217	326	375	409	381	407	383	375	345	137	118
rozdíl	-1	7	15	38	29	7	3	7	30	23	5	0

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem

Tab. 5.31: Var. B2 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	1973	1559	1137	444	134	0	0	0	0	543	1326	1870
"s" ^b	1970	1543	1101	386	101	0	0	0	0	486	1318	1869

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému; roční potřeba tepla na vytápění činí 8988 kWh

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem; roční potřeba tepla na vytápění činí 8773 kWh

Následující tabulka 5.32 uvádí teplo předané pomocí nízkoteplotního výměníku tepla (dále NVT).

Tab. 5.32: Var. B2 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
NVT ^a	2	13	31	59	42	2	0	0	39	33	7	1

^aRoční přenos tepla NVT činí 230 kWh

Var. B2 - dílčí shrnutí:

Z tabulky 5.32 a 5.31 je zřejmé, že NVT předá 230 kWh a potřeba tepla na vytápění je o 215 kWh nižší. Nicméně část z toho je pokryta dohřevem v akumulární nádrži. Dodatečné využití slunečních kolektorů vyplývá z tabulky 5.29, které činí 134 kWh.

Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.28, 5.29. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d) teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.

Varianta B.3

V této variantě je uvažováno s vakuovými solárními kolektory s plochou 4 m². Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5.33.

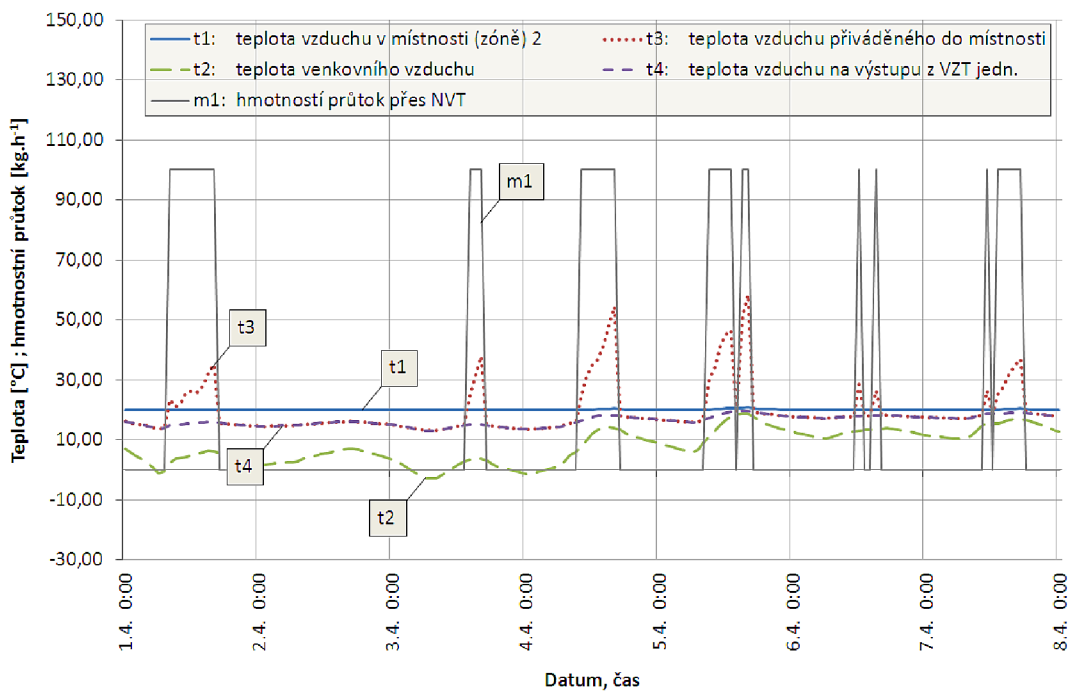
Měsíční zisky ze solárních kolektorů u jednotlivých systému, tj. a) "bez" iVZT a b) "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.34.

Potřeby tepla na vytápění "bez" iVZT a "s" iVZT jsou uvedeny v tabulce 5.35.

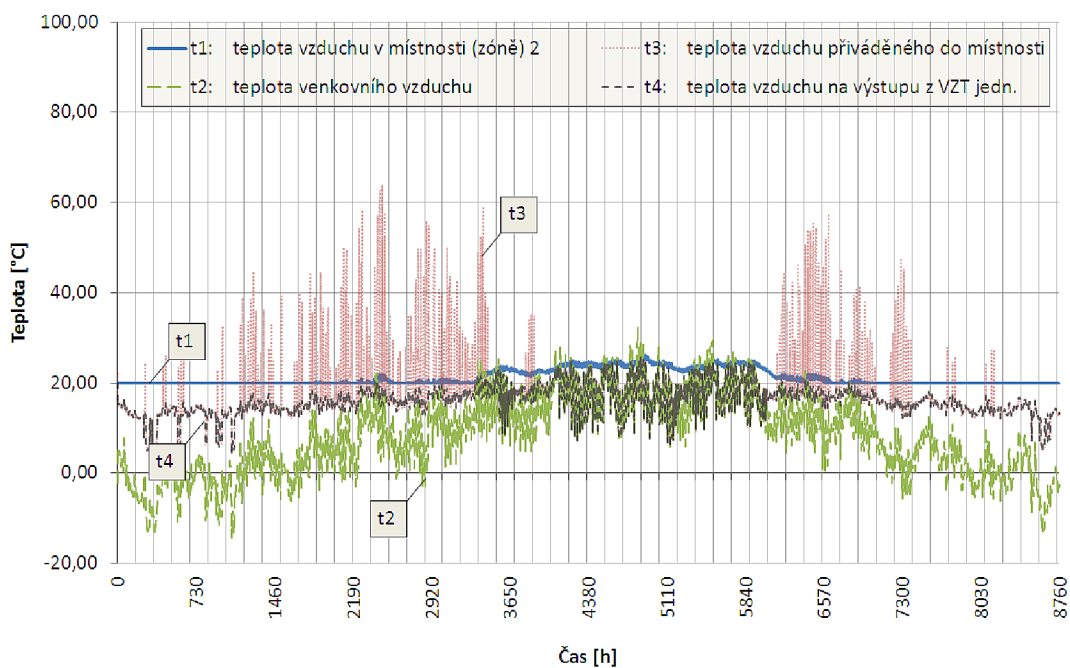
Následující tabulka 5.36 uvádí teplo předané pomocí nízkoteplotního výměníku tepla (dále NVT).

Var. B3 - dílčí shrnutí:

Z tabulky 5.36 a 5.35 je zřejmé, že NVT předá 252 kWh a potřeba tepla na vytápění



Obr. 5.28: Var. B2 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)



Obr. 5.29: Var. B2 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

je o 236 kWh nižší. Nicméně část z toho je pokryta dohřevem v akumulární nádrži. Dodatečné využití slunečních kolektorů vyplývá z tabulky 5.33, které činí 129 kWh.

Tab. 5.33: Var. B3 - odběr a dodávka tepla - příprava TV a přitápění [kWh]

	"bez" iVZT		"s" iVZT	
	dodávka	odběr	dodávka	odběr
Zisky ze soláru	3531	–	3641	–
Dohřev TV	908	–	947	–
Odběr TV	–	4308	–	4309
Ztráty - zásobník	–	125	–	146
Ztráty - rozvody	–	6	–	4
Ohřev vzduchu	–	–	–	129
Celkem	4439	4439	4588	4588

Tab. 5.34: Var. B3 - měsíční zisky ze solárních kolektorů [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	131	217	324	353	391	387	413	385	353	323	130	123
"s" ^b	129	219	333	382	419	389	411	388	376	340	135	121
rozdíl	-2	2	9	28	28	2	-3	3	22	17	5	-3

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem

Tab. 5.35: Var. B3 - měsíční potřeba tepla na vytápění [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
"bez" ^a	1973	1559	1137	444	134	0	0	0	0	543	1326	1870
"s" ^b	1969	1542	1100	381	95	0	0	0	0	481	1317	1868

^a"bez" inovativního vzduchotechnického systému; roční potřeba tepla na vytápění činí 8988 kWh

^b"s" inovativním vzduchotechnickým systémem; roční potřeba tepla na vytápění činí 8752 kWh

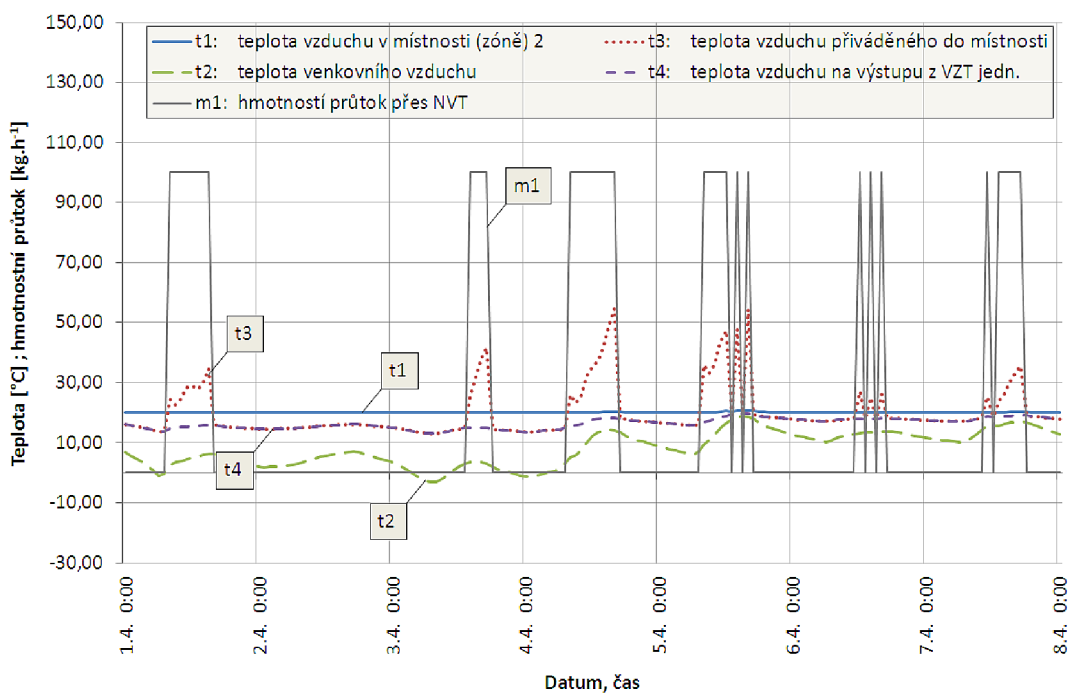
Tab. 5.36: Var. B3 - měsíční přenos tepla pomocí NVT [kWh].

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
NVT ^a	3	14	32	64	50	3	0	0	41	37	8	2

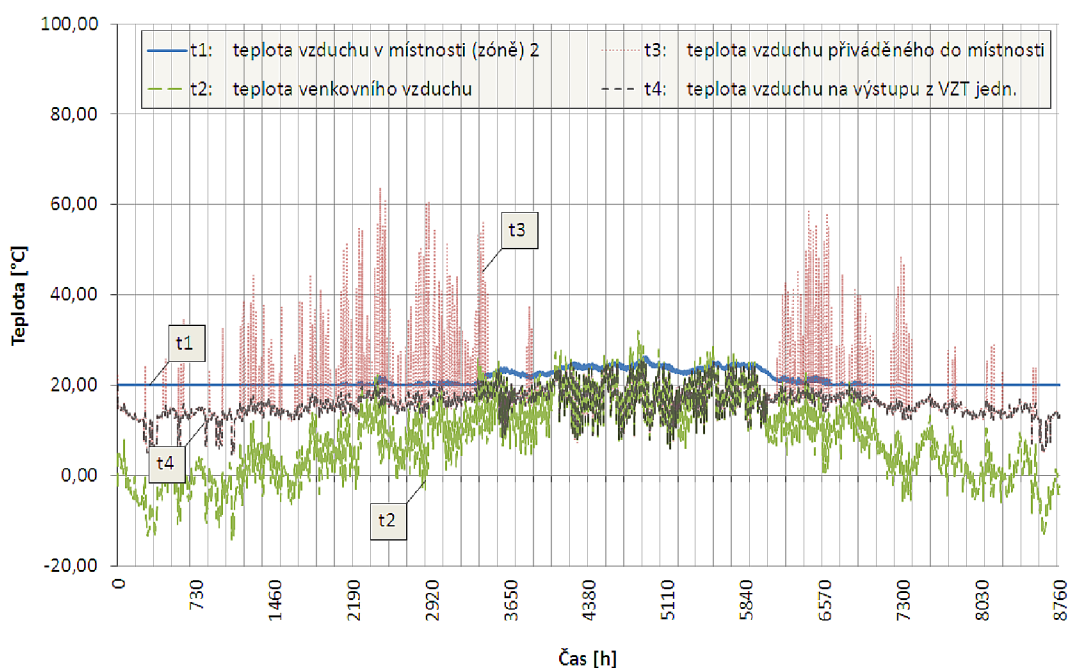
^aRoční přenos tepla NVT činí 252 kWh

Chování inovativního vzduchotechnického systému, můžeme sledovat v následujících grafech 5.30, 5.31. Grafy znázorňují následující veličiny: a) teplotu v místnosti 2, b) teplotu venkovního vzduchu, c) teplotu vzduchu přiváděného do místnosti, d)

teplotu vzduchu na výstupu ze vzduchotechnické jednotky a e) hmotnostní průtok přes nízkoteplotní výměník tepla.



Obr. 5.30: Var. B3 - průběh teplot v dubnu (chování iVZT systému)



Obr. 5.31: Var. B3 - průběh teplot během celého roku (chování iVZT systému)

5.2.6 Shrnutí výsledků

Teoretickými výpočty bylo zjištěno, jaké dodatečné tepelné zisky ze solárních kolektorů lze získat při instalaci inovativního vzduchotechnického systému. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 5.37.

Tab. 5.37: Shrnutí dodatečných solárních zisků při instalaci iVZT - pro různé domy a solární soustavy.

Varianta	Solární kolektory		Dodatečný sol. zisk [kWh]
A.1 ^a	plochý	4 m ²	49
A.2	plochý	6 m ²	56
A.3	vakuový	2 m ²	46
B.1 ^b	plochý	6 m ²	86
B.2	plochý	8 m ²	134
B.3	vakuový	4 m ²	129

^aVar. A - malý nízkoenergetický dům, s potřebou tepla na vytápění 2574 kWh/rok

^bVar. B - větší dvoupodlažní dům, s potřebou tepla na vytápění 8752 kWh/rok

5.2.7 Ekonomika provozu a návratnost

Za účelem posouzení ekonomiky provozu a návratnosti byla vybrána nejvyhodněnější z variant A.1, A.2, A.3, B.1, B.2, B.3 (tj. B.2) a ta byla následně vyhodnocena - viz níže.

Vyhodnocení vzduchotechnického systému 2 - var. B.2

Vstupní hodnoty

Doba životnosti projektu:	30 let
Investice do zařízení ¹ :	30.000,-
Diskont:	3 %
Roční náklady na údržbu ²	100,-
Úspora energie	134 kWh
Dodatečné spotřeba energie	5 kWh
Uvažovaná cena energie: ³	2,73664 Kč/kWh
Roční nárůst ceny energie	3 %
Roční nárůst ceny nákladů na údržbu	3 %

Vypočtené hodnoty

NPV - čistá hodnota projektu	-22646 Kč
Roční ekvív. finanční toky investice	-1155 Kč
Doba návratnosti je delší než doba životnosti zařízení.	

5.2.8 Dílčí závěry a doporučení

Ve variantách A.1, A.2, A.3, které byly počítány na malém nízkoenergetickém rodinném domku, bylo zjištěno, že pomocí inovativního vzduchotechnického systému (iVZT) je možno ze solárních kolektorů získat dodatečně 49, 56 a 46 kWh za rok, při potřebě na vytápění (bez iVZT) 2622 kWh za rok.

Ve variantách B.1, B.2, B.3, které byly počítány na dvoupodlažním dvougeneračním domě, bylo zjištěno, že pomocí iVZT je možno ze solárních kolektorů získat dodatečně 86, 134 a 129 kWh za rok, při potřebě tepla na vytápění (bez iVZT) 8988 kWh za rok.

Inovativní VZT systém byl posouzen z hlediska ekonomické návratnosti, a to pro nejvýhodnější variantu, tj. varianta B.2. Při uvažované pořizovací ceně 30.000,- a době návratnosti 30 let vyšla doba návratnosti delší než doba zařízení. V této konfiguraci a za těchto okrajových podmínek je tedy investice do tohoto zařízení nevýhodná a nelze ji tedy doporučit pro praxi.

V rámci dalšího výzkumu je možno ověřit chování systému pro větší větrací systém s menší účinností, příp. uvažovat jinou konfiguraci odběru tepelné energie pro větrací systémy. Takovým řešením může být samostatný okruh odběru tepla z akumulací nádob.

5.3 Větrací systém 3

Větrací systém 3 vychází z užitého vzoru [8], patentovaného Ing. Ivanem Cifrinem. Jedná se o systém větrání se zpětným získáváním tepla pomocí kapalinového okruhu s dvěma oddělenými výměníky tepla.

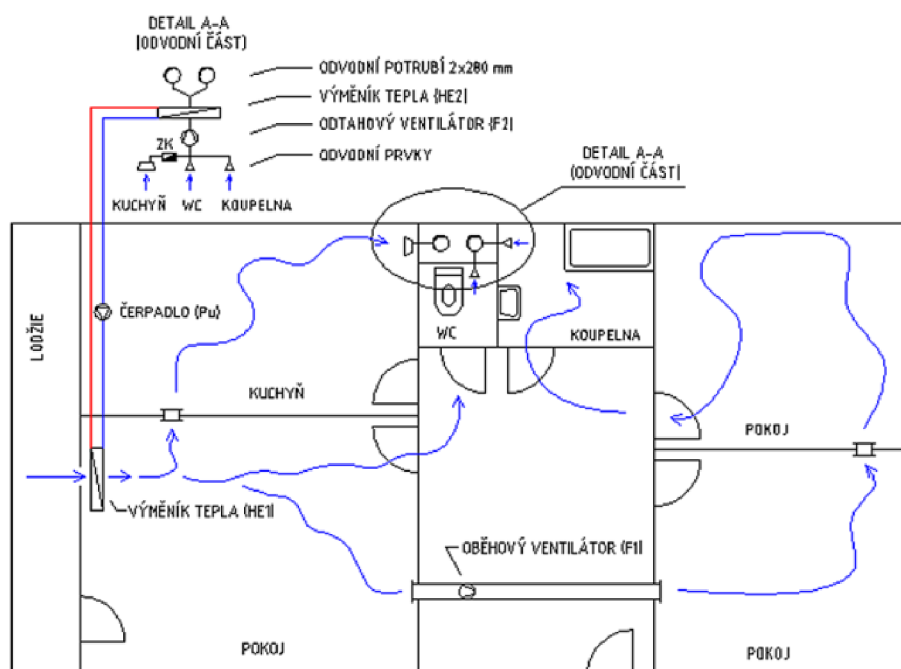
¹Odhadovaná investice do zařízení: 10.000,- výměník tepla, 3.000,- topenářské prvky (kohouty, teploměry, ...), 5.000,- trojcestný přepínací ventil se servopohonem, 7.000,- regulace, 5.000,- montáž.

²Drobná oprava 1x za 10 let, tj. 1.000,-/10 = 100,-/rok

³Elektřina, tarif přímotop - NT (20 hod.): 2,64314 Kč/kWh, VT (4 hod.): 3,20415 Kč/kWh; ceny energie převzaty ze stránek www.tzb-info.cz (sekce Tabulky a výpočty - "Porovnání nákladů na vytápění"); přepočtem přes vážený průměr dostaneme cenu el. energie 2,73664 Kč/kWh

5.3.1 Popis technického řešení

Větrací systém je navržen a určen převážně pro snadnou instalaci při rekonstrukci větrání bytových domů. Schéma větracího systému je na obrázku 5.32. Hlavní část větracího systému tvoří systém zpětného získání tepla (dále ZZT). Systém ZZT sestává ze dvou výměníků tepla, typu vzduch-voda (dále VT), vzájemně propojených kapalinovým okruhem. Jeden VT je umístěn v odvodní části, kde odebírá teplo z odváděného vzduchu. Teplo ze vzduchu je předáváno nemrznoucí kapalině, která je pomocí čerpadla transponována do druhého VT, umístěného na přívodu vzduchu. V odvodní části je umístěn ventilátor, který způsobuje v bytě podtlak. Vlivem podtlaku je přes "přívodní" VT nasáván čerstvý venkovní vzduch. Část vzduchu je vedena přímo k odvodní části. Provětrání zadnějších místností je zajištěno pomocí propojovacího potrubí s oběhovým ventilátorem. Transport vzduchu mezi jednotlivými místnostmi je možný díky netěsným dveřím a zvukově izolačním prvkům, zabudovaných ve zdech mezi jednotlivými místnostmi.



Obr. 5.32: Větrací systém 3 - schéma [14].

5.3.2 Popis matematického modelu

Základem výpočtu jsou vztahy pro výpočet výměníku tepla s konstantní účinností, výpočet potřeby tepla a výpočet potřeby elektrické energie. Výpočtové vztahy jsou matematicky popsány v kapitole 5.1.2.

5.3.3 Vlastní model systému

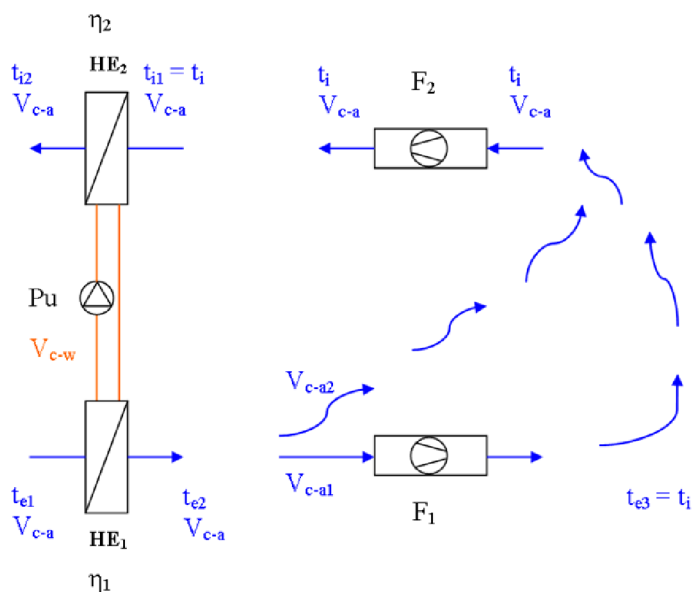
Výpočet energetických úspor větracího systému se zpětným získáváním tepla je proveden během otopného období v následujících třech variantách:

- A) zjednodušený numerický výpočet v programu Excel - 24hodinový denní větrací režim;
- B) numerický výpočet v programu Trnsys - 24hodinový denní větrací režim;
- C) numerický výpočet v programu Trnsys - 16hodinový denní větrací režim.

Ve variantě A je používáno s průměrnou teplotou venkovního vzduchu během otopného období 2,3 °C. Ve variantě B, C jsou použita hodinová meteorologická data pro Kuchařovice. Výpočet počítá, jaká je při objemovém průtoku vzduchu $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ potřeba tepla na větrání "bez" a "s" zpětným získáváním tepla pomocí navrženého systému.

Varianta A - zjednodušený výpočet v excelu, 24hodinový režim

Schéma větracího systému je zjednodušeně znázorněno na obrázku 5.33.



Obr. 5.33: Větrací systém 3 - zjednodušené schéma [14].

Popis jednotlivých prvků a veličin v obrázku 5.33:

- HE1, HE2 kompaktní výměník tepla (typ vzduch-voda), $\varepsilon = 0,75$;
- Pu čerpadlo, $P = 10 \text{ W}$;
- F1 ventilátor zajišťující přefuk vzduchu mezi místnostmi, $P_1 = 7 \text{ W}$;
- F2 odtahový ventilátor, $P_2 = 60 \text{ W}$.
- \dot{V}_{c-a} objemový průtok vzduchu (celkový), $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;

\dot{V}_{c-a1}	objemový průtok vzduchu (částečný), $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;
\dot{V}_{c-a2}	objemový průtok vzduchu (částečný), $70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;
\dot{V}_{c-W}	objemový průtok vody, $0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;
t_{e1}	teplota čerstvého venkovního vzduchu;
t_{e2}	teplota čerstvého venkovního vzduchu (za výměníkem HE1);
t_{e3}	teplota čerstvého venkovního vzduchu v zadní místnosti = t_i ;
t_i	teplota vnitřního vzduchu, $t_i = 20 \text{ °C}$;
t_{i1}	teplota vnitřního vzduchu na vstupu do výměníku HE2;
t_{i2}	teplota vnitřního vzduchu na výstupu z výměníku HE2.

Vstupní hodnoty:

Objemový průtok vzduchu:	$150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Počet dní v otopné sezóně (OS):	242
Počet hodin denně (kdy je větráno):	24
Průměrná teplota vzduchu během OS:	$2,3 \text{ °C}$
Hustota vzduchu:	$1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Měrná tep. kapacita vzduchu:	$1010 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Výpočet potřeby energie na větrání - bez zpětného získávání tepla (ZZT):

Tepelný tok:	$Q = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \cdot (t_i - t_e)$
Počet hodin provozu:	$H = 242 \cdot 24 = 5808 \text{ h}$
Potřeba tepla:	$Q_t = Q \cdot H = 968 \cdot 5808 = 5622144 \text{ Wh/rok} = 5622 \text{ kWh/rok}$
Potřeba el. energie:	$Q_e = P_2 \cdot H = 60 \cdot 5808 = 348480 \text{ Wh/rok} = 348 \text{ kWh/rok}$

Výpočet potřeby energie na větrání - se ZZT:

Celková účinnost výměníků:	$\varepsilon_{celk} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 = 0,75 \cdot 0,75 = 0,56$
Počet hodin provozu:	$H = 242 \cdot 24 = 5808 \text{ h}$
Potřeba tepla:	$Q_{t,red} = Q_t \cdot (1 - \varepsilon_{celk}) = 2474 \text{ kWh/rok}$
Potřeba el. energie:	$Q_e = (P + P1 + P2) \cdot H = 100 \cdot 5808 =$ $= 580800 \text{ Wh/rok} = 348 \text{ kWh/rok}$

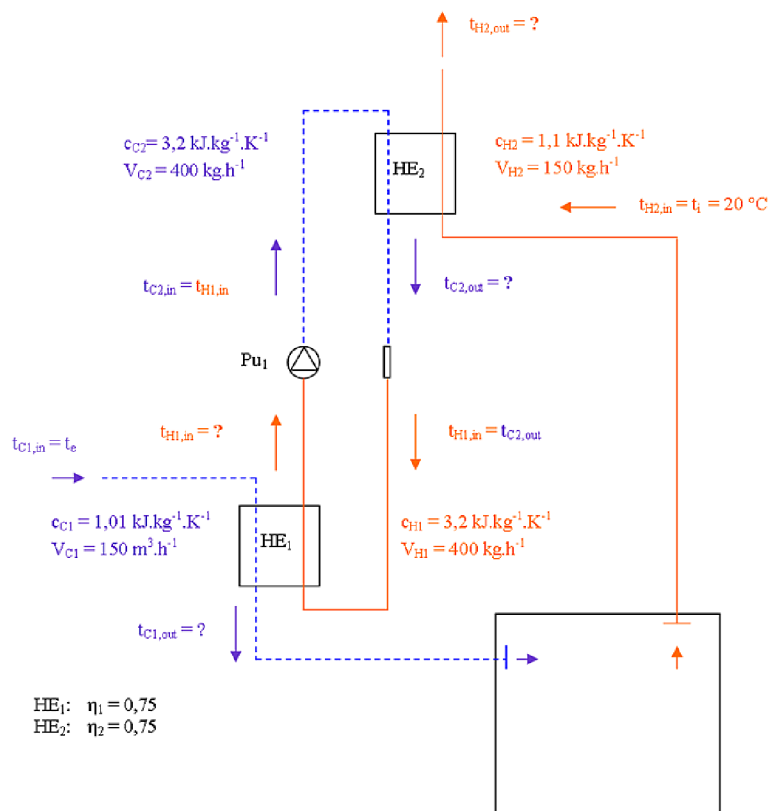
Výsledky výpočtu varianty A jsou shrnuty v tabulce 5.38.

Varianta B - výpočet v Trnsysu, 24-hodinový režim

Zjednodušené schéma systému, s popisem jednotlivých veličin, zadávaných do programu Trnsys, je uvedeno na obrázku 5.34. Propojení jednotlivých komponent v programu Trnsys je na obrázku 5.35.

Tab. 5.38: VZT systém 3, var. A - výsledky výpočtu

	bez ZZT	se ZZT
Potřeba tepla kWh · r ⁻¹	5622	2474
Potřeba elektřiny kWh · r ⁻¹	348	581



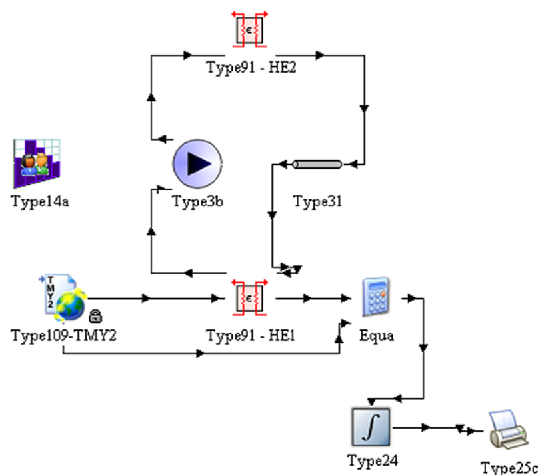
Obr. 5.34: Větrací systém 3 - vstupní data pro Trnsys [14].

Výpočet uvažuje s trváním otopného období od 1. září do 31. května (tj. 6552 hod.). Jsou použita hodinová meteorologická data ve formátu TMY pro Kuchařovice. Je zde počítáno potřeba tepla na větrání, tj. dohřev venkovního přiváděného vzduchu na pokojovou teplotu (20 °C).

Výpočet je proveden pro větrání bez a se zpětným získáváním tepla. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5.39.

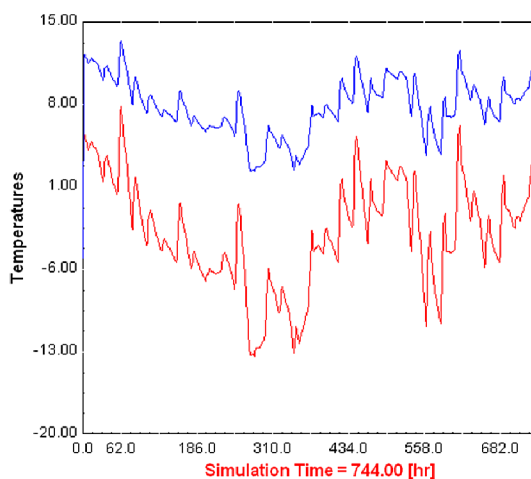
Tab. 5.39: VZT systém 3, var. B - výsledky výpočtu

	bez ZZT	se ZZT
Potřeba tepla kWh · r ⁻¹	5411	2882
Potřeba elektřiny kWh · r ⁻¹	393	655



Obr. 5.35: Větrací systém 3 - propojení komponent v Trnsysu [14].

Zajímavým údajem je také teplota vzduchu přiváděného do místnosti, tj. teplota za výměníkem HE1. Tuto teplotu reprezentuje horní křivka v grafu 5.36.



Obr. 5.36: Větrací systém 3 - průběh venkovní teploty a teploty vzduchu za výměníkem HE1 v lednu.

Varianta C - výpočet v Trnsysu, 24-hodinový režim

Výpočet uvažuje s trváním otopného období rovněž od 1. září do 31. května. V tomto modelu je uvažováno s tím, že větrání bude vypnuto během dne od 7:00 do 15:00 hod, tj. 8 hodin. -Vyjádříme-li doba větrání během otopného období, dostáváme 4320 hod.

Výpočet je proveden rovněž pro větrání bez a se ZZT. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5.40.

Tab. 5.40: VZT systém 3, var. C - výsledky výpočtu [14].

	bez ZZT	se ZZT
Potřeba tepla kWh · r ⁻¹	3638	1877
Potřeba elektřiny kWh · r ⁻¹	259	432

5.3.4 Shrnutí výsledků

Aby bylo výsledky možno snáze porovnat, jsou shrnuty do jedné tabulky - viz tab. 5.41

Tab. 5.41: VZT systém 3, shrnutí výsledků výpočtu

Varianta	Potřeba tepla kWh · r ⁻¹		Potřeba elektřiny kWh · r ⁻¹	
	bez ZZT	se ZZT	bez ZZT	se ZZT
A	5622	2474	348	581
B	5411	2882	393	655
C	3638	1877	259	432

Pro vyčíslení úspor energie budeme vycházet z výpočtů provedených v programu Trnsys, které by měly být přesnější. Pro porovnání si označme jednotlivé verze např. "Srovnání I" (tj. větrání 24 hodin denně) a "Srovnání II" (tj. větrání 16 hodin denně).

Srovnání I

Úspora tepelné energie = 2882 - 5411 = -2529 kWh · r⁻¹

Dodatečná el. energie = 655 - 393 = 265 kWh · r⁻¹

Srovnání II

Úspora tepelné energie = 1877 - 3638 = -1761 kWh · r⁻¹

Dodatečná el. energie = 432 - 259 = 173 kWh · r⁻¹

5.3.5 Ekonomika provozu a návratnost

Vzhledem k zajímavých výsledkům chování systému byla ekonomika provozu a návratnosti posouzena pro různé vstupní podmínky; ty jsou následující:

Verze	Pořizovací náklady	Náklady na údržbu	Palivo na vytápění
EKO-1	dražší	levnější	elektřina - přímotop

EKO-2	dražší	levnější	zemní plyn - kondenz. kotel
EKO-3	dražší	levnější	teplo z CZT
EKO-4	levnější	dražší	elektrina - přímotop
EKO-5	levnější	dražší	zemní plyn - kondenz. kotel
EKO-6	levnější	dražší	teplo z CZT

Odhadované pořizovací náklady - dražší: 2 x 10.000,- výměníky tepla, 8.000,- topenařské prvky (čerpadlo, kohouty, teploměry, expanzní nádoba, ...), 2.000,- nemrznoucí kapalina, 5.000,- montáž. Celkem 35.000,-

Odhadovaná pořizovací náklady - levnější: 2 x 2.500,- výměníky tepla ², 6.000,- topenařské prvky (čerpadlo, kohouty, teploměry, expanzní nádoba, ...), 1.000,- nemrznoucí kapalina, 5.000,- montáž. Celkem 17.000,-

Roční náklady na údržbu - dražší: Výměna nemrznoucí kapaliny 1x za 10 let, tj. 1.000,-/10 = 100,-/rok, výměna čerpadla a expanzní nádoby 1x za 15 let, tj. 6.000,-/15 = 400,-/rok, výměna výměníků tepla 1x za 10 let, tj. 5.000,-/10 = 500,-/rok. Celkem 1.000,-/rok.

Roční náklady na údržbu - levnější: Výměna nemrznoucí kapaliny 1x za 10 let, tj. 1.000,-/10 = 100,-/rok, výměna čerpadla a expanzní nádoby 1x za 15 let, tj. 6.000,-/15 = 400,-/rok. Celkem 500,-/rok.

Cena elektřiny: - tarif přímotop - NT (20 hod.): 2,64314 Kč/kWh, VT (4 hod.): 3,20415 Kč/kWh; ceny energie převzaty ze stránek www.tzb-info.cz (sekce Tabulky a výpočty - "Porovnání nákladů na vytápění"); přepočtem přes vážený průměr dostaneme cenu el. energie 2,73664 Kč/kWh,

Cena zemního plynu: - 1,30506 Kč/kWh - cena energie převzata ze stránek www.tzb-info.cz (sekce Tabulky a výpočty - "Porovnání nákladů na vytápění").

Cena tepla z CZT pro Brno: - 667,9 Kč/GJ, tj. 2,40288 Kč/kWh - cena energie platná k 24. 1. 2013, převzata ze stránek <http://energostat.cz/ceny-tepla-v-cr.html>.

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-1

Vstupní hodnoty

Doba životnosti projektu:	30 let
Investice do zařízení:	35.000,-
Diskont:	3 %
Roční náklady na údržbu:	500,-
Úspora tepla/dodatečná el. energie [kWh]:	3148/233 kWh - var. A 2529/262 kWh - var. B

²předpokládá se využití vlásečnicových výměníků tepla - viz experimentální část - měření vlásečnicových výměníků tepla

	1761/173 kWh - var. C
Uvažovaná cena el. energie:	2,73664 Kč/kWh
Roční nárůst ceny energie:	3 %
Roční nárůst ceny nákladů na údržbu:	3 %

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	182.748,-	131.136,-	77.049,-
Roční ekvív. finanční toky investice [Kč]	9.324,-	6.690,-	3.931,-
Doba návratnosti [roky]	5	6	9
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	5	7	10
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	24	19	13

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-2

Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty stejné jako v EKO-1, s následujícím rozdílem:

Uvažovaná cena tepla:	1,30506 Kč/kWh
-----------------------	----------------

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	51505,-	25.699,-	3.563,-
Roční ekvív. finanční toky investice [Kč]	2.628,-	1.311,-	182,-
Doba návratnosti [roky]	11	14	20
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	13	18	28
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	10	7	4

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-3

Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty stejné jako v EKO-1, s následujícím rozdílem:

Uvažovaná cena tepla:	2,40288 Kč/kWh
-----------------------	----------------

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	152.165,-	106.553,-	59.893,-
Roční ekvív. finanční toky investice [Kč]	7.763,-	5.436,-	3.056,-
Doba návratnosti [roky]	6	7	10
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	6	8	12
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	21	17	11

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-4

Vstupní hodnoty

Doba životnosti projektu:	30 let
Investice do zařízení:	17.000,-
Diskont:	3 %
Roční náklady na údržbu:	1.000,-
Úspora tepla/dodatečná el. energie [kWh]:	3148/233 kWh - var. A 2529/262 kWh - var. B 1761/173 kWh - var. C
Uvažovaná cena el. energie:	2,73664 Kč/kWh
Roční nárůst ceny energie:	3 %
Roční nárůst ceny nákladů na údržbu:	3 %

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	186.184,-	134.573,-	80.456,-
Roční ekvív. finanční toky investice [Kč]	9.499,-	6.866,-	4.105,-
Doba návratnosti [roky]	3	4	5
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	3	4	6
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	44	34	23

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-5

Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty stejné jako v EKO-4, s následujícím rozdílem:

Uvažovaná cena tepla:	1,30506 Kč/kWh
-----------------------	----------------

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	54.942,-	29136,-	7.000,-
Roční ekviv. finanční toky investice [Kč]	2.803,-	1.486,-	357,-
Doba návratnosti [roky]	7	10	17
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	8	12	22
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	17	11	5

Ekonomika vzduchotechnického systému 3 - EKO-6

Vstupní hodnoty

Vstupní hodnoty stejné jako v EKO-1, s následujícím rozdílem:

Uvažovaná cena tepla: 2,40288 Kč/kWh

Vypočtené hodnoty

	var. A	var. B	var. C
NPV - čistá hodnota projektu [Kč]	155.602,-	109.990,-	63.330,-
Roční ekviv. finanční toky investice [Kč]	7.939,-	5.612,-	3.231,-
Doba návratnosti [roky]	3	4	6
Diskontovaná doba návratnosti [roky]	3	5	7
IRR - vnitřní výnosové procento [%]	38	29	19

5.3.6 Dílčí závěry a doporučení

Ve variantě A, B, C bylo zjištěno, že navržený systém ZZT dokáže v otopném období, při objemovém průtoku větracího vzduchu $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, uspořit 3148, 2529 a 1761 kWh tepelné energie, při nárůstu potřeby elektrické energie 233, 262 a 173 kWh.

Všechny varianty (A, B, C) byly vyhodnoceny z hlediska ekonomické návratnosti vložených investic, a to, vzhledem k zajímavým výsledkům, pro 6 různých okrajových podmínek (EKO-1 - EKO-3 - dražší pořizovací náklady, levnější náklady na údržbu, palivo na vytápění - elektřina, zemní plyn, teplo z CZT; var. EKO-4 - EKO-6 - levnější pořizovací náklady, dražší náklady na údržbu, palivo na vytápění - elektřina, zemní plyn, teplo z CZT). Tzn. celkem se získalo 18 verzí návratnosti systému. Při okrajových podmínkách "EKO-1" vychází doba návratnosti 5, 6 a 9 let (var. A, B, C), při "EKO-2" 11, 14 a 20 let, při "EKO-3" 6, 7 a 10 let, při "EKO-4" 3, 4 a 5 let, při "EKO-5" 7, 10 a 17 let, při "EKO-6" 3, 4 a 6 let.

Vzledem k uvažované době životnosti zařízení 30 let je možno říci, že za všech, zde uvedených, okrajových podmínek se systém vyplatí realizovat.

Předmětem dalšího výzkumu bude výzkum jednotlivých částí (zejména výměníků tepla), realizace a měření systému v laboratorních, a následně reálných, podmínkách.

Poděkování:

Výzkum systému 3 byl podporován projektem specifického výzkumu VUT v Brně č. 912, FAST-S-11-29: Větrání bytových domů s využitím odpadní energie.

5.4 Experimentální měření kompaktního výměníku tepla

V rámci experimentálního měření byl v Brně, na Fakultě stavební, Ústavu technických zařízení budov, vybudován měřicí úsek, sloužící k měření účinnosti nízkoteplotních výměníků tepla ³.

Následně byl vybrán vhodný kompaktní (nízkoteplotní) výměník tepla a experimentálně změřena jeho energetická účinnost a ostatní parametry.

5.4.1 Měřicí trať

Měřicí úsek umožňuje měření jednotlivých parametrů nízkoteplotních výměníků tepla, typu vzduch - voda. Přívod vzduchu je zajištěn pomocí centrální vzduchotechnické jednotky, ve které lze měnit teplotu a objemové průtoky vzduchu. Přívod vody je zajištěn napojením na rozdělovač a sběrač (ohřev vody pomocí plynového kotle). Pomocí regulačního ventilu je možno regulovat teplotu a průtok vody. Lze měřit jednotlivé veličiny a on-line zobrazit v počítači. Měřicí úsek umožňuje provést termovizní měření výměníku tepla.

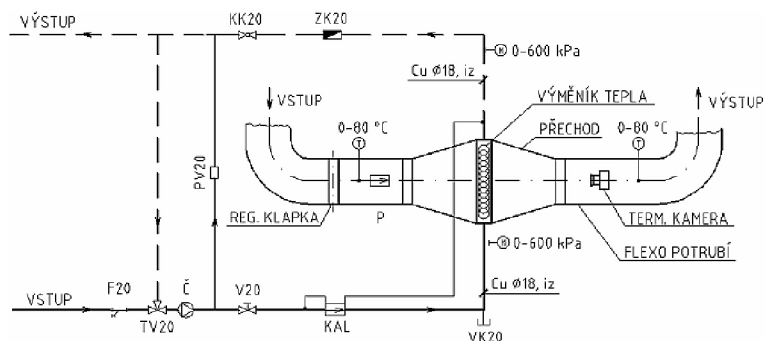
5.4.2 Výběr vhodného výměníku tepla

Jako nízkoteplotní výměník tepla byl zvolen kompaktní výměník tepla s velkou teplosměnnou plochou na straně vzduchu. Fotografie výměníku tepla je na obrázku 5.38(a) a 5.38(b).

5.4.3 Výsledky měření výměníku tepla

U výměníku tepla byly měřeny jeho tepelné parametry (a následně dopočtena energetická účinnost) a tlaková ztráta na straně vzduchu a na straně vody.

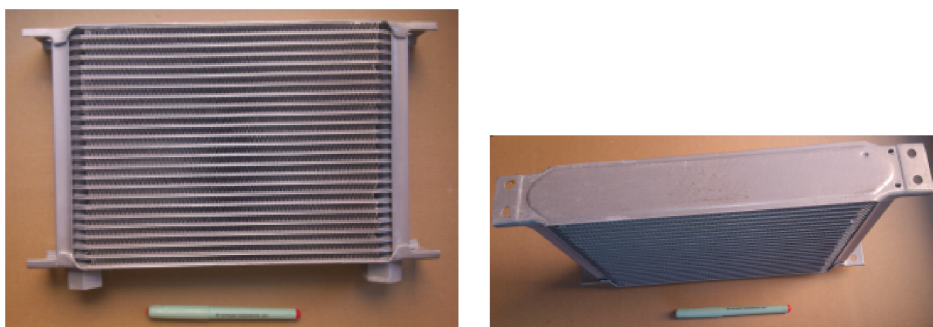
³Měřicí úsek byl vybudován v rámci grantu "FRVŠ 1986/2008/G1 - Měření účinnosti nízkoteplotního výměníku tepla". Řešitel - Ing. Pavel Adam, spoluřešitelé - Ing. Lucie Hořínková, Doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.



LEGENDA ZNAČENÍ:

F - FILTR SÍŤOVÝ	P - PRŮTOKMĚR
TV - TERMOSTATICKÝ SMĚŠOVACÍ VENTIL	T - TEPLOMĚR
Č - OBĚHOVÉ ČERPADLO WIL0-Star-RS20/4	M - MANOMETR
V - REGULAČNÍ VENTIL	ZK - ZPĚTNÁ KLAPKA
KAL - KALORIMETR	KK - KULOVÝ KOHOUT
VK - VYPOŠŤEČÍ KOHOUT	PV - PŘEPOUŠŤEČÍ VENTIL

Obr. 5.37: Měřící úsek.



(a) Pohled shora

(b) Pohled z boku

Obr. 5.38: Kompaktní výměník tepla (a), (b)

Tepelné parametry VT

Stanovení tepelných parametrů VT a energetické účinnosti probíhalo v následujících krocích:

- Změření teplotních parametrů pro různé provozní podmínky.
- Stanovení energetické účinnosti pro různé provozní podmínky; vynesení do grafu.
- Dopočet teplotních parametrů pro ostatní provozní podmínky; sestavení tabulek.

ad a) Teplotní parametry výměníku tepla pro různé provozní podmínky:

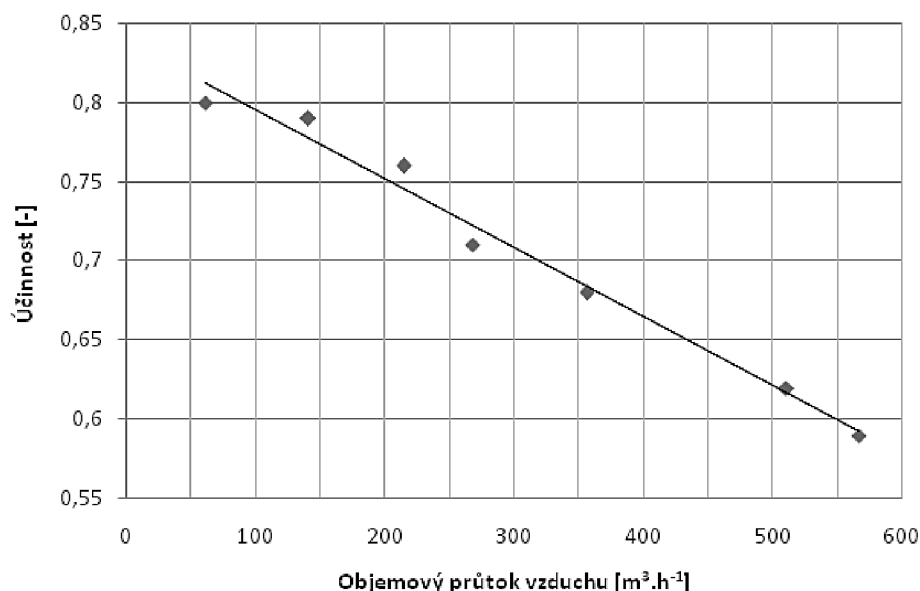
Výsledky měření teplotních parametrů pro různé provozní podmínky jsou na ukázkou uvedeny v tabulce 5.42; podrobněji v příloze C.1.

Tab. 5.42: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 60 a 140 m³ · h⁻¹

vzduch		voda		vzduch		voda	
(60 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)		(140 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)	
t _i [°C]	t _o [°C]	t _i [°C]	t _o [°C]	t _i [°C]	t _o [°C]	t _i [°C]	t _o [°C]
26,5	12,3	8,4	10,0	26,5	14,9	10,3	12,6
26,5	12,1	8,4	9,9	26,5	14,4	10,4	12,4

ad b) Stanovení energetické účinnosti pro různé provozní podmínky:

Na základě naměřených hodnot tepelných parametrů VT byla pomocí vztahů uvedených v kap. 5.1.2 stanovena energetická účinnost pro různé provozní podmínky. Vypočtené hodnoty energetické účinnosti byly vyneseny do grafu (viz obr. 5.39) a následně proloženy lineární funkcí.



Obr. 5.39: Účinnost výměníku tepla při různých podmínkách.

ad c) Dopočet teplotních parametrů pro ostatní provozní podmínky:

Z grafu energetické účinnosti výměníku tepla byla odečtena účinnost pro hodnoty 100, 200 a 300 m³ · h⁻¹. Byly dopočteny zbývající tepelné parametry VT a následně vyneseny do grafu. Ukázka tabulkových hodnoty je v tab. 5.43; podrobněji v příloze C.2.

Tab. 5.43: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

	t_i (voda) [°C]					
	6	8	10	12	14	16
t_i (vzduch) [°C]	t_o (vzduch) [°C]					
-16	1,5	3,1	4,7	6,3	7,9	9,5
-14	1,9	3,5	5,1	6,7	8,3	9,9

Tlaková ztráta VT

Tlaková ztráta byla změřena na straně vzduchu a na straně vody. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5.44.

Tab. 5.44: Tlaková ztráta VT

strana vzduchu		strana vody	
\dot{V} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	Δp [Pa]	\dot{V} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	Δp [kPa]
100	< 1	0,2	8
150	< 1	0,3	10
200	1	0,4	11
250	2	0,5	14
300	2	-	-
350	3	-	-

5.5 Experimentální měření vlásečnicových výměníků tepla

Měření vlásečnicových výměníků tepla probíhá na Fakultě stavební, Vysokého učení technického v Brně, od října 2012, ve spolupráci s Fakultou strojního inženýrství, Vysokého učení technického v Brně, v rámci projektu "OP Výzkum a vývoj pro inovace: VUT Energetické zdroje, CZ.1.05/3.1.00/13.0274".

5.5.1 Optimalizace měřící trati

Měřící trať realizovaná v rámci projektu FRVŠ (viz 5.4.1) byla z velké části předělána a optimalizována - dodatečné napojení na odvod vzduchu, přímé napojení na zdroj

tepla a chladu, doplnění směšovacího uzlu a regulátoru průtoku na straně vody, doplnění regulační clony (za účelem měření objemového průtoku) na straně vzduchu, kalibrace čidel. Výsledná podoba optimalizované měřicí trati je na obrázku 5.40. Měřicí trať je přes ústřednu Almemo napojena do počítače, kde je možno on-line zaznamenávat každou vteřinu následující veličiny:

Strana vzduchu:

- teplota - přívod, vrat
- relativní vlhkost - přívod, vrat
- statický a celkový tlak - před a za výměníkem
- statický tlak - před a za regulátorem průtoku

Strana vody:

- teplota - přívod, vrat
- hmotnostní průtok
- tlak - před a za výměníkem

Z naměřených hodnot je následně vypočten výkon a tlaková ztráta na straně vody a na straně vzduchu.



Obr. 5.40: Měřicí úsek - optimalizovaný.

5.5.2 Měření výměníků tepla

Pro zimní období bylo měřeno následujících 6 výměníků tepla:

- Výměník tepla 1 se třemi svazky rovných vláken - viz obr. 5.41(a).
- Výměník tepla 2, 3, 4 s jedním, dvěma a třemi svazky načechraných vláken - viz obr. 5.41(b), kde je jeden načechraný svazek; svazky byly umístěny ve stejném boxu jako u výměníku 1.

- Výměník tepla 5 se třemi svazky načechraných vláken umístěných, a vzájemně propojených, ve třech plastových trubkách - viz obr. 5.41(c).
- Výměník tepla 6 se čtyřmi svazky rovných vláken, vzájemně rozložených po profilu - viz obr. 5.41(d).

Pro letní období se v současné době připravuje měření následujícího VT:

- Výměník tepla 7 s rovnými vlákny - viz obr. 5.42(a) a 5.42(b).

5.5.3 Výsledky měření

Pro zimní období bylo u všech šesti výměníků tepla provedeno kompletní měření na straně vzduchu a vody pro různé teploty a objemové průtoky. Následně byly dopočteny výkony a tlakové ztráty na straně vzduchu a vody. Byla spočtena účinnost výměníku tepla při různých objemových průtocích. Na základě této účinnosti byly dopočteny výkony a tlakové ztráty výměníků tepla při vstupních parametrech srovnatelných s konkurencí a vzájemně porovnány.

Výsledky z měření vlásečnicových výměníků tepla budou publikovány v zahraničních časopisech, nebudou zde tedy plně zveřejněny.

Pro udělení si představy, jsou zde výsledky uvedeny alespoň řádově pro jedny vstupní parametry (teploty a objemové průtoky vzduchu a vody). Rovněž jsou zde uvedeny parametry výměníku tepla konkurence (běžný výměník z hliníku a mědi).

Vstupní hodnoty:

- vstupní teplota vody: 60 °C;
- objemový průtok vody: 130 l/hod;
- vstupní teplota vzduchu: 0 °C;
- objemový průtok vzduchu: 355 m³ · h⁻¹;

Konkureční běžný kompaktní výměník tepla (Typ MBW 160, fa Elektrodesign vent.):

- tlaková ztráta na straně vody: 2 kPa;
- tlaková ztráta na straně vzduchu: 26 Pa;
- výkon výměníku: 3 kW.

Vlásečnicové výměníky tepla (výměník 1 - 6):

- tlaková ztráta na straně vody: 7,9 - 11,6 (27,2 u jednoho z výměníků) kPa;
- tlaková ztráta na straně vzduchu: 11,4 - 17,7 (254,7 u jednoho z výměníků) Pa;
- výkon výměníků: 2,5 - 4,1 kW.
- účinnost výměníků: 0,38 - 0,63

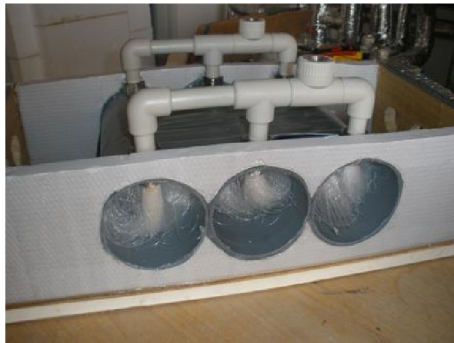
Pro letní období je na měření připravován výměník 7.



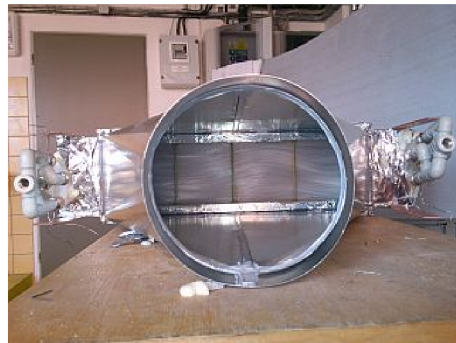
(a) Výměník 1



(b) Výměník 2 (1 svazek), 3 (2 svazky),
4 (3 svazky)



(c) Výměník 5



(d) Výměník 6

Obr. 5.41: Vlasečnicové výměníky tepla (a), (b), (c), (d) - měřeno pro zimní období



(a) Výměník 7 - neopláštěný

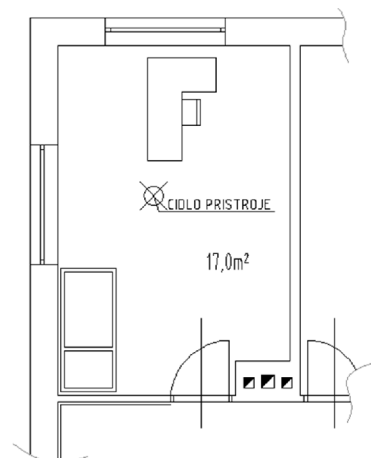


(b) Výměník 7 - opláštěný

Obr. 5.42: Vlasečnicové výměníky tepla (a), (b) - plánované měření pro letní období

5.6 Měření CO₂ v rodinném domě

Měření CO₂ bylo provedeno v jednom z pokojů zděného rodinného domu z 90. let, bez větracího systému. Pokoj byl spojen s dalšími dvěma pokoji nětesnými dveřmi. Okna byla zdvojená dřevěna, těsněná kovovými pásy (kovotěs). Dispozice pokoje a umístění čidla je na obrázku 5.43; výsledky z měření na obrázku 5.44. K měření CO₂, teploty a relativní vlhkosti byl použit přístroj Testo 435-4, se sondou IAQ a datalogger Comet. Větráno bylo pouze příležitostně; otevřením okna o ploše 1,54 m². Časový harmonogram větrání je uveden v tabulce 5.45.

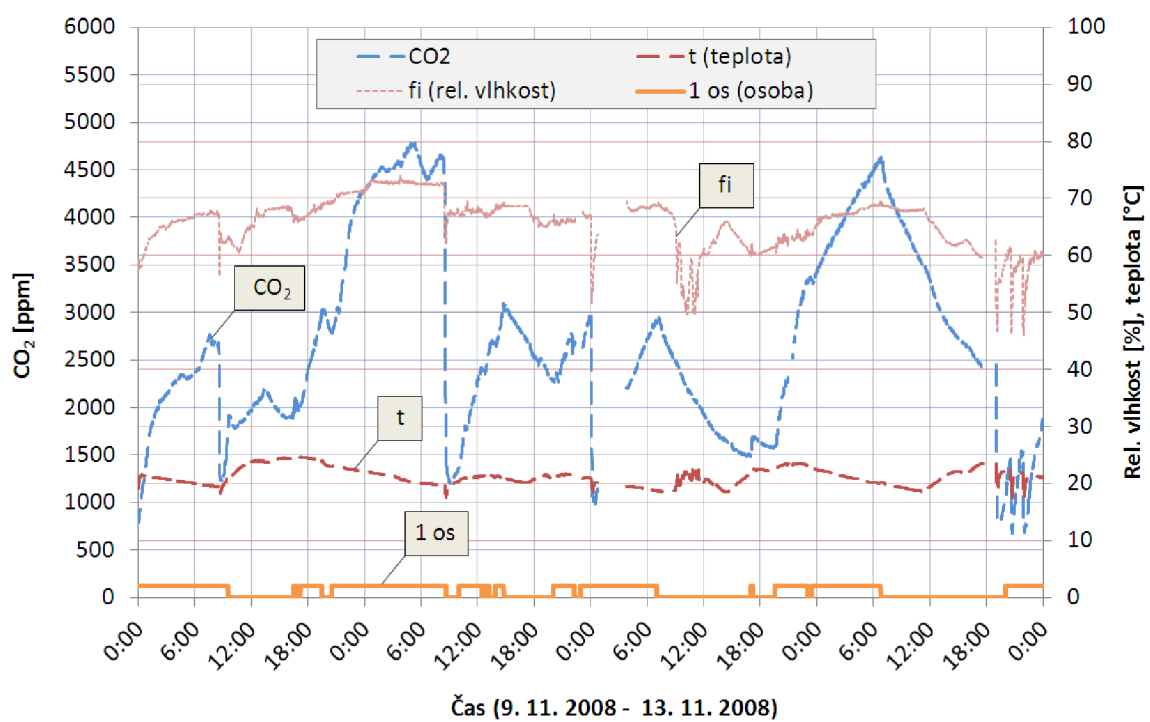


Z výsledků je patrné, že koncentrace CO₂ překračuje mnohonásobně maximální dovolenou hodnotu oxidu uhličitého.

Obr. 5.43: Umístění čidla CO₂ v pokoji

Tab. 5.45: Časový harmonogram větrání

Datum	Čas větrání	Venkovní teplota
9.11.2008	Nevětráno	-
10.11.2008	8:30 – 8:40	6,6 °C
11.11.2008	0:02 – 0:11	7,6 °C
12.11.2008	19:00 – 19:10	7,8 °C
	20:32 – 20:42	7,7 °C
	21:50 – 22:00	7,5 °C



Obr. 5.44: Průběh koncentrace CO₂, relativní vlhkosti a teploty během dne.

6 ZÁVĚR

Na základě rozboru dané problematiky, a v průběhu studia, byly formulovány cíle práce - viz kapitola 3. Jedná se o teoretický výzkum tří vzduchotechnických systémů, experimentální měření kompaktních výměníků tepla (jako součást všech tří systémů) a kvality vzduchu uvnitř rodinného domu v zimním období. Podrobně jsou výsledky řešení uvedeny v kapitole 5, kde u každého ze vzduchotechnických systémů je provedeno shrnutí výsledků a formulovány dílčí závěry.

Z výsledků je zřejmé, že u *prvního vzduchotechnického systému*, a to využití kapalínového zemního výměníku jako zdroj energie pro předehřev/ochlazení čerstvého přiváděného vzduchu, je možno dosáhnout energetických úspor. Ty se v zimním období, při objemovém průtoku vzduchu $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, a uvažované teplotě zeminy 4 a 8 °C, pohybují v rozmezí 227 - 359 kWh, při nárůstu potřeby elektrické energie o 6 kWh. V letním období pak 17 - 38 kWh, při nárůstu potřeby elektrické energie o 8 kWh. Vzhledem k uvažované pořizovací ceně 40.000,- jsou zisky poměrně malé a při uvažované životnosti systému 100 let se investice do zařízení nevrátí.

Velmi zajímavým se zdál být *vzduchotechnický systém 2*, proto byl patentově chráněn formou užitého vzoru. Jedná se kombinaci vzduchotechnického a solárního systému, který je propojen pomocí nízkoteplotního výměníku tepla, umístěném v solárním okruhu. Tento výměník je umístěn v solárním systému mezi akumulací nádobou a solárními kolektory a za vhodných podmínek jím protéká solární kapalina. K ověření účinnosti systému byla provedena řada počítačových simulací v počítačovém programu Trnsys. Ten je určen k modelování dynamického chování technických zařízení budov. Byly podrobně definovány 2 objekty (malý nízkoenergetický dům a větší dvoupodlažní dům) a u každého z nich 3 varianty solárního systému - ploché kolektory - 2 různé plochy kolektorového pole a velikost akumulací nádoby a vakuové kolektory. Ukázalo se, že systém funguje podle předpokladu, nicméně energetické zisky jsou, k velkému zklamání, poměrně malé. U nízkoenergetického domu jsou u jednotlivých variant energetické zisky 49, 59 a 46 kWh za rok (při roční potřebě tepla na vytápění 2622 kWh). U dvoupodlažního domu jsou energetické zisky 86, 134 a 129 kWh. Při uvažované pořizovací ceně 30.000,-, životnosti 30 let, a srovnání s vytápění elektrickou energií, vychází návratnost delší než doba životnosti zařízení.

Ve třetím případě, *vzduchotechnický systém 3*, se jedná o systém bytového větrání, navržený ing. Ivanem Cifřincem. Jedná se o kapalínový okruh se dvěma kompaktními výměníky tepla, umístěnými na odvodu (odebrání energie) a přívodu (předání energie) čerstvého větracího vzduchu. Výsledky ukazují, že při objemovém průtoku vzduchu $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ lze, oproti větrání bez zpětného získávání tepla, v zimním období uspořit 1761 - 3148 kWh energie (16-hod a 24-hod provoz), při nárůstu po-

třeby elektrické energie 173 - 262 kWh. Vzhledem k těmto pozitivním výsledkům byl proveden výpočet ekonomické návratnosti pro 6 variant (různý druh energie na ohřev, cena, typy výměníků, atd.). Doba návratnosti systému se pohybuje v rozmezí 5 - 20 let. Životnost je uvažována 30 let.

V rámci experimentálního výzkumu byl vybudován měřicí úsek v laboratoři Fakulty stavební v Brně, Ústavu technických zařízení budov, umožňující měřicí účinnosti, a ostatních parametrů, výměníků tepla. Následně proběhlo experimentální měření kompaktního výměníku tepla z běžných materiálů (ocel, hliník, měď). Ukázalo se, že vybraný výměník je vhodný pro instalaci v navržených systémech. Jeho účinnost se pohybuje v rozmezí 58 % - 82 % (při obj. průtocích vzduchu 570 - 55 m³ · h⁻¹), s tlakovou ztrátou na straně vody 8 - 14 kPa, na straně vzduchu 1 - 10 Pa.

Měřicí úsek byl optimalizován v rámci projektu č. CZ.1.05/3.1.00/13.0274 VUT Energetické zdroje. Následně byly měřeny, ve spolupráci s prof. Raudenským z Fakulty strojního inženýrství v Brně (vývoj, výroba), různé vlasečnicové výměníky tepla. Jejich účinnost se pohybuje v rozmezí 38 - 63 % (při obj. průtocích vzduchu 300 - 900 m³ · h⁻¹). Tlaková ztráta na straně vody je 7,9 - 11,6 kPa, na straně vzduchu 11,4 - 17,7 Pa. Výměníky jsou nadáleny vyvíjeny a optimalizovány.

Výsledky z měření CO₂ v rodinném době ukazují, že větrání místnosti (cca 20 m², s jednou osobou) otevíráním okna (cca 10 min 2x za noc), je nedostatečné. Hodnoty koncentrace CO₂ se blíží k hodnotě 5000 ppm. Přitom max. povolená hodnota, definovaná Pettenkoferovým kritériem, je 1200 ppm.

6.1 Význam pro praxi

V dnešní době je v ČR malé procento bytů a rodinných domů, které jsou vybaveny účinným vzduchotechnickým systémem se zpětným získáváním tepla a využívajících nízkoteplotních/obnovitelných zdrojů energie. Potřeba zajištění účinné výměny vzduchu v budovách je stále podceňována.

Tato dizertační práce se zabývá třemi vzduchotechnickými systémy (VZT - 1, 2, 3¹), kde u všech je proveden teoretický výpočet ročního provozu. Experimentálně jsou měřeny běžné a vlásečnicivé výměníky tepla a kvalita vzduchu z pohledu CO₂ v rodinném domě. Přínosy pro praxi jsou následující:

- VZT - 1, 2, 3 - je sestaven výpočtový model systému, umožňující praktický výpočet energetické náročnosti systému pro různé okrajové podmínky.
- VZT - 1, 2, 3 - pro definované okrajové podmínky je spočten roční energetický přínos a ekonomická návratnost investice.
- VZT - 1, 2, 3 - jsou definovány závěry, vyplývající z výsledků výpočtu. Ty přispějí k rozhodnutí při volbě VZT systému a jeho optimálního návrhu.
- V laboratoři na Fakultě stavební, Ústav technických zařízení budov je zrealizován a optimalizován funkční měřicí úsek, umožňující měření výkonu a tlakových ztrát kompaktních výměníků tepla.
- Experimentálně změřen, s následným vyhodnocením naměřených hodnot, výměník tepla z běžných materiálů (ocel, hliník, měď). Tento výměník tepla může být použit ve vzduchotechnických systémech.
- Experimentálně změřeny, s následným vyhodnocením naměřených hodnot, 7 typů vlásečnicových výměníků tepla. Tyto výměníky by v budoucnu mohly najít uplatnění v řadě technických prvků/zařízení (ohřívače, chladiče, fan-coily, otopná tělesa, atd.)
- Experimentálně změřena kvalita vzduchu z pohledu CO₂ v rodinném domě, která přispěje k lepšímu návrhu vzduchotechnických zařízení a úspoře energie.

Všechny dosažené výsledky byly prezentovány v časopisech a na seminářích. Závěry z řešených úloh poslouží projektantům ke kvalitnímu návrhu VZT systémů a jejich provozu, což povodě k výrazným úsporám energie. Velkým přínosem pro praxi je již zmíněný optimalizovaný měřicí úsek, určený k měření výměníků tepla. Ten je již v současné době bohatě využíván pro řadu praktických měření. Byly zde měřeny 2 nové typy fan-coilů a v současné době probíhá měření vlásečnicových výměníků tepla a vývoj nového typu otopného tělesa.

¹VZT - 1 - systém s kapalinovým zemním výměníkem tepla, VZT - 2 - vzduchotechnický systém, využívající přebytek tepla ze solárního systému, VZT - 3 - systém bytového větrání se zpětným získáváním tepla pomocí dvou výměníků tepla, vzájemně propojených kapalinovým okruhem

6.2 Význam pro rozvoj vědního oboru a možnosti dalšího výzkumu

V rámci dizertační práce byly podrobně řešeny 3 vzduchotechnické systémy, využívající nízkoteplotních/obnovitelných zdrojů energie. Výsledky práce byly publikovány na konferencích, v časopisech a formou užitečného vzoru - viz kap. C.2. Publikované práce (schémata, matematické a počítačové modely, výsledky, ...) poslouží jako podklad pro další výzkum vzduchotechnických systémů s využitím nízkoteplotních (a) obnovitelných zdrojů energie.

V laboratoři na Fakultě stavební, Vysokého učení technického v Brně byl, v rámci projektu FRVŠ 1986/2008/G1, realizován měřicí úsek, umožňující měření kompaktních výměníků tepla. Proběhlo měření kompaktního výměníku tepla z běžných materiálů (měď, ocel, hliník). V rámci projektu č. CZ.1.05/3.1.00/13.0274 VUT Energetické zdroje byl měřicí úsek optimalizován a proběhlo měření 7 typů vlásečnicových výměníků tepla. Tyto výměníky jsou vyvíjeny na Fakultě strojního inženýrství, Vysokého učení technického v Brně, pod vedením prof. Raudenského. Výsledky měření jsou připravovány k publikování v zahraničních časopisech. Optimalizovaný měřicí úsek bude sloužit pro další výzkum a měření různých výměníků tepla a otopných těles. Rovněž bude sloužit studentům při jejich měřeních v rámci magisterského a doktorského studia.

Experimentálně byla změřena kvalita vzduchu z pohledu CO₂ v rodinném domě. Výsledky toho měření byly rovněž publikovány. Poslouží jako podklad pro vývoj a optimální návrh vzduchotechnických systémů.

Možnosti dalšího výzkumu

U *vzduchotechnického systému 1* se nabízí možnost počítačového modelování systému v interakci s různými typy budov. V této práci byl výpočet proveden za zjednodušených okrajových podmínek, kdy byla uvažována konstantní teplota zeminy příp. studniční vody (2 různé teploty pro zimu a 2 pro léto). V podrobnějším modelu je možno kalkulovat s teplotními změnami zeminy. Vhodné by bylo provést měření v reálných podmínkách a následně provést validaci výpočetního modelu systému.

Vzduchotechnický systém 2 se podle výsledků z počítačového modelování ukázal jako ne příliš výhodný. Nicméně na tomto případě byl sestaven podrobný výpočetní model v počítačovém programu Trnsys, který poslouží jako podklad pro další modifikaci a výpočet systému.

U *vzduchotechnického systému 3* byly výpočtem získány velmi pozitivní výsledky. Možnosti budoucího výzkumu jsou zde následující:

- Výpočet provozu systému, v počítačovém programu Trnsys, pro jiné okrajové podmínky (tj. velikost a provoz objektu, meteorologická data, ...).

- Počítavé modelování v programu CFD (computational fluid dynamics), umožňující vizualizaci proudění vzduchu v budově. Optimalizace umístění přívodních a přepouštěcích prvků (výustek).
- Realizace systému v laboratorních a v reálných podmínkách.
- Experimentální měření systému v průběhu roku.
- Validace počítačového modelu s naměřenými hodnotami.
- Optimalizace jednotlivých prvků systému (výměníky tepla, výustky, ...) a systému jako celku.
- Finální návrh systému a uvedení do provozu.

V rámci experimentální výzkumu se nabízí následující možnosti:

- Návrh vlasečnicových výměníků tepla pro vzduchotechnický systém 3 pro různé objemové průtoky vzduchu.
- Experimentální změřenání a optimalizace navržených výměníků.
- Dlouhodobé testování životnosti navržených výměníků.
- Měření kvality vzduchu CO₂ v objektech se vzduchotechnickým systémem 3 a následná optimalizace množství přiváděného vzduchu.

LITERATURA

- [1] ADAM, P.: Systém pro ohřev čerstvého venkovního vzduchu pomocí tepelných zisků ze solárních kolektorů. [Užitný vzor]. Majitel: Vysoké učení technické v Brně. Česká republika. č. 2011-25173. MPT: F 24 J 2/00, F 24 F 5/00. Úřad průmyslového vlastnictví. [Cit. 2. 8. 2013].
URL <www.upv.cz>
- [2] ADAM, P.: Simulation of a small low energy house in program Trnsys. Main focus on energy optimization and using renewable energy. In *The 8th International Conference Indoor Climate of Buildings 2010 focused on Indoor Environment. Energy Auditing and Certification of Buildings.*, Bratislava: SSTP, 2010, ISBN 978-80-89216-37-6, str. 5.
- [3] ADAM, P.: Větrání bytových domů. In *Sborník přednášek konference Budovy s téměř nulovou spotřebou energie.*, Brno: Litera, 2012, s. 42–47.
- [4] ADAM, P.; NIELSEN, T. R.: Energetická náročnost větracího systému s výměníkem tepla, využívajícím obnovitelné zdroje energie. *Topená*, , č. 4, 2010: s. 26 – 29, ISSN 1211-0906.
- [5] BERANOVSKÝ, J.; CIFRINEC, I.; KOTEK, P.; aj.: Lze centrální ventilátory panelových domů nahradit rotačními hlavicemi? [on-line], c2010, poslední revize 18. 10. 2010 [cit. 13. 10. 2012], ISSN 1801-4399.
URL <www.tzb-info.cz>
- [6] CHARVÁT, P.; JÍCHA, M.; de GIDS, W.; aj.: Hybridní větrací systém pro obytné budovy. *Vytápění, větrání, instalace*, , č. 3, 2005, ISSN 1210-1389.
- [7] CIFRINEC, I.: Rekonstrukce větracích systémů bytových domů. [on-line], c2009, poslední revize 14. 10. 2009 [cit. 13. 10. 2012], ISSN 1801-4399.
URL <www.tzb-info.cz>
- [8] CIFRINEC, I.: Systém centrálního a/nebo decentrálního větrání, zejména v bytových a panelových domech. [Užitný vzor]. Česká republika. č. 2010-23397. MPT: F 24 F 3/00, F 24 F 12/00. Úřad průmyslového vlastnictví. [Cit. 4. 8. 2013].
URL <www.upv.cz>
- [9] CONCANNON, P.: Residential Ventilation. [on-line], aIVC Technical Note 57, 70 pp., Code TN 57, c2002, poslední revize 2002 [cit. 6. 8. 2013].
URL <http://www.aivc.org/frameset/frameset.html?../Publications/Technical_reports/TN57.htm~mainFrame>

- [10] DOLEŽÍLKOVÁ, H.: Bytové větrání ve vztahu k produkci CO₂, vlhkosti a škodlivin(I). [on-line], c2006, poslední revize 30. 1. 2006 [cit. 6. 4. 2011]. ISSN 1801-4399.
URL <www.tzb-info.cz>
- [11] DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.: *Solar engineering of thermal processes*. New York: John Wiley & Sons, INC., třetí vydání, 2006, ISBN 0-471-69867-9, 928 s.
- [12] FLAMANT, G.; HEIJMANS, N.; GUIOT, E.: ventilated double facades. [on-line], c2004, poslední revize 12/2004 [cit. 2. 8. 2013]. Belgian Building Research Institute.
URL <www.bbri.be>
- [13] GEBAUER, G.; RUBINOVÁ, O.; HORKÁ, H.: *Vzduchotechnika*. Brno: ERA, druhé vydání, 2005, ISBN 80-7366-027-X, 262 s.
- [14] HIRŠ, J.; ADAM, P.: Využití odpadního tepla u bytového větrání. *Topenářství*, č. 1, 2012, ISSN 1211-0906.
- [15] KAKAC, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A.; LIU, H.: *Heat Exchangers, selection, rating and thermal design*. New York: CRC Press, 2002, ISBN 0-8494-0902-6.
- [16] KAYS, W. M.; LONDON, A. L.: *Compact Heat Exchangers*. Florida: Krieger Publishing Company, 1998, ISBN 1-57524-060-2.
- [17] LADENER, H.; SPATE, F.: *Solární zařízení*. Praha: Grada Publishing, a. s., 2003.
- [18] LECHNER, T.: Mathematical and physical fundamentals of the Transfer function method (in german). In *Institut für Thermodynamik und Warmetechnik, Universität Stuttgart*, 1992.
- [19] MICHAEL, K.: Zemní výměník tepla k předehřívání vzduchu v zimě a předchlazení vzduchu v létě. In *Pasivní domy 2007*, Brno: Centrum pasivního domu, 2007, ISBN 9788-80-254-0126-2.
- [20] MITALAS, G. P.; ARSENEAULT, J. G.: FORTRAN IV Program to Calculate z-Transfer Functions for the Calculation of Transient Heat Transfer Through Walls and Roofs. In *Division of National Research Council of Canada. Ottawa.*, 1972, s. 633–668, oCLC: 61861786.

- [21] POČINKOVÁ, M.; RUBINOVÁ, O.: Neefektivní větrání bytových domů. [on-line], c2011, poslední revize 30. 1. 2011 [cit. 13. 10. 2012]. ISSN 1801-4399.
URL <www.tzb-info.cz>
- [22] RYCHTAŘÍK, M.: Zařízení k vytápění objektů sluneční energií. [Užitný vzor]. Česká republika. č. 1995-3022. MPT: F 24 J 2/34, F 24 J 2/40, F 24 J 2/42. Úřad průmyslového vlastnictví. [Cit. 1. 8. 2013].
URL <www.upv.cz>
- [23] SIEGEL, R.; HOWELL, J.: *Thermal Radiation Heat Transfer*. Washington: Hemisphere Pub. Corp., druhé vydání, 1981, 862 s.
- [24] STEPHENSON, D. G.; MITALAS, G. P.: Calculation of Heat Conduction Transfer Functions for Multi-Layer Slabs. In *ASHRAE Meeting, Washington, D. C.*, 1971, oCLC: 10745996.
- [25] SUN, T.-Y.: "SHADOW 1", Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerizing Energy Calculations. In *ASHRAE Task Group on Energy Requirements*, 1975, s. 48–56.
- [26] ASHRAE. 2003 - Standard 93 - 2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors. 2003.
- [27] EN 12975-2:2001. Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: Test methods. 2001.
URL <[ww.cenorm.be](http://www.cenorm.be)>
- [28] ESP-r. [on-line], c2013, [cit. 2. 8. 2013].
URL <www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r.htm>
- [29] Evaluation and Demonstration of Domestic Ventilation Systems. [on-line], iEA, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Program. Annex 27. Lars-Goran Mansson (editor), poslední revize 1995 [cit. 6. 8. 2013].
URL <http://www.ecbcs.org/docs/annex_27_state_of_the_art.pdf>
- [30] Zobaa, A. F.; Bansal, R. C.: *Handbook of renewable energy technology*. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2011, ISBN 13 978-981-4289-06-1.
- [31] Základní výsledky Sčítání lidu, domů a bytů 2011 - Česká republika. [on-line], [cit. 6. 8. 2013].
URL <<http://www.scitani.cz/csu/2012edicniplan.nsf/p/05000-12>>

- [32] SFP, 2004 - Institut fur Solartechnik SPF. [on-line], on-line collector test reports. c2004. [cit. 2. 8. 2013].
URL <www.spf.ch>
- [33] Solární systémy na ohřev vody a vytápění objektu. [on-line], c2012, [cit. 13. 10. 2012].
URL <<http://www.solarenavi.cz/slunecni-kolektory/typy-instalaci/solarni-vytapeni-a-ohrev-vody/>>
- [34] SRCC Standard 100. Test Methods and Minimum Standards for ertifying Solar Collectors. [on-line], solar Rating and Certification Corporation. c1995, [cit. 2. 8. 2013].
URL <www.solar-rating.org>
- [35] *TRNSYS 16 - Mathematical Reference*. [Technická dokumentace]. Svazek 5. c2006, the Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- [36] Vyhláška č. 268/2009 Sb. o technických požadavcích na stavby. Se změnami 12. srpna 2009.

SEZNAM PŘÍLOH

A Požadavky na větrání	118
A.1 Požadavky na koncentraci CO ₂	118
A.2 Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu	118
B Fotografie měřícího úseku	120
B.1 Měřící úsek - laboratoř	120
B.2 Měřící úsek - počítač	121
C Parametry výměníku tepla	122
C.1 Tepelné parametry VT - měření	122
C.2 Tepelné parametry VT - dopočet	125

A POŽADAVKY NA VĚTRÁNÍ

A.1 Požadavky na koncentraci CO₂

Tab. A.1: Požadavky na koncentraci CO₂ [10]

Stát	Max. koncentrace CO ₂
Finsko	venkovní koncentrace + 1500 ppm, kontrolované větrání 800 ppm
Německo	1000 ppm
Velká Británie	HSE < 5000 ppm, CIBSE < 1000 ppm
Norsko	1000 ppm
Estonsko	1000 - 1500 ppm
ASHRAE Standard 62	1000 ppm

A.2 Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu

Tab. A.2: Požadavky na kvalitu vnitřního vzduchu v našich a zahranič. normách [10]

Stát	Požadavky na větrání		
ČR	ČSN 73 0540 ¹ - obytné místnosti $n = 0,3 - 0,6 \text{ h}^{-1}$ ČSN 06 0210 ² - kuchyně $100 - 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, koupelny $75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, WC $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, obytné místnosti $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ Nařiz. vlády 137/1998 Sb. Minist. pro místní rozvoj § 37 $n = 1 \text{ h}^{-1}$		
Belgie	NBN D 50-001: uzavřené kuchyně min. $75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, WC $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ obývací pokoj, kuchyň, chodba, koupelna $3,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na m^2 podlahové plochy, ložnice $75 - 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$		
Německo	DIN 1946-6	Při délce provozu	Při libovolném
	Větrání bytů	<12 h/den [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	provozu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
	kuchyň-stálé větrání	40	60
	kuchyň-nárazové větrání	200	200
	kuchyňský kout	40	60
	koupelna (i s WC)	40	60
<i>(pokračování na další stránce)</i>			

<i>(pokračování tabulky)</i>			
Stát	Požadavky na větrání		
	WC	20	30
	obytné místnosti DIN 1946-6: $n = 0,17 - 0,5 \text{ h}^{-1}$, $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu - volné větrání, $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu - nucené větrání		
Dánsko	Code for Thermal Indoor Climate DS 474, Building regulation 1995: min. $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ v každé místnosti a také pro celý dům, min. $0,35 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ na m^2 podlahové plochy.		
Finsko	National building code, část D2, 1987 - Min. větrání $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$, odsávání: kuchyně $72 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, koupelny $54 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, WC $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, obytné místnosti $14,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu		
Velká Brit.	British Standards: kuchyně $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu, koupelny $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu CIBSE Guidelines: kuchyně $216 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, koupelny $54 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, obytné místnosti $28,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu		
Estonsko	Minimum větrání: $1,0 - 0,5 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ na m^2 podlahové plochy		
ASHRAE Standard 62	Občasné: kuchyně $50 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ pokud je méně než $n = 5 \text{ h}^{-1}$, koupelny $25 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ Trvalé: kuchyně $n = 5 \text{ h}^{-1}$, koupelny $10 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ Obytné místnosti $n = 0,35 \text{ h}^{-1}$ $27 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu		
Norsko	Guidelines to Compulsory documents, REN §8-34.2 obytné místnosti $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$		
Polsko	Norma pro minimální větrání: PN-83/B-03430 kuchyně $50 - 70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, WC $30 - 50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, obytné místnosti $n = 1 \text{ h}^{-1}$ a $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a zároveň $20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu, v noci 50% z těchto hodnot		
Itálie	$n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ minimum		
Rusko	obytné místnosti $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na m^2 podlahové plochy, nebo $60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na osobu		
<i>Konec tabulky</i>			

¹pozn. autora DP:

²Platnost normy: 06/1994 - 08/2008. V současné době již neplatí

B FOTOGRAFIE MĚŘÍCIHO ÚSEKU

B.1 Měřicí úsek - laboratoř



Obr. B.1: Počáteční práce na měřícím úseku.

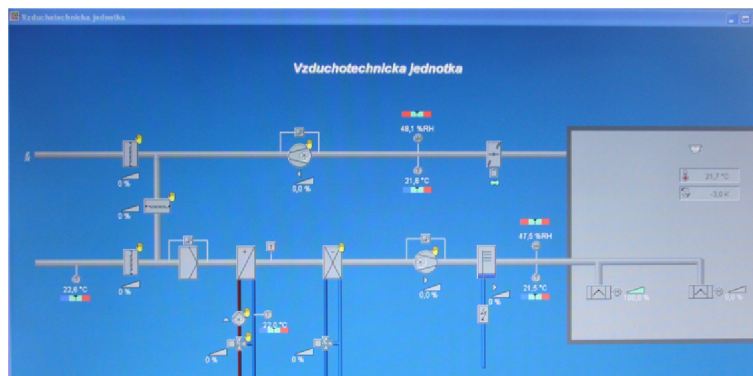


Obr. B.2: Měřicí úsek umístěný v laboratoři.

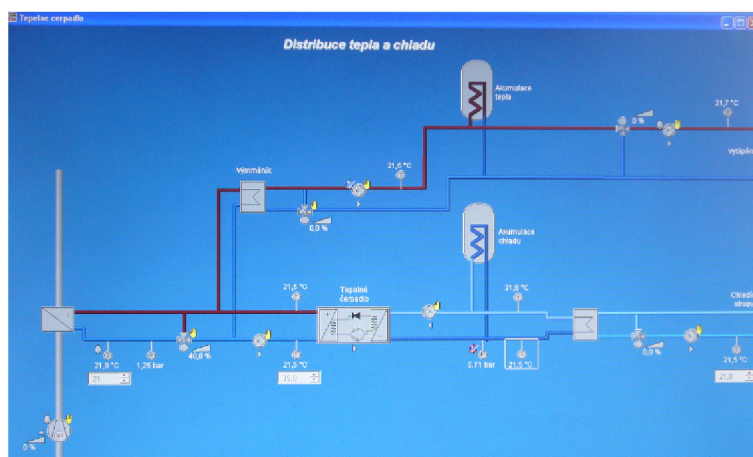


Obr. B.3: Pohled na výměník tepla ze strany termokamery.

B.2 Měřicí úsek - počítač



Obr. B.4: Nastavení přívodu vzduchu v počítači.



Obr. B.5: Nastavení zdroje chladu v počítači.

AMR WinControl 6 - [1,7ms_50%_3,3lm_2.mereni]

	Time	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.17	0.18
1	13:36:43	18,9 °C	20,5 °C	1,99 br	1,91 br	3,27 lm	28,3 °C	21,5 °C	21,7 °C	22,3 °C	1,6 °C	1,74 ms	1,644 ms
2	13:36:53	18,9 °C	20,6 °C	1,99 br	1,91 br	3,29 lm	28,3 °C	21,6 °C	21,7 °C	22,4 °C	1,7 °C	1,63 ms	1,669 ms
3	13:37:03	18,9 °C	20,6 °C	1,99 br	1,91 br	3,3 lm	28,3 °C	21,5 °C	21,7 °C	22,4 °C	1,7 °C	1,51 ms	1,485 ms
4	13:37:13	19 °C	20,6 °C	1,99 br	1,91 br	3,26 lm	28,3 °C	21,5 °C	21,8 °C	22,4 °C	1,6 °C	1,42 ms	1,506 ms
5	13:37:23	18,9 °C	20,7 °C	1,99 br	1,91 br	3,28 lm	28,3 °C	21,6 °C	21,8 °C	22,5 °C	1,8 °C	1,57 ms	1,597 ms

Obr. B.6: Zobrazení měřených veličin v počítači - program AMR Win Control 6.

C PARAMETRY VÝMĚNÍKU TEPLA

C.1 Tepelné parametry VT - měření

Tab. C.1: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 60 a 140 m³ · h⁻¹

vzduch		voda		vzduch		voda	
(60 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)		(140 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)	
t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]
26,5	12,3	8,4	10,0	26,5	14,9	10,3	12,6
26,5	12,1	8,4	9,9	26,5	14,4	10,4	12,4
26,5	12,1	8,5	9,9	26,6	14,3	10,5	12,4
26,5	12,2	8,6	9,9	26,6	14,1	10,6	12,4
26,5	12,2	8,6	9,9	26,5	14,1	10,6	12,5
26,5	12,2	8,7	9,9	26,6	14,1	10,7	12,5
26,5	12,3	8,8	10,0	26,5	14,1	10,8	12,5
26,5	12,3	8,8	10,0	26,6	14,1	10,9	12,6
26,5	12,4	8,9	10,1	26,6	14,2	11,0	12,6
26,5	12,5	8,9	10,1	26,6	14,1	10,9	12,6
26,5	12,5	9,0	10,1	26,6	14,1	10,7	12,6
26,5	12,5	9,1	10,2	26,5	14,0	10,4	12,4
26,5	12,5	9,1	10,2	26,5	13,9	10,2	12,2
26,5	12,6	9,2	10,3	26,6	13,7	10,1	12,1
26,5	12,6	9,3	10,4	26,6	13,5	9,8	11,9
26,6	12,6	9,4	10,4	26,5	13,4	9,6	11,7
26,6	12,7	9,4	10,5	26,6	13,3	9,4	11,5
26,5	12,7	9,5	10,6	26,6	13,1	9,2	11,4
26,6	12,7	9,6	10,6	26,6	12,9	9,0	11,2
26,6	12,8	9,7	10,7	26,5	12,8	8,8	11,1
26,6	12,8	9,7	10,8	26,5	12,7	8,7	10,9
26,6	12,9	9,8	10,9	26,5	12,6	8,5	10,8
26,6	12,9	9,8	10,9	26,5	12,4	8,3	10,6
26,6	12,9	9,9	10,9	26,5	12,4	8,2	10,5
26,6	13,0	10,0	11,0	26,5	12,3	8,0	10,4
26,6	13,0	10,0	11,1	26,5	12,1	7,9	10,2
26,6	13,1	10,1	11,1	26,5	12,1	7,8	10,1

Tab. C.2: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 215 a 270 m³ · h⁻¹

vzduch		voda		vzduch		voda	
(215 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)		(270 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)	
t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]
26,4	19,4	17,0	18,2	26,7	14,5	10,6	12,4
26,4	19,3	17,0	18,2	26,7	15,0	10,7	12,7
26,4	19,3	17,1	18,2	26,7	15,3	10,7	12,8
26,4	19,3	17,2	18,2	26,7	15,4	10,8	12,9
26,4	19,3	17,2	18,3	26,7	15,6	10,9	13,0
26,4	19,3	17,3	18,3	26,7	15,6	11,0	13,1
26,4	19,3	17,3	18,3	26,7	15,6	11,0	13,2
26,4	19,4	17,4	18,4	26,7	15,7	11,1	13,3
26,4	19,4	17,4	18,4	26,7	15,7	11,2	13,3
26,4	19,5	17,5	18,4	26,7	15,7	11,2	13,4
26,4	19,5	17,5	18,5	26,7	15,8	11,3	13,4
26,4	19,5	17,5	18,5	26,6	15,8	11,3	13,5
26,5	19,6	17,6	18,5	26,7	15,8	11,4	13,5
26,5	19,7	17,6	18,6	26,7	15,9	11,4	13,6
26,5	19,8	17,6	18,7	26,7	16,0	11,5	13,6
26,4	19,8	17,6	18,7	26,7	16,0	11,6	13,7
26,5	19,8	17,7	18,7	26,7	16,0	11,7	13,7
26,5	19,8	17,7	18,7	26,7	16,1	11,8	13,8
26,5	19,8	17,7	18,8	26,7	16,1	11,9	13,9
26,5	19,9	17,8	18,8	26,6	16,2	12,0	14,0
26,5	19,9	17,8	18,8	26,6	16,2	12,1	14,1
26,5	19,9	17,9	18,9	26,6	16,3	12,1	14,1
26,5	20,0	17,9	18,9	26,6	16,4	12,2	14,2
26,5	20,0	17,9	18,9	26,6	16,5	12,3	14,2
26,5	20,0	18,0	19,0	26,6	16,5	12,4	14,3
26,5	20,0	18,0	19,0	26,6	16,5	12,5	14,3
26,5	20,1	18,0	19,0	26,6	16,6	12,5	14,4
26,5	20,1	18,0	19,0	26,6	16,6	12,6	14,4
26,5	20,1	18,0	19,0	26,6	16,6	12,6	14,5
26,5	20,1	18,0	19,0	26,6	16,6	12,7	14,5

Tab. C.3: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu 355 a 510 m³ · h⁻¹

vzduch		voda		vzduch		voda	
(355 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)		(510 m ³ · h ⁻¹)		(0,4 m ³ · h ⁻¹)	
t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]	t_i [°C]	t_o [°C]
26,6	17,3	13,0	14,9	26,4	20,0	16,6	17,8
26,6	17,3	13,0	14,9	26,4	20,1	16,6	17,9
26,6	17,4	13,1	15,0	26,4	20,1	16,7	18,0
26,6	17,5	13,2	15,0	26,4	20,1	16,7	18,0
26,6	17,5	13,3	15,1	26,4	20,2	16,7	18,1
26,6	17,6	13,3	15,1	26,4	20,2	16,8	18,1
26,6	17,6	13,4	15,2	26,4	20,2	16,8	18,2
26,6	17,7	13,5	15,2	26,4	20,3	16,9	18,2
26,6	17,7	13,5	15,3	26,4	20,3	16,9	18,3
26,6	17,7	13,6	15,3	26,4	20,3	16,8	18,3
26,5	17,7	13,6	15,4	26,4	20,2	16,5	18,2
26,5	17,8	13,7	15,4	26,4	20,1	16,2	18,1
26,6	17,9	13,8	15,5	26,4	19,9	15,7	17,7
26,5	17,8	13,8	15,5	26,4	19,7	15,5	17,5
26,5	17,9	13,9	15,6	26,4	19,6	15,2	17,4
26,5	17,9	14,0	15,6	26,4	19,4	15,0	17,2
26,5	17,9	14,0	15,6	26,4	19,3	14,6	16,9
26,5	18,0	14,1	15,7	26,4	19,2	14,4	16,8
26,5	18,1	14,2	15,8	26,4	19,0	14,2	16,6
26,5	18,1	14,2	15,8	26,4	18,9	13,9	16,4
26,5	18,1	14,3	15,8	26,4	18,8	13,8	16,2
26,5	18,2	14,3	15,9	26,4	18,7	13,8	16,2
26,5	18,3	14,4	15,9	26,4	18,8	14,0	16,2
26,5	18,3	14,4	16,0	26,4	18,9	14,1	16,3
26,5	18,3	14,5	16,0	26,4	19,0	14,2	16,4
26,5	18,3	14,5	16,0	26,4	19,0	14,2	16,4
26,5	18,4	14,6	16,1	26,4	19,0	14,3	16,5
26,5	18,4	14,7	16,1	26,4	19,1	14,4	16,5
26,5	18,4	14,7	16,1	26,4	19,2	14,5	16,6
26,5	18,5	14,8	16,2	26,4	19,2	14,5	16,6

C.2 Tepelné parametry VT - dopočet

Tab. C.4: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

	t_i (voda) [°C]					
	6	8	10	12	14	16
t_i (vzduch) [°C]	t_o (vzduch) [°C]					
-16	1,5	3,1	4,7	6,3	7,9	9,5
-14	1,9	3,5	5,1	6,7	8,3	9,9
-12	2,3	3,9	5,5	7,1	8,7	10,3
-10	2,7	4,3	5,9	7,5	9,1	10,7
-8	3,1	4,7	6,3	7,9	9,5	11,1
-6	3,5	5,1	6,7	8,3	9,9	11,5
-4	4,0	5,5	7,1	8,7	10,3	11,9
-2	4,4	6,0	7,5	9,1	10,7	12,3
0	4,8	6,4	8,0	9,5	11,1	12,7
2	5,2	6,8	8,4	10,0	11,5	13,1
4	5,6	7,2	8,8	10,4	12,0	13,5
6	6,0	7,6	9,2	10,8	12,4	14,0
8	6,4	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4
10	6,8	8,4	10,0	11,6	13,2	14,8
12	7,2	8,8	10,4	12,0	13,6	15,2
14	7,6	9,2	10,8	12,4	14,0	15,6
16	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4	16,0
18	8,5	10,0	11,6	13,2	14,8	16,4
20	8,9	10,5	12,0	13,6	15,2	16,8
22	9,3	10,9	12,5	14,0	15,6	17,2
24	9,7	11,3	12,9	14,5	16,0	17,6
26	10,1	11,7	13,3	14,9	16,5	18,0
28	10,5	12,1	13,7	15,3	16,9	18,5
30	10,9	12,5	14,1	15,7	17,3	18,9
Objemový průtok vzduchu: $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						
Objemový průtok vody: $0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						

Tab. C.5: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

	t_i (voda) [°C]					
	6	8	10	12	14	16
t_i (vzduch) [°C]	t_o (vzduch) [°C]					
-16	0,5	2,0	3,6	5,1	6,6	8,1
-14	1,0	2,5	4,0	5,6	7,1	8,6
-12	1,5	3,0	4,5	6,0	7,6	9,1
-10	2,0	3,5	5,0	6,5	8,0	9,6
-8	2,5	4,0	5,5	7,0	8,5	10,0
-6	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5
-4	3,5	5,0	6,5	8,0	9,5	11,0
-2	4,0	5,5	7,0	8,5	10,0	11,5
0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	12,0
2	5,0	6,5	8,0	9,5	11,0	12,5
4	5,5	7,0	8,5	10,0	11,5	13,0
6	6,0	7,5	9,0	10,5	12,0	13,5
8	6,5	8,0	9,5	11,0	12,5	14,0
10	7,0	8,5	10,0	11,5	13,0	14,5
12	7,5	9,0	10,5	12,0	13,5	15,0
14	8,0	9,5	11,0	12,5	14,0	15,5
16	8,5	10,0	11,5	13,0	14,5	16,0
18	9,0	10,5	12,0	13,5	15,0	16,5
20	9,5	11,0	12,5	14,0	15,5	17,0
22	10,0	11,5	13,0	14,5	16,0	17,5
24	10,5	12,0	13,5	15,0	16,5	18,0
26	11,0	12,5	14,0	15,5	17,0	18,5
28	11,5	13,0	14,5	16,0	17,5	19,0
30	12,0	13,5	15,0	16,5	18,0	19,5
Objemový průtok vzduchu: $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						
Objemový průtok vody: $0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						

Tab. C.6: Tepelné parametry VT při obj. průtoku vzduchu $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

	t_i (voda) [°C]					
	6	8	10	12	14	16
t_i (vzduch) [°C]	t_o (vzduch) [°C]					
-16	-0,4	1,0	2,4	3,8	5,3	6,7
-14	0,2	1,6	3,0	4,4	5,8	7,3
-12	0,8	2,2	3,6	5,0	6,4	7,8
-10	1,3	2,8	4,2	5,6	7,0	8,4
-8	1,9	3,3	4,8	6,2	7,6	9,0
-6	2,5	3,9	5,3	6,8	8,2	9,6
-4	3,1	4,5	5,9	7,3	8,8	10,2
-2	3,7	5,1	6,5	7,9	9,3	10,8
0	4,3	5,7	7,1	8,5	9,9	11,3
2	4,8	6,3	7,7	9,1	10,5	11,9
4	5,4	6,8	8,3	9,7	11,1	12,5
6	6,0	7,4	8,8	10,3	11,7	13,1
8	6,6	8,0	9,4	10,8	12,3	13,7
10	7,2	8,6	10,0	11,4	12,8	14,3
12	7,7	9,2	10,6	12,0	13,4	14,8
14	8,3	9,7	11,2	12,6	14,0	15,4
16	8,9	10,3	11,7	13,2	14,6	16,0
18	9,5	10,9	12,3	13,7	15,2	16,6
20	10,1	11,5	12,9	14,3	15,7	17,2
22	10,7	12,1	13,5	14,9	16,3	17,7
24	11,2	12,7	14,1	15,5	16,9	18,3
26	11,8	13,2	14,7	16,1	17,5	18,9
28	12,4	13,8	15,2	16,7	18,1	19,5
30	13,0	14,4	15,8	17,2	18,7	20,1
Objemový průtok vzduchu: $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						
Objemový průtok vody: $0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.						

SEZNAM PUBLIKOVANÝCH PRACÍ, VZTAHUJÍCÍCH SE K TÉMATU DIZERTAČNÍ PRÁCE

Články v časopisech a sbornících:

r. 2012:

1. ADAM, P.: Předehřev čerstvého větracího vzduchu pomocí tepla ze solárních kolektorů, příspěvek na konferenci *Nízkoteplotné vykurovanie 2012 : Zborník prednášok z 12. konferencie*, ISBN 978-80-89216-46-8, SSTP, Bratislava, 2012.
2. ADAM, P.: Větrání bytových domů, příspěvek na konferenci *Sborník přednášek konference Budovy s téměř nulovou spotřebou energie.*, ISBN 978-80-02-02378-4, Litera Brno, Brno, 2012.
3. HIRŠ, J.; ADAM, P.: Využití odpadního tepla u bytového větrání, článek v *Topenářství*, ISSN 1211-0906, Praha, 2012.

r. 2011:

1. ADAM, P.; CIFRINEC, I.; HÁJKOVÁ, L.; HIRŠ, J.: Vliv umístění zdroje hluku na rozložení hladiny akustického tlaku v místnosti., článek v *Klimatizace 154*, ISSN 1803-4969, 2011.
2. ADAM, P.; CIFRINEC, I.; HIRŠ, J.: Větrací systém se zpětným získáváním tepla pomocí kapalinového okruhu., příspěvek na konferenci *Vykurovanie 2011, 19. medzinárodná konferencia. Sborník.*, ISBN 978-80-89216-38-3, SSTP, Bratislava, 2011.

r. 2010:

1. ADAM, P.: Simulation of a small low energy house in program Trnsys. Main focus on energy optimization and using renewable energy., příspěvek na konferenci *The 8th International Conference Indoor Climate of Buildings 2010 focused on Indoor Environment, Energy Auditing and Certification of Buildings.*, ISBN 978-80-89216-37-6, SSTP, Bratislava, 2010.
2. ADAM, P.; NIELSEN, T.: Energetická náročnost větracího systému s výměníkem tepla, využívajícím obnovitelné zdroje energie., článek v *Topenářství*, ISSN 1211-0906, Topin, Praha, 2010.
3. ADAM, P.; NIELSEN, T.: Energetická náročnost mechanického větracího systému s integrovaným nízkoteplotním výměníkem tepla, využívajícím různých obnovitelných zdrojů energie, příspěvek na konferenci *Juniorstav 2010, 12. odborná konference doktorského studia*, ISBN 978-80-214-4042-5, CERM, s. r. o., Brno, 2010.

r. 2009:

1. ADAM, P.: Počítačová simulace dodatečného využití teplovodních solárních kolektorů pro přehřev větracího vzduchu.; příspěvek na konferenci *Juniorstav 2009, 11. odborná konference doktorského studia*, ISBN 978-80-214-3810-1, CERM, s. r. o., Brno, 2009

r. 2008:

1. HIRŠ, J.; HORÁK, P.; ADAM, P.: Eliminace tepelné zátěže, článek v *Interiér*, ISSN 1214-4584, Nakladatelství mise s.r.o., 2008.
2. ADAM, P.: Využití solární energie k chlazení budov, příspěvek na konferenci *Juniorstav 2008. 10. Odborná konference doktorského studia.*, ISBN 978-80-86433-45-5, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 2008.

r. 2007:

1. HIRŠ, J.; ADAM, P.; HORÁK, P.: Možnosti chlazení v pasivním domě, příspěvek na konferenci *Pasivní domy 2007*, ISBN 978-80-254-0126-2, centrum pasivní domy, Brno, 2007.
2. ADAM, P.: Vyhodnocení provozu experimentálního domu s hybridním větráním, příspěvek na konferenci *Juniorstav 2007, 9. Odborná konference doktorského studia*, ISBN 978-80-214-3337-3, CERM, Brno, 2007.

Ostatní práce:

r. 2011:

1. ADAM, P.: *Systém pro ohřev čerstvého venkovního vzduchu pomocí tepelných zisků ze solárních kolektorů.* [Užitný vzor]. 2011. Viz literatura [1].

r. 2009:

1. ADAM, P.: *Komplexní řešení úsporných vzduchotechnických zařízení pro dosažení pohody prostředí.* Pojednání ke státní doktorské zkoušce. Brno, 2009.
2. ADAM, P.: *Využití sluneční energie ve stavebnictví.* Syllabus vzdělávacího kurzu v rámci grantu *GAČR 101/09/H050*. Brno, 2009.

r. 2004:

1. ADAM, P.: *Vyhodnocení provozu experimentálního domu s hybridním větráním.* Diplomová práce. Brno, 2004.

SEZNAM ŘEŠENÝCH GRANTŮ A PROJEKTŮ

1. FRVŠ 1986/2008/G1: *Měření účinnosti nízkoteplotního výměníku tepla*. Podporováno Fondem rozvoje vysokých škol. Funkce: řešitel. Trvání: 01/2008 - 12/2008.
2. GAČR 101/05/H018: *Výzkum energeticky úsporných zařízení pro dosažení pohody prostředí*. Podporováno Grantovou agenturou České republiky. Funkce: spoluřešitel. Trvání: 01/2008 - 12/2008.
3. GAČR 101/09/H050: *Výzkum efektivních systémů pro zlepšení kvality vnitřního prostředí*. Podporováno Grantovou agenturou České republiky. Funkce: spoluřešitel. Trvání: 01/2009 - 12/2009, 01/2010 - 09/2010.
4. Projekt č. 912, FAST-S-11-29: *Větrání bytových domů pomocí odpadní energie*. Podporováno Fakultou stavební, Vysoké učení technické v Brně. Funkce: řešitel. Trvání: 01/2010 - 12/2010.
5. Projekt č. CZ.1.05/3.1.00/13.0274 VUT Energetické zdroje. OP Výzkum a vývoj pro inovace. Funkce: odborný pracovník - technik. Náplň práce: Měření vlásečnicových výměníků tepla. Trvání: 10/2012 - 09/2013.

6. Spolupráce na adaptaci počítačového programu PlanPipe fy PipeLife na české prostředí (testování, korektury, recenze, připomínky, ...) v rámci inovačního vouchery zlínského kraje. Funkce: spoluřešitel. 12/11 - 09/12.
7. Měření účinnosti Fan-coilu (typ 1) pro firmu Remak. 6 režimů pro léto, 6 režimů pro zimu. Funkce: spoluřešitel. 02/2012 - 04/2012.
8. Měření účinnosti Fan-coilu (typ 2) pro firmu Remak. 3 režimy pro léto, 6 režimů pro zimu. Funkce: spoluřešitel. 09/2012 - 10/2012.
9. Spolupráce na vývoji nového typu otopného tělesa - konvektoru pro firmu TomTon - část laboratorní měření. Funkce: spoluřešitel. 1/2013 - současnost.