



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

MODELOVÁNÍ A OPTIMALIZACE FYZIKÁLNÍCH VELIČIN PŘI NÁVRHU BAZÉNOVÝCH VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK

MODELLING AND OPTIMIZATION OF PHYSICAL VARIABLES IN THE DESIGN OF
SWIMMING POOL AIR HANDLING UNITS

DISERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ING. ZDENĚK TESAŘ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ALEŠ RUBINA, PH.D.

BRNO 2014

ABSTRAKT

Práce se zabývá modelováním a optimalizací fyzikálních veličin při návrhu vzduchotechnických jednotek, obsluhujících prostory s vysokou vlhkostí vzduchu – bazénové haly. Modelování je řešeno vytvořením obecného software pro několik základních skladeb vzduchotechnických odvlhčovacích zařízení. Výpočty jsou naprogramované do DLL knihovny v programovacím jazyku DELPHI.

PREFACE

The work deals with the modeling and optimization physical variables in the design of air conditioning units serving rooms with high humidity - pool hall. Modeling is solved by creating software for a few basic compositions of air conditioning dehumidification devices. Calculations are programmed into the DLL in Delphi programming language.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odvlhčování, bazén, bazénová hala, odvlhčovací jednotka

KEYWORDS

Dehumidification, pool, pool hall, dehumidifying unit

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TESAŘ, Zdeněk. *Modelování a optimalizace fyzikálních veličin při návrhu bazénových vzduchotechnických jednotek.*

Brno, 2014. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně – Fakulta stavební.

Prohlašuji, že jsem disertační práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 11.9.2014

.....
podpis autora

Děkuji vedoucímu práce doc.Ing. Aleši Rubinovi , Ph.D. za trpělivý a ochotný přístup a pomoc při vypracování práce.

OBSAH

ÚVOD.....	1
1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY	2
1.1 ODVOD VLHKOSTI	3
1.2 POKRYTÍ TEPELNÉ ZTRÁTY V ZIMNÍM OBDOBÍ	6
1.3 POKRYTÍ TEPELNÉ ZÁTĚŽE V LETNÍM OBDOBÍ.....	6
1.4 KRITICKÉ PARAMETRY EXTERIÉRU PRO ODVLHČENÍ V PRAXI	6
2 CÍLE PRÁCE	7
3 METODY ŘEŠENÍ.....	8
3.1 PRINCIP NAPROGRAMOVÁNÍ SOFTWARE.....	8
3.1.1 Příprava	8
3.1.2 Tvorba a funkce knihovny DLL	8
3.1.3 Objektové programování.....	9
3.1.4 Vytvoření výpočetního modelu pro různé skladby VZT jednotek	9
3.1.5 Systém výpočtu – chod programu.....	13
3.1.6 Základ programu – Stacionární výpočet.....	14
3.1.7 Vytvoření výpočetního modulu optimalizace.....	14
3.1.8 Vytvoření výpočetního modulu pro výpočet v extrémech	15
3.1.9 Vytvoření výpočetního modulu pro celoroční výpočet	16
3.1.10 Implementace tlakových poměrů do výpočtu	17
3.1.11 Zobrazení výstupu z DLL.....	20
3.2 POPIS VÝPOČTU JEDNOTLIVÝCH ÚPRAV VZDUCHU	21
3.2.1 Směšování.....	21
3.2.2 Ohřev vzduchu pomocí ohřívače	24
3.2.3 Zpětné získávání tepla – deskový rekuperátor	28
3.2.4 Okruh tepelného čerpadla	32
4 VÝSLEDKY PRÁCE	38
4.1 VLIV TOPNÉHO A CHLADÍČÍHO VÝKONU NA ODVLHČOVÁNÍ	38
4.2 NÁVRH ODVLHČOVACÍHO VZT ZAŘÍZENÍ PRO KONKRÉTNÍ PROJEKT	41
4.3 VÝPOČET NEJVHODNĚJŠÍCH NASTAVENÍ VZT JEDNOTKY	43
4.4 VÝPOČET CELOROČNÍCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ VZT ZAŘÍZENÍ	47
4.5 VYTVOŘENÍ SOFTWARE PRO VÝPOČET ODPARU Z VODNÍ HLADINY	48
5 PRAKTICKÝ NÁVRH OPTIMÁLNÍHO VZT ZAŘÍZENÍ	49
5.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY NÁVRHU	49
5.2 VÝPOČET ODPARU Z BAZÉNU	49
5.3 POUŽITÁ SKLADBA VZT ZAŘÍZENÍ.....	51
5.4 VYBAVENÍ VZT AKTIVNÍMI PRVKY A MOŽNOSTI JEJICH ŘÍZENÍ.....	53
5.5 VLASTNÍ NÁVRH VZT ZAŘÍZENÍ	54
5.5.1 Stanovení množství větracího vzduchu	54

5.5.2	<i>Zadání hodnot do programu – návrh VZT jednotky skladby 1</i>	54
5.5.1	<i>Zadání hodnot do programu – skladby 2 až 5</i>	57
5.6	CELOROČNÍ VÝPOČET NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ	59
5.7	NÁVRH SKUTEČNÉHO VZT ZAŘÍZENÍ	61
5.7.1	<i>Stávající zařízení na základní škole</i>	63
5.7.2	<i>Nové vzduchotechnické zařízení</i>	64
6	ZÁVĚR	65
6.1	POZNATKY PRO TECHNICKOU PRAXI	65
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	66
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ	67
9	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	68
	ŽIVOTOPIS	70
	SEZNAM PUBLIKACÍ	72

ÚVOD

Náplní práce je tvorba software pro návrh vzduchotechnických zařízení obsluhujících místnosti s velkým vývinem vlhkosti. Text představuje funkce jednotlivých výpočetních algoritmů včetně praktického návrhu vzduchotechnické jednotky pro obsluhu konkrétní bazénové haly.

Výstupem práce je pak ucelený výpočetní model prezentovaný programem, který pro různé vybrané skladby odvlhčovacích vzduchotechnických jednotek umožní výpočet neoptimálnějšího nastavení vnitřních prvků VZT s ohledem na ekonomiku provozu. Vstupními hodnotami výpočtu budou okrajové podmínky jako teploty a vlhkosti interiéru a exteriéru, dále uživatelské vstupy jako potřeba vytápění, chlazení, maximální dovolený pokles podílu čerstvého vzduchu apod.

1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Odvlhčovací zařízení jsou v naprosté většině případů navrhované pro bazénové provozy. Bazénové haly jsou po stránce obsluhy vnitřního prostředí pomocí vzduchotechniky velmi náročné prostory. Jedná se o místnosti s vysokým odparem vody z otevřených vodních ploch. Tento odpar způsobuje vysoké procento relativní vlhkosti vzduchu a vysokou měrnou vlhkost (> 12 g/kg s.v.). Vysoká vlhkost vzduchu je nebezpečný faktor pro stavební konstrukce, kdy může docházet k jejich zničení. Maximální povolená relativní vlhkost vnitřního vzduchu bazénové haly je podle vyhlášky č. 238/2011 Sb. 65 % při teplotě vzduchu o 1 až 3 °C vyšší než je teplota bazénové vody. V podmínkách běžných rekreačních bazénů tedy cca 30 °C.



Obrázek 1: Standardní vzduchotechnická jednotka použitá v bazénovém provozu

Vlhkost je potřeba z bazénové haly odvádět pomocí vzduchotechnického zařízení, které je vybaveno patřičným odvlhčovacím systémem. Ve většině bazénových hal je taktéž požadavek na to, aby vzduchotechnika zajistila pokrytí tepelné ztráty prostupem v zimním období, případně odvod tepelné zátěže v letním období. V neposlední řadě je kladen důraz také na nutný podíl čerstvého vzduchu ve vzduchu přívodním, neboť kryté bazény jsou po většinu roku hojně navštěvované. Obsazenost může být v daný okamžik i více než sto osob.

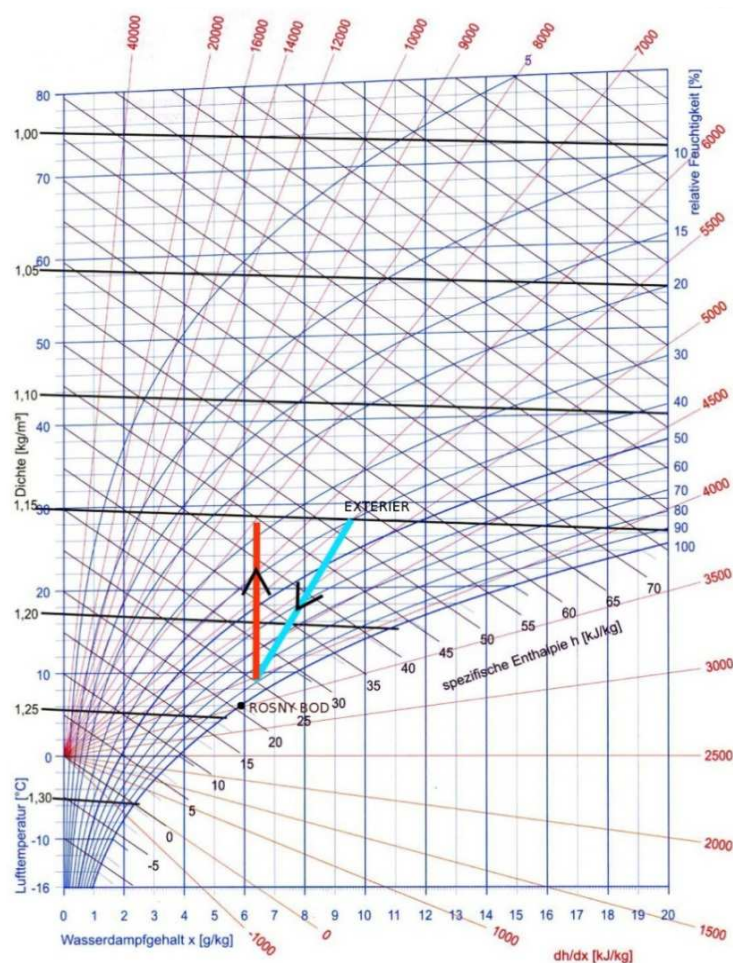
Vzduchotechnická jednotka používaná pro bazénové prostory musí být také upravena tak, aby odolávala zvýšené vlhkosti vzduchu a velkým teplotním rozdílům mezi vzduchem v jednotce a vzduchem ve strojovně vzduchotechniky. Na obrázku 1 je vidět standardní vzduchotechnická jednotka použitá pro bazénový provoz – z důvodu tepelných mostů pláště zařízení vzniká na vnitřních stěnách VZT jednotky velké množství kondenzátu, který vytéká netěsnostmi pláště.

Z výše uvedeného vyplývá, že vzduchotechnické zařízení splňující uvedené parametry je velmi náročné na výrobu, provoz i údržbu. Ve vzduchotechnickém zařízení musí být řízena teplota i vlhkost přívodního vzduchu.

Dále si popíšeme základní procesy, které musí vzduchotechnické zařízení zajistit.

1.1 ODVOD VLHKOSTI

Základní princip odvodu vlhkosti z prostoru bazénové haly spočívá v nízké vlhkosti přiváděného vzduchu, kdy je tento vzduch do sebe schopen pojmout odpařenou vlhkost a následně ji odvést. Nízká vlhkost přiváděného vzduchu je dosažena ochlazením přiváděného vzduchu na nízkou teplotu, kdy dojde k odvlhčení vzduchu. Následuje ukázka z h-x diagramu:



Obrázek 2: Princip odvlhčení přiváděného vzduchu v h-x diagramu

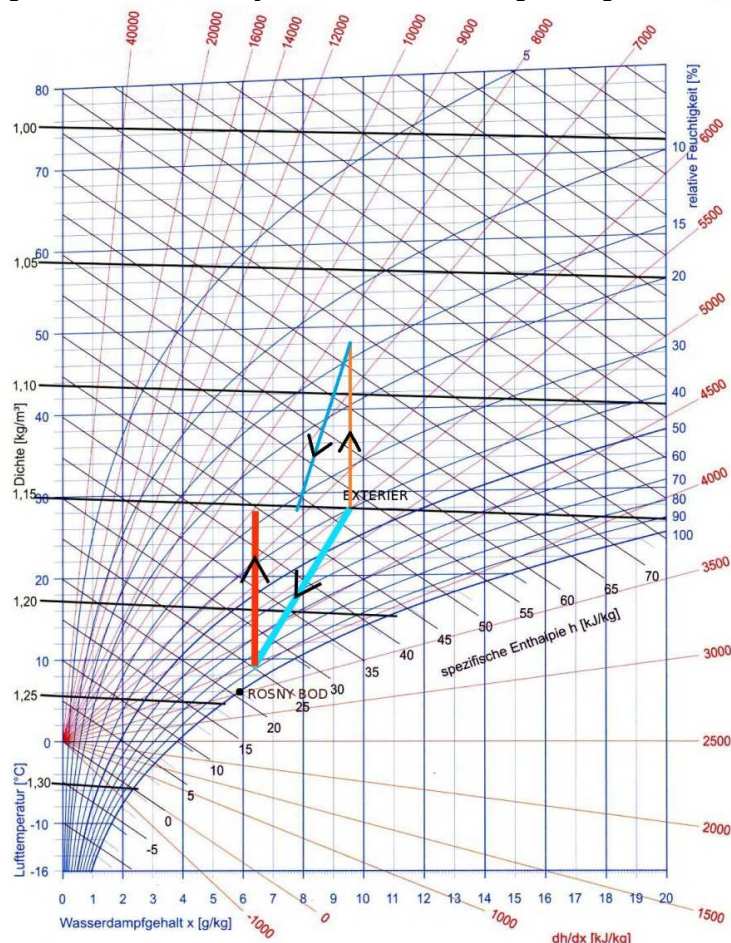
Na uvedeném obrázku je v letním období uvažovaná teplota vzduchu exteriéru 28°C při relativní vlhkosti 40 %, tedy měrné vlhkosti 9,6 g/kg. Úpravou je dosaženo teploty vzduchu 9,5 °C a relativní vlhkosti 88 % - měrné vlhkosti 6,3 g/kg. Světle modrá úsečka znázorňuje chlazení vzduchu.

Při chlazení je tedy každý kilogram vzduchu zbaven 3,3 g vlhkosti, která se odvede na chladiči jako kondenzát. V příkladu je použito chlazení pomocí přímého výparníku, kdy je střední povrchová teplota chladiče 6°C. Do prostoru bazénové haly je však nutné přivést vzduch o patřičné teplotě – v našem případě 28 °C. Červená křivka v předchozím h-x diagramu znázorňuje ohřev ochlazeného vzduchu na požadovaných 28°C a s tím spojený pokles relativní vlhkosti na 26 %. Za ideálního stavu lze tedy v daném případě říct, že 1 kg vzduchu distribuovaný do prostoru pomocí vzduchotechnického zařízení je schopen odvést 3,3 g vzdušné vlhkosti. Pokud uvažujeme běžný bazén o ploše např. 200 m² (25 x 8 m), teplotu vnitřního vzduchu 28°C, teplotu vody 28°C a maximální povolenou relativní vlhkost vnitřního vzduchu 60 %, lze odhadovat, že vlhkostní zisky mohou být kolem až 70 kg vody za hodinu. Zde je uvažováno pouze s odparem z klidné vodní hladiny, nikoliv z ostatních ploch jako jsou

podlahy a osoby. Aby bylo při těchto parametrech zajištěno nutné odvlhčení, je třeba zajistit pomocí vzduchotechnické jednotky přívod vzduchu v množství 10.000 m³/h. Tento vzduch musí být vlhkostně upraven, na což je potřeba chladicího výkonu cca 90 kW a topného výkonu cca 62 kW. Provozní cena odvlhčování může být tedy velmi vysoká. Již pro malé bazény jdou provozní náklady na odvlhčování vzduchu v hale do několika set tisíc Kč za rok.

Z uvedeného příkladu je zřejmé, že zásadní vliv na možnost odvlhčování má také řazení jednotlivých výměníků za sebou, po směru přiváděného vzduchu. V případě uvedeném v h, x diagramu na obrázku 2 je po směru proudu vzduchu nejdříve chladič a pak ohřívač.

Existují případy, kdy je nutné zajistit odvlhčení stávajícím zařízením, které má výměníky řazené opačně – po směru čerstvého vzduchu tedy nejdříve ohřívač, dále chladič. Toto řazení výměníků má naprostá většina vzduchotechnických jednotek. Pokud je v tomto případě nutné zajistit alespoň částečné odvlhčování bez velkého zásahu do strojního zařízení (doplnění dohříváče), je možné odvlhčit přiváděný vzduch tak, že je pomocí ohřívače ohřátý na vyšší teplotu a ochlazený chladičem na teplotu požadovanou:



Obrázek 3: Princip odvlhčení přiváděného vzduchu s opačným řazením výměníků v h-x diagramu

Z h, x diagramu na obrázku 3 je patrný princip. Odvlhčení je ovšem méně efektivní a při uvažovaném výkonu výměníků (tedy chladicí výkon $Q_{ch} = 90 \text{ kW}$ a topný výkon $Q_t = 62 \text{ kW}$) dosáhneme u přiváděného vzduchu relativní vlhkosti 33 % při teplotě 28 °C. V předchozím případě, kdy je po směru proudu vzduchu osazený nejdříve chladič a potom ohřívač, dosáhneme u přiváděného vzduchu relativní vlhkosti cca 26 % při teplotě 28 °C.

1.2 POKRYTÍ TEPELNÉ ZTRÁTY V ZIMNÍM OBDOBÍ

Z hlediska architektonicko-stavebního řešení jsou bazénové haly většinou komplikované a v mnoha případech je nevhodné, nebo velmi obtížné instalovat standardní systémy vytápění pomocí otopných těles (členitost, vysoká vlhkost vzduchu apod.). Vytápění (nebo třeba jen „dotápění“, kdy pomocí ÚT je zajištěno jen částečné pokrytí tepelné ztráty prostupem) musí být tedy řešeno pomocí systému vzduchotechniky – teplota přiváděného vzduchu musí být větší než teplota interiéru.

1.3 POKRYTÍ TEPELNÉ ZÁTĚŽE V LETNÍM OBDOBÍ

Bazénové haly bývají většinou prosklené konstrukce, kdy jsou v letním období z exteriéru velké tepelné zisky od Slunce. V těchto případech nemusí dostačovat např. otevření oken a bez chlazení vzduchu pomocí vzduchotechniky může dojít k velkému vzestupu teploty interiéru.

1.4 KRITICKÉ PARAMETRY EXTERIÉRU PRO ODVLHČENÍ V PRAXI

Pro efektivní odvlhčování jsou velmi důležité teplotně-vlhkostní podmínky exteriéru. Nejkritičtějším parametrem pro odvlhčovací vzduchotechnické zařízení je vysoká měrná vlhkost exteriéru. K tomuto dochází v letním období při dešti, kdy se venkovní teplota pohybuje kolem 20 °C a relativní vlhkost může přesáhnout i 90 %. V tomto případě je velmi obtížné odvlhčit venkovní vzduch a tím i vnitřní prostor bazénové haly. Pro patřičné odvlhčení prostoru bazénové haly je většinou nutná velká výměna vzduchu a velký příkon energie pro odvlhčování. Zde je potom na rozhodnutí investora, zda pořídí lepší zařízení, které zajistí odvlhčení i při těchto vlhkostních extrémech nebo zda může, např. s ohledem na stavební konstrukce, akceptovat krátkodobý vzestup vlhkosti vnitřního prostoru nad povolenou mez.

2 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je vytvoření podrobného výpočetního modelu vnitřních procesů odvlhčovacích vzduchotechnických jednotek a provedení simulací nastavení aktivních prvků VZT jednotky za různých okrajových podmínek ať už exteriéru či interiéru, s aplikací konkrétních požadavků na další funkce vzduchotechnického systému jako jsou např. teplovzdušné vytápění, či odvod letní tepelné zátěže.

Simulace budou řešeny pro pět vybraných sestav vzduchotechnických jednotek. Výpočtový software bude naprogramován jako DLL knihovna v programovacím jazyku DELPHI.

Software také umožní vyhledání konkrétního nastavení aktivních prvků vzduchotechnického zařízení s ohledem na ekonomičnost provozu.

Pomocí modulu nazvaného *extrémní výpočet* bude realizován výpočet vzduchotechnického zařízení v základních třech teplotně-vlhkostních extrémech exteriéru: zimní teplotní extrém, letní teplotní extrém a letní vlhkostní extrém.

Pomocí modulu nazvaného *optimalizace nastavení* bude možné nalézt ekonomicky nejoptimálnější nastavení daného vzduchotechnického zařízení pro zadané okrajové podmínky.

Pomocí modulu nazvaného *celoroční výpočet* bude možný výpočet provozních nákladů na zadané odvlhčovací zařízení po dobu jednoho roku za zadaných okrajových podmínek.

Dalším vytvořeným software bude modul pro *výpočet odparu z vodní hladiny*. Tento, jako jediný, nebude obsažen v DLL knihovně, ale bude implementován do již vytvořeného software TERUNA.

Řešené simulace mají tedy za cíl:

Návrh odvlhčovacího vzduchotechnického zařízení pro konkrétní projekt

Výpočet nejvhodnějších nastavení aktivních prvků vzduchotechnické jednotky

Výpočet celoročních provozních nákladů zařízení

Vytvoření software pro výpočet odparu z vodní hladiny pro optimální návrh VZT jednotky

3 METODY ŘEŠENÍ

Výpočet odvlhčovacího zařízení je řešen v objektovém programovacím jazyku DELPHI pod Windows 7, který vychází z původního Borland Pascalu.

V rámci výzkumného centra ADMAS byla pod vedením doc. Ing. Aleše Rubiny, Ph.D. vytvořena DLL knihovna – výpočetní modul pro návrh a výpočty odvlhčovacích vzduchotechnických zařízení. Při tvorbě této knihovny bylo spolupracováno s českou firmou Remak a.s., která se zabývá výrobou vzduchotechnických zařízení.

Software je navržen tak, aby jej firma Remak a.s. mohla zaimplementovat do svého návrhového programu a následně s jeho pomocí navrhovat a vyrábět vzduchotechnická odvlhčovací zařízení.

3.1 PRINCIP NAPIROGRAMOVÁNÍ SOFTWARE

3.1.1 Příprava

V rámci juniorského specifického výzkumu FAST z roku 2011 pod číslem FAST-J-11-30 1321 byla zakoupena licence programovacího jazyka Delphi. V tomto programovacím jazyku byl následně naprogramován požadovaný software.

Pro úspěšné naprogramování bylo nutné nastudování principu programování DLL knihoven v prostředí Delphi. Návrh knihovny jako souboru funkcí, které obsahují vstupní proměnnou, vlastní výpočetní modul a výstupní proměnnou, která je po výpočtu vyplněna. Všechny tyto funkce i proměnné musejí být přístupné z externího software.

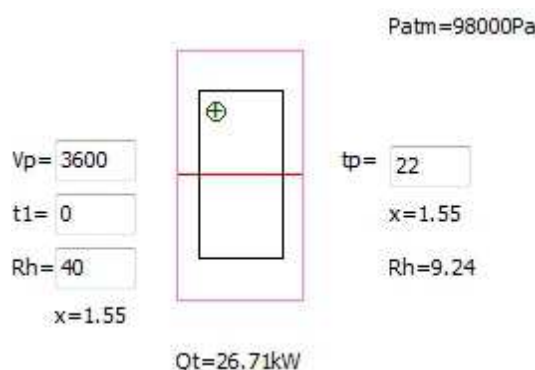
3.1.2 Tvorba a funkce knihovny DLL

DLL knihovna je soubor výpočetních funkcí, které je možné pomocí příslušné operace volat z nadřazeného programového prostředí. Každá funkce v DLL knihovně má vlastní specifické označení. Např. pro modul *optimalizace nastavení* se funkce jmenuje *VypocetOptimalizace*. Před voláním této funkce externím programem je nutné vyplnit proměnnou, která obsahuje vstupní okrajové podmínky. V tomto případě se tato proměnná nazývá *VstupOptimalizace*. Po vyplnění této proměnné a spuštění výpočetní funkce je proveden výpočet, který vyplní výstupní proměnnou *VystupOptimalizace* vypočtenými hodnotami. Proměnné pro vstup i výstup jsou typu *record*. Prakticky se jedná o množinu různých jednotlivých typů (teploty, vlhkosti, množství vzduchu atd.) a polí (např. teploty v jednotlivých dnech roku).

Software mimo jiné využívá iterační metody pro výpočet fyzikálních veličin spojených s termodynamickými a vlhkostními úpravami vzduchu.

3.1.3 Objektové programování

V tvorbě uvedené knihovny je použito objektové programování. Jednotlivé aktivní komponenty vzduchotechnické jednotky se chovají jako samostatné objekty – funkce, které počítají dílčí úpravy vzduchu při zadaných vstupních hodnotách a vyplňují výstupní hodnoty. Např. objekt *Ohrivac* počítá teplovodní výměník pro ohřev přívodního vzduchu, kdy vstupní proměnnou do objektu je množství přiváděného vzduchu, jeho teplota a vlhkost a požadovaná teplota vzduchu za ohřívacem:



Obrázek 4: Objekt ohříváč

Výstupní proměnnou, jak je patrné z uvedeného obrázku, je pak relativní a měrná vlhkost vzduchu vystupujícího z ohříváče a potřebný výkon ohřevu – v uvedeném příkladě 26,7 kW. Na výše uvedeném obrázku je zobrazena ještě hodnota $P_{atm}=98000Pa$, jedná se o nadřazenou proměnnou, která definuje atmosferický tlak, zadává se nezávisle a je společná všem výpočetním modulům.

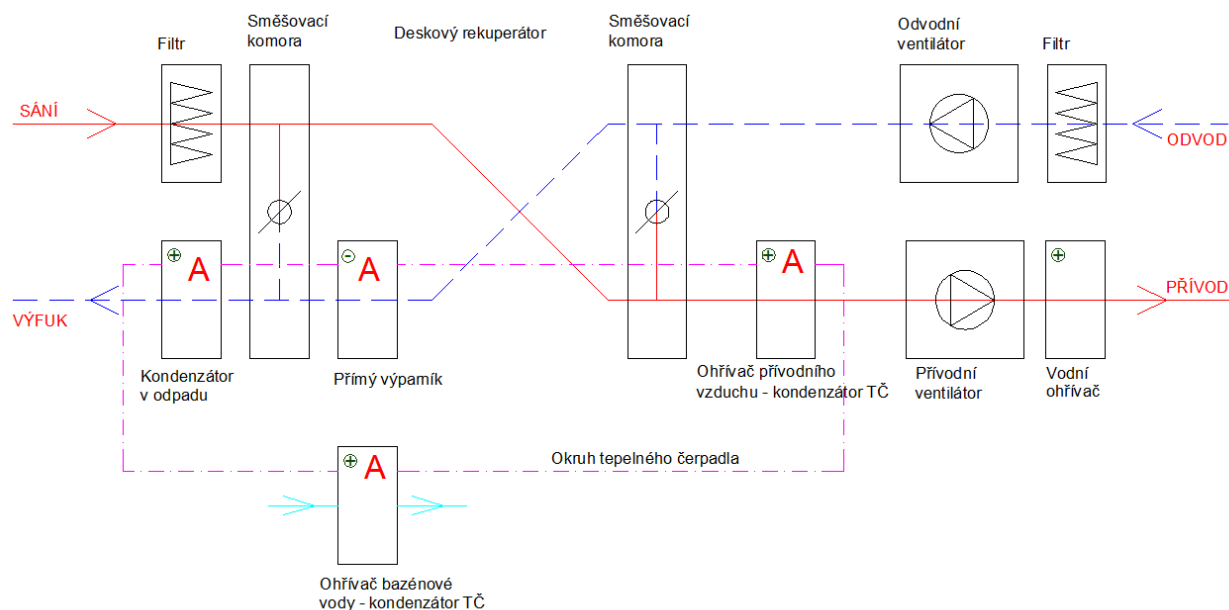
Obdobným, objektově programovaným způsobem, jsou řešené i další komponenty jednotky. Např.: Směšování, tepelné čerpadlo, ZZT, filtry, ventilátory.

3.1.4 Vytvoření výpočetního modelu pro různé skladby VZT jednotek

Program má možnost modelovat tepelně-vlhkostní děje ve vzduchotechnických jednotkách o pěti vybraných skladbách. Jedná se o skladby, které se liší obsahem a pozicí jednotlivých komponent. Liší se tedy i investiční cenou. Skladby, na které je software naprogramován jsou následující:

1. Nejlépe vybavená odvlhčovací VZT jednotka

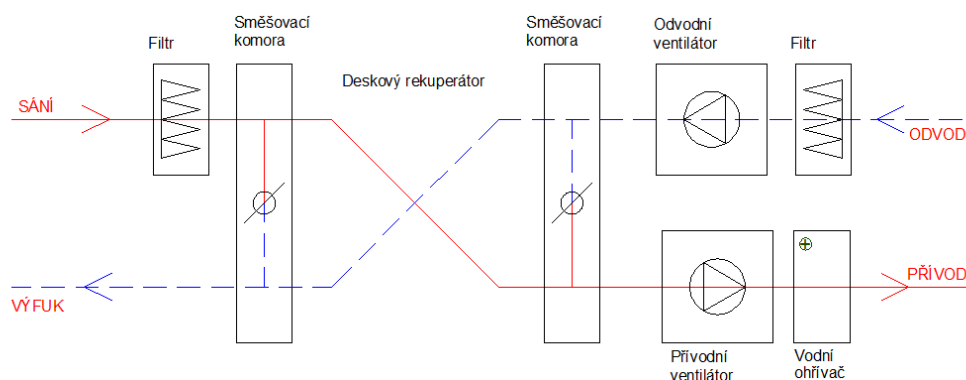
Nejvíce vybavená skladba odvlhčovací jednotky obsahuje tepelné čerpadlo, výměník ZZT, vodní ohříváč a dvě směšovací komory. Je patrné, že tato skladba je nejnáročnější z hlediska investičních nákladů. Dokáže však efektivně fungovat (odvlhčovat) v téměř všech stavech exteriéru:



Obrázek 5: Schéma kompletní odvlhčovací VZT jednotky

2. Větrací jednotka s ohřívačem, ZZT a dvěma směšovacími komorami

Uvedená skladba patří mezi investičně méně náročné. Není vybavena tepelným čerpadlem. Jednotka tedy nedokáže zajistit odvlhčení v letních měsících – není možné strojně odvlhčit (ochladit) přiváděný vzduch. Jedná se o vzduchotechnické zařízení, které dokáže teplovzdušně větrat eventuálně teplovzdušně vytápět obsluhovaný prostor. Odvlhčování lze zajistit pouze v případě chodu ohřívače (nebo ZZT), tedy při nižších teplotách exteriéru.

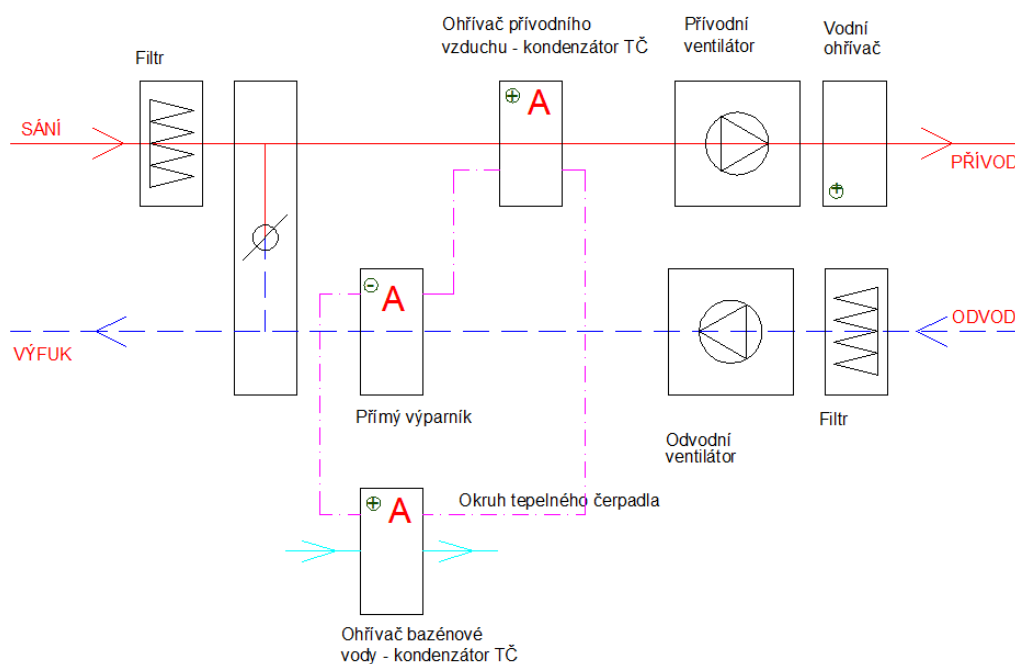


Obrázek 6: Schéma větrací VZT jednotky se dvěma směšovacími komorami a ZZT

3. Jednotka vybavená okruhem TČ bez deskového výměníku ZZT

Uvedená skladba vzduchotechnické odvlhčovací jednotky je již vybavena okruhem tepelného čerpadla, neobsahuje však deskový rekuperátor a kondenzační teplo je možné odvádět do ohřívače přívodního vzduchu a do ohřívače bazénové vody. Okruh tepelného čerpadla lze v zimním období využít

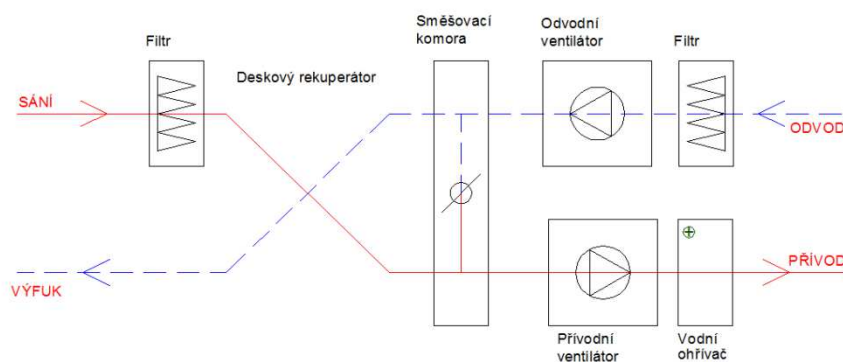
pro zpětné získávání tepla – odpadní vzduch je ochlazen přímým výparníkem a kondenzační teplo je využito na ohřev (příp. předehřev) přiváděného vzduchu. Tohoto lze využít v případě, že není vhodné (např. z provozních důvodů) používat směšování. V případě bazénových hal probíhá (v letním a přechodném období) odvlhčování na straně odváděného vzduchu, který je následně směšován se vzduchem přiváděným:



Obrázek 7: Schéma odvlhčovací VZT jednotky s okruhem tepelného čerpadla bez deskového rekuperátoru

4. Větrací jednotka s ohřevačem, ZZT a směšovací komorou

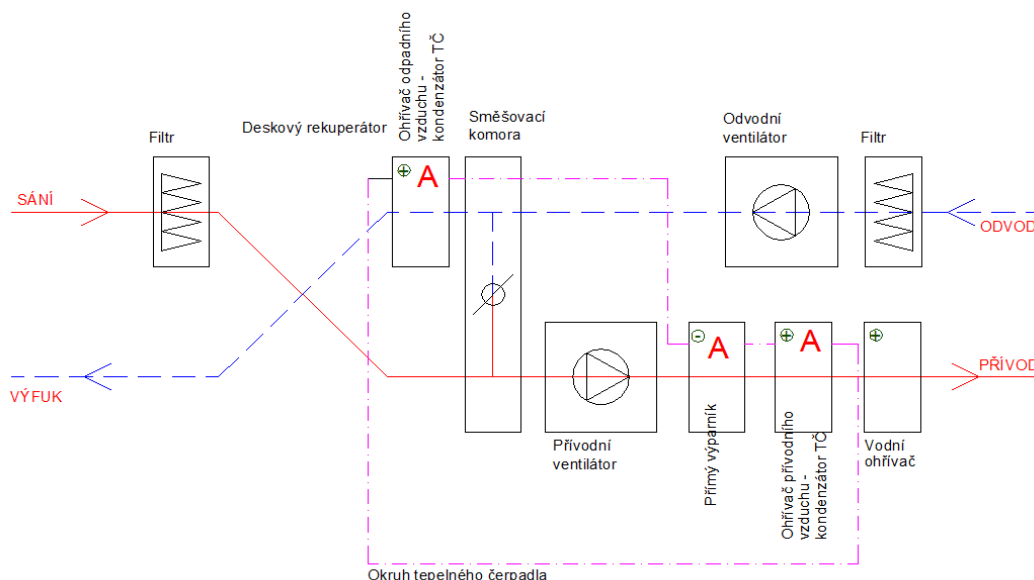
Uvedená skladba, stejně jako skladba č. 2, patří mezi investičně méně náročné. Oproti skladbě č. 2 není navíc vybavena první směšovací komorou. Také není vybavena tepelným čerpadlem. Stejně jako skladba 2 tedy nedokáže zajistit odvlhčení v letních měsících.



Obrázek 8: Schéma větrací VZT jednotky s jednou směšovací komorou a ZZT

5. Odvlhčovací VZT jednotka s přímým výparníkem v přívodu

Jako poslední skladba VZT zařízení, na kterou je software navržen byla zvolena jednotka vybavená odvlhčováním přímo v přiváděném vzduchu. Toto se děje vhodným poskládáním komponent tepelného čerpadla – přímý výparník a za ním po směru proudění přiváděného vzduchu kondenzátor. Odvlhčování probíhá ochlazením přiváděného vzduchu na přímém výparníku a následným ohřevem pomocí kondenzačního tepla. Pro případný dohřev je dále osazen ohřívač. Přebytkové kondenzační teplo (pokud nějaké je) lze také převést do odpadního vzduchu. Z obrázku je patrné, že je jednotka vybavena taktéž zpětným získáváním tepla a směšovací komorou:



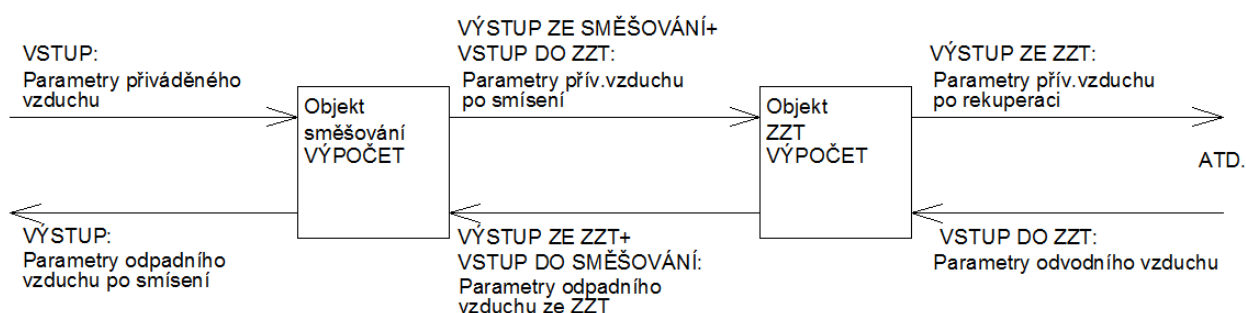
Obrázek 9: Schéma VZT jednotky s přímým výparníkem v přívodu

Další skladby

Vzhledem k objektovému programování výpočetního algoritmu je možné s menšími, byť překonatelnými obtížemi (změny ve zdrojových kódech programu, překompilování celé DLL) do software zavést další skladby prakticky jakéhokoliv uspořádání. Vzhledem k tomu, že práce se zabývá odvlhčováním, nejsou zde žádné další skladby uvedené. Do programu byly zavedeny pouze skladby, které mají nebo by mohli mít využití jako odvlhčovací zařízení vybavené okruhem tepelného čerpadla (skladby 1, 3 a 5) a dále kontrolní skladby (skladby 2 a 4), které dávají informaci o tom, co se děje, když bude pro obsluhu bazénu po stránce vzduchotechniky využito pouze větracích zařízení bez možnosti chlazení.

3.1.5 Systém výpočtu – chod programu

V předchozím textu popsané skladby vzduchotechnických jednotek mají za cíl ukázat systém vytvoření výpočetního modelu. Jak již bylo uvedeno, jednotlivé komponenty vzduchotechnických zařízení jsou samostatné výpočetní objekty – tedy jakési funkce, které při zadání vstupních parametrů a provedení výpočtu vrátí výstupní parametry. Výpočetní model tedy funguje na principu vhodného poskládání těchto objektů za sebe tak, aby logicky odpovídali komponentám skutečného VZT zařízení. Například tedy výstup z objektu pro výpočet směřování je vstupem do objektu pro výpočet zpětného získávání tepla a výstup z tohoto objektu je zase vstupem do dalšího objektu atd. Následuje obrázek, který ukazuje příklad logického propojení jednotlivých objektů:



Obrázek 10: Příklad logického propojení jednotlivých objektů

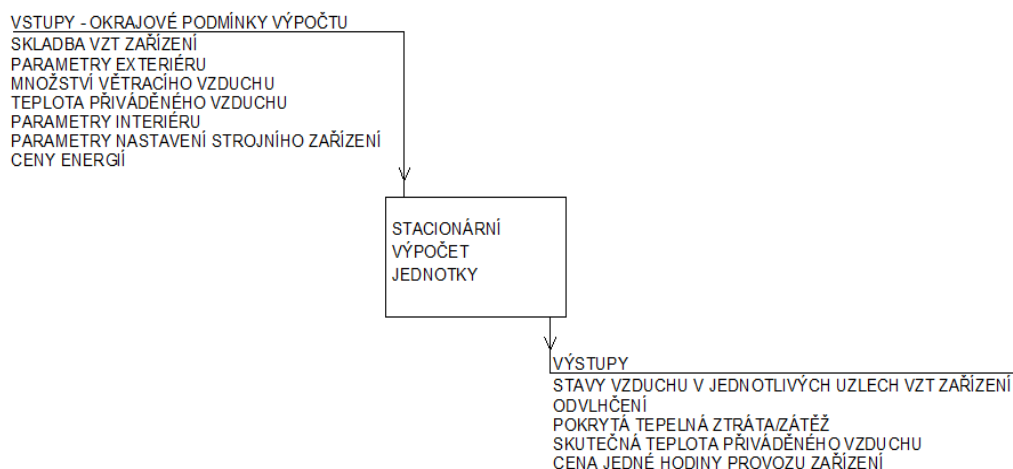
Různé skladby vzduchotechnických jednotek budou tedy do programu implementované změnou řazení a aktivací či deaktivací výpočetních objektů pro jednotlivé komponenty.

Vzhledem k tomu, že vstupem do jednoho objektu mohou být hodnoty, které se počítají v dalším objektu až následně a v danou chvíli ještě nejsou vypočítané, je nutné celý výpočet provést v několika opakováních, kdy dojde k ustálení

výsledků – v našem případě pro všechny uvedené skladby zatím dostačuje pro ustálení výpočtu 4 až 6 opakování dle typu a složitosti skladby.

3.1.6 Základ programu – Stacionární výpočet

Výše byl popsán základní systém výpočtu vzduchotechnických sestav, kdy vstupem (zadáním) do výpočtu jsou množství přívodního a odvodního vzduchu, teplotně-vlhkostní parametry vzduchu interiéru a exteriéru, požadovaná přívodní teplota, parametry tepelného čerpadla (teplota ochlazeného vzduchu, rosného bodu, EER, výkony kondenzátorů), parametry výměníku ZZT (teplotní účinnost), parametry směšovacích komor (směšovací poměr). Výstupem jsou pak parametry vzduchu v jednotlivých uzlech VZT zařízení, odvlhčení interiéru, pokrytí tepelné zátěže/ztráty a další hodnoty jako výkony výměníků, kondenzátorů atd. Jedná se tedy o výpočet VZT zařízení za předem definovaného stabilního stavu – funkci jsem proto nazval *stacionární výpočet*. Stacionární výpočet je vlastně základním výpočtním mechanismem, který využívají další výpočtní moduly – optimalizace, výpočet v extrémech a celoroční výpočet. Z výsledků stacionárního výpočtu lze rovněž sestavit h-x diagram pro dané úpravy vzduchu.

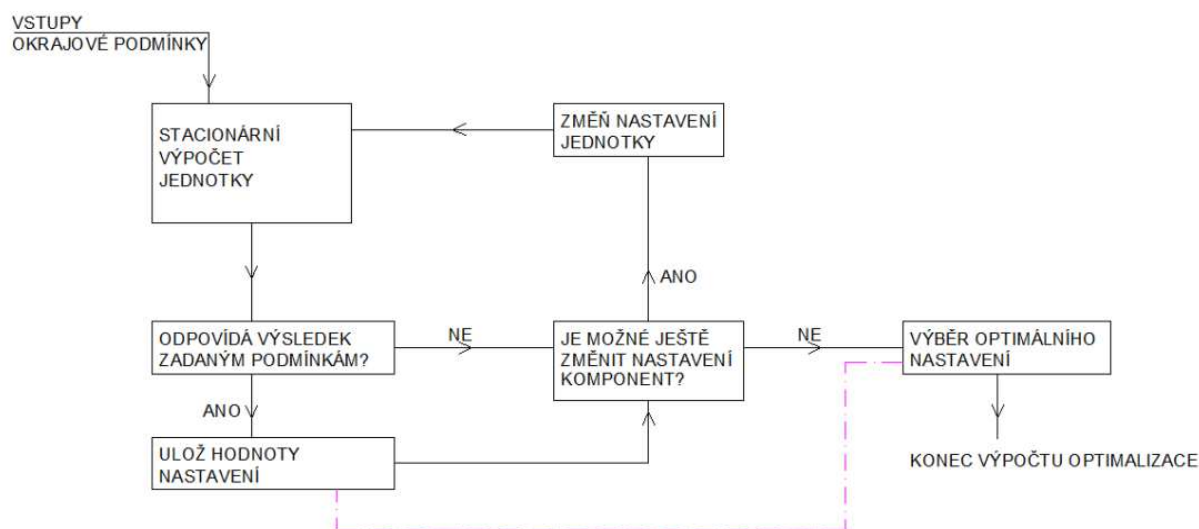


Obrázek 11: Schéma stacionárního výpočtu

3.1.7 Vytvoření výpočtního modulu optimalizace

Modul optimalizace pro svůj chod využívá opakování stacionárního výpočtu při postupné logické změně parametrů jednotlivých aktivních komponent vzduchotechnického zařízení s ohledem na zadané stupně volnosti. Pokud výsledek stacionárního výpočtu vyhovuje požadavkům zadání (odvlhčení, tepelná zátěž a/nebo ztráta, podíl čerstvého vzduchu apod.) je výsledek uložen, pokud nevyhovuje, uložen není. Po vypočítání všech možných nastavení

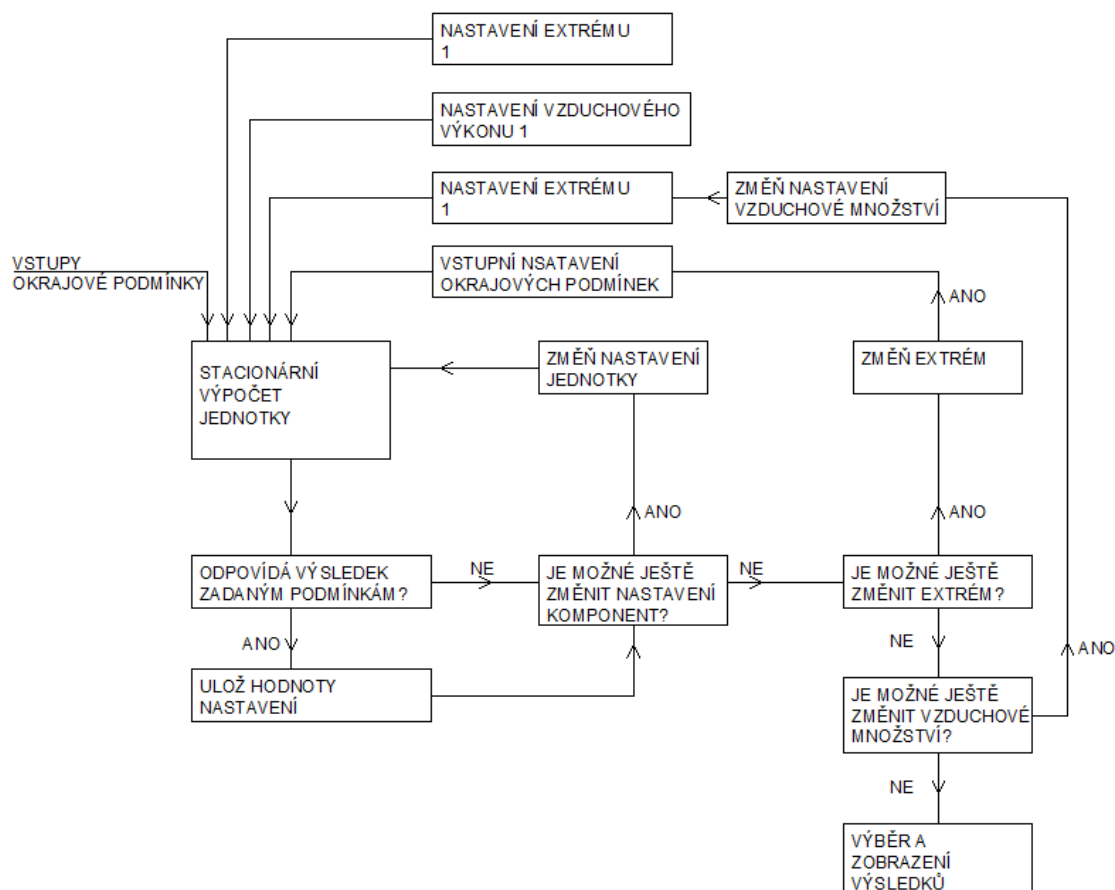
komponent VZT zařízení se na základě zadaných cen za kWh vybere nastavení, které je z ekonomického hlediska nejoptimálnější a zároveň vyhovuje požadovaným podmínkám zadání. Následuje schéma výpočtu optimalizace:



Obrázek 12: Schéma výpočtu optimalizace

3.1.8 Vytvoření výpočetního modulu pro výpočet v extrémech

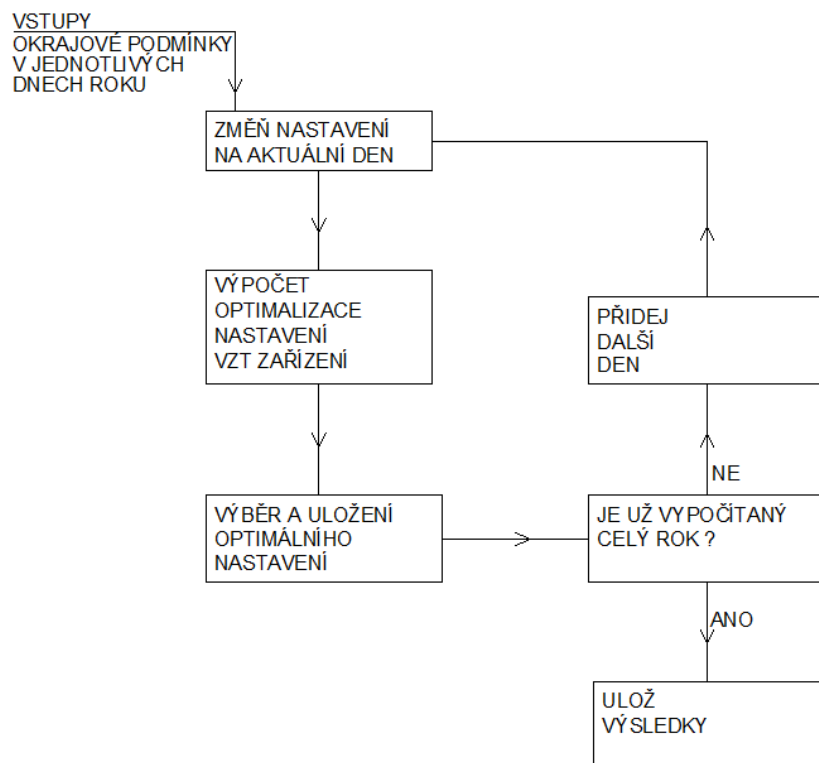
Jak již bylo zmíněno, tento modul slouží pro návrh odvlhčovacího vzduchotechnického zařízení takového, které splní zadané požadované parametry. Modul je nadřazen výše popsanému modulu optimalizace. Výpočet je proveden pro tři extrémy exteriéru – vlhkostní, teplotní – zima a teplotní – léto (popsáno v kapitole cíle práce). Zároveň je proveden pro tři různá množství větracího vzduchu. Původně byla v programu implementovaná možnost nalezení nejmenšího možného množství větracího vzduchu, při kterém ještě dokáže VZT jednotka splnit požadované zadání – tedy automatické vyhledání nejekonomičtější vzduchotechnické jednotky pro daný provoz. Toto však bylo později odstraněno z důvodů velmi dlouhého výpočetního času několika desítek hodin. Proto je nyní možné do modulu zadávat pouze tři hodnoty vzduchového výkonu – tedy tři vzduchotechnické jednotky stejných parametrů o různém vzduchovém výkonu. Na základě vypočítaných hodnot se potom uživatel může rozhodnout, kterou jednotku zvolit, případně ještě hodnoty vzduchového výkonu upravit a znovu spustit výpočet. Následuje schéma výpočtu v exteriérových extrémech:



Obrázek 13: Schéma výpočtu v extrémech exteriéru

3.1.9 Vytvoření výpočetního modulu pro celoroční výpočet

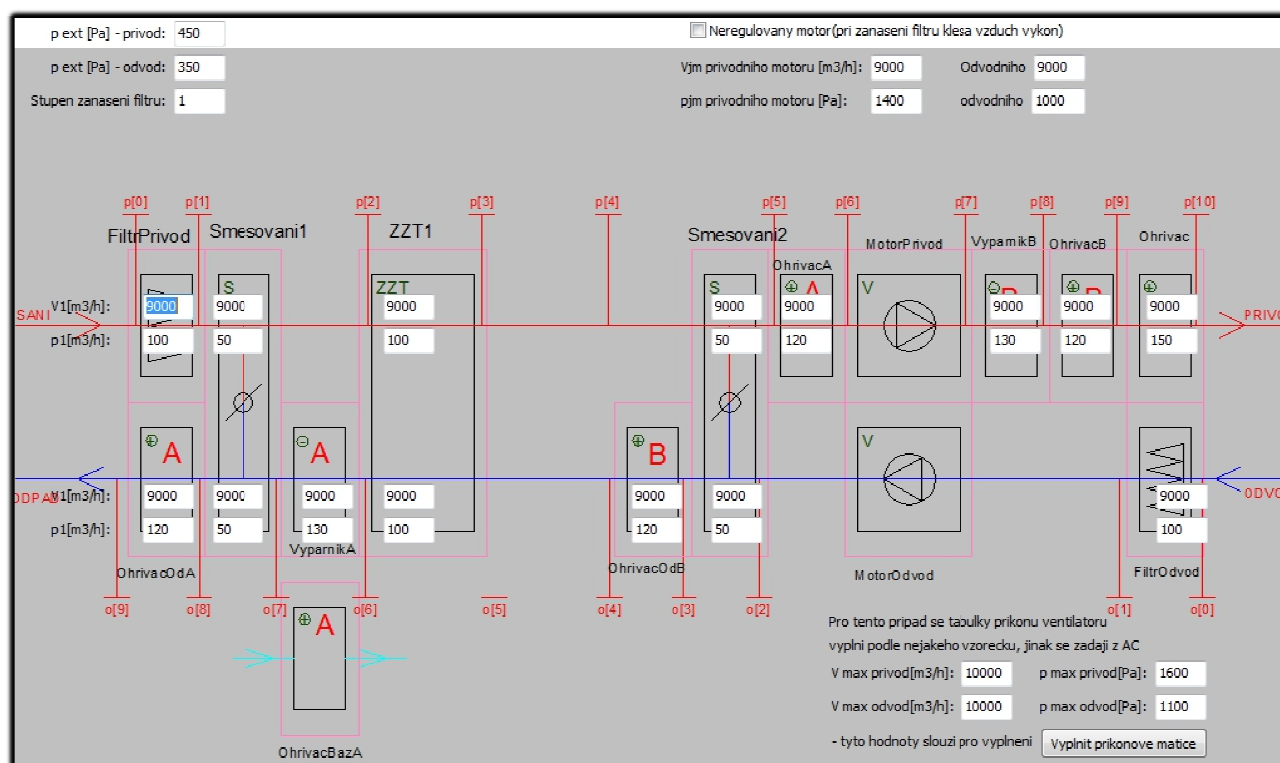
Tento modul slouží pro výpočet ročních nákladů na provoz vzduchotechnického odvlhčovacího zařízení. Výpočet je proveden v jednotlivých dnech roku, kdy jsou pro každý den zadány průměrné denní a noční teploty a vlhkosti. Tyto lze vyplnit např. z naměřených hodnot. Do výpočtu jsou taktéž zadány požadované okrajové podmínky v jednotlivých dnech, jako teploty a vlhkosti interiéru, odpar, nutnost vytápění a odvodu tepelné zátěže. Dále podíly čerstvého vzduchu. Útlumový režim a provoz zařízení v tomto režimu atd. Do celoročního výpočtu je nutné zadat velké množství vstupních hodnot – několik hodnot pro každý den. Celoroční výpočet pracuje na výše uvedeném modulu optimalizace, který je spuštěn dvakrát pro každý den v roce (plný a útlumový provoz, resp. den a noc). Výsledky jsou ukládány do souboru hodnot a po skončení výpočtu je možno tento soubor zobrazit. Hlavním výsledkem jsou roční provozní náklady zařízení.



Obrázek 14: Schéma celoročního výpočtu zařízení

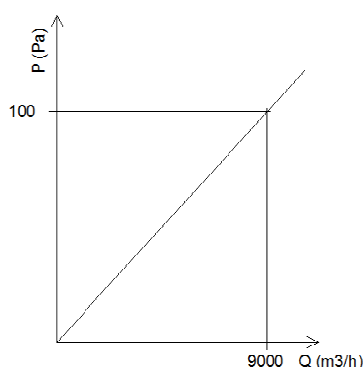
3.1.10 Implementace tlakových poměrů do výpočtu

Do všech výše uvedených výpočtů je zaveden nadřazený modul, který umožňuje výpočet obohatit o tlakové ztráty jednotlivých komponent včetně frekvence výměny filtrů v celoročním výpočtu. Tlakové ztráty komponent VZT zařízení mají významný vliv na příkon elektromotorů pohánějících ventilátory a tím na celkový odběr elektrické energie vzduchotechnickým zařízením. Pro implementaci tlakových poměrů je nutné každému prvku VZT zařízení přiřadit pro daný průtok danou tlakovou ztrátu. Dále je nutné vyplnit požadovaný externí tlak zařízení a příkonové matice ventilátorů (popsáno dále). Následuje obrázek pro zadání tlakových ztrát:



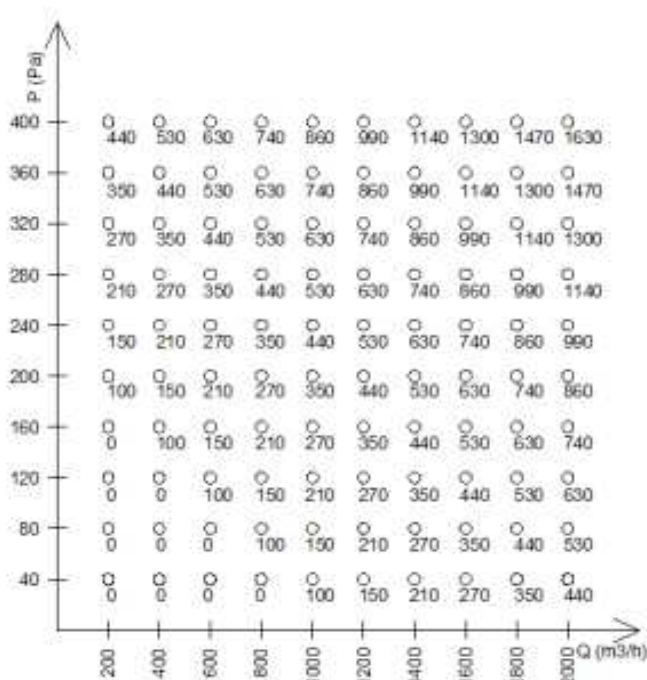
Obrázek 15: Zadání tlakových ztrát jednotlivých komponent

Na výše uvedeném obrázku je zobrazen princip zadávání tlakových ztrát jednotlivých komponent VZT zařízení při určitém vzduchovém množství. Například u filtru vidíme, že je pro průtok $9000 \text{ m}^3/\text{h}$ zadaná tlaková ztráta 100 Pa. K filtrům se dále vztahuje proměnná – stupeň zanášení filtru. Čím je zadané větší číslo, tím rychleji se filtry zanášejí a stoupá tlaková ztráta celého zařízení – pokud máme regulované ventilátory, stoupá i odběr proudu. Zadané číslo 1 odpovídá výměně filtrů po cca půl roce provozu. U každé vnitřní komponenty VZT zařízení se při změně vzduchového průtoku také mění přímo úměrně tlaková ztráta komponenty. Závislost tlakové ztráty na průtoku je patrná z následujícího grafu. Program při změně průtoku přepočítává tlakovou ztrátu komponenty podle rovnice přímky:



Obrázek 16: Závislost tlakové ztráty komponenty na aktuálním průtoku

Do výpočtu dále vstupuje zadávaná vlastnost elektromotorů – motor je buď regulovaný, nebo neregulovaný. V případě regulovaného motoru je udržován stejný průtok vzduchu bez ohledu na stupeň zanesení filtrů – větší tlakovou ztrátu sestavy. Pokud je motor neregulovaný, při zanášení filtrů klesá vzduchový průtok. U elektromotorů je dále nutné vyplnit tzv. příkonové matice. Příkonové matice jsou tabulky – dvourozměrné pole, kde je každému vzduchovému průtoku a dispozičnímu tlaku ventilátoru (na odvodu i přívodu) přiřazena hodnota nutného elektrického příkonu. Tyto tabulky se vyplňují strojově z nadřazeného programu podle charakteristik skutečných ventilátorů. Příkonové matice mají rozměr 1000 x 1000 bodů. Na následujícím obrázku je vidět princip příkonové matice o rozměru 10 x 10 bodů:



Obrázek 17: Příklad příkonové matice ventilátoru

Z obrázku je patrné, že uvedený ventilátor např. při průtoku 1800 m³/h a dispozičním tlaku 400 Pa odebírá 1470 W elektrické energie. Případy, kdy tabulka neudává přesnou hodnotu (potřebujeme např. tlak 330 Pa a průtok 1890 m³/h), hledá program potřebný příkon extrapolací.

Řešení odběru elektrické energie pomocí uvedené tabulky (příkonové matice) bylo zvoleno z důvodů různých charakteristik rozdílných druhů ventilátorů a nemožnosti vyjádřit příkon matematicky. Příkonová matice musí být naplněna externím software (jedná se o programovou proměnnou) např. z naměřených hodnot k určitému ventilátoru.

3.1.11 Zobrazení výstupu z DLL

Jak již bylo uvedeno, náplní práce je hlavně vytvoření výpočetního modulu pro návrh a optimalizaci vzduchotechnických jednotek pro odvlhčování. DLL knihovna obsahuje pouze výpočetní funkce a procedury a při jejím programování tedy musí být vytvořen další software pro testování, který umožní co nejpřehlednější zadávání vstupních hodnot a zobrazení výsledků výpočtu. Výstupy tohoto zobrazovacího software jsou uvedeny v obrázcích v předchozím i následujícím textu. Jak je z obrázků zřejmě patrné, v tuto chvíli není tento zobrazovací program zoptimalizován a „uhlazen“. Postupem času bude tomuto také věnována pozornost, ačkoliv toto není hlavní náplní práce.

3.2 POPIS VÝPOČTU JEDNOTLIVÝCH ÚPRAV VZDUCHU

V této kapitole uvedu postup výpočtu jednotlivých úprav vzduchu, jako jsou směšování, ohřev, ZZT apod.

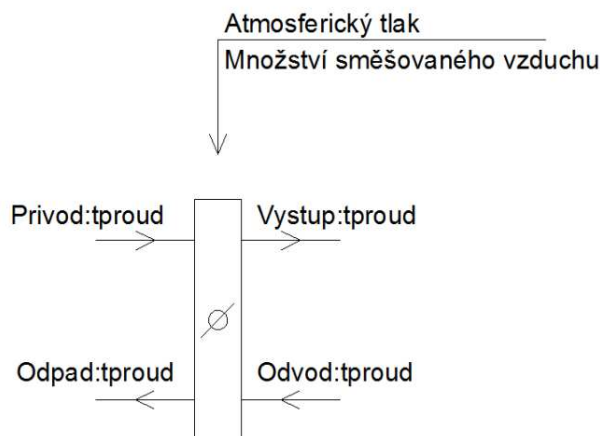
Základní *typ* (jedná se o datový typ, soubor dat, respektive o množinu dalších typů, polí a podobně) používané proměnné je *typ*, který jsem nazval *tproud* (type proud). Tento *typ* v sobě nese všechny vlastnosti proudu vzduchu, které jsou potřebné pro výpočet. Jedná se tedy o soubor reálných čísel, kterými jsou: hustota vzduchu, parciální tlak vodní páry, objemový průtok, teplota, relativní a měrná vlhkost a entalpie. Další součástí proměnné jsou některé logické typy nesoucí informace např. o chybě ve výpočtu nebo některých nenadálých stavech (dělení nulou apod.).

Následující výpočetní vztahy pro výpočet jednotlivých úprav vzduchu jsou prezentovány fyzikálními vztahy s proměnnými, které jsou používané přímo v kódu programu. Názvy proměnných tedy nemusejí zcela přesně odpovídat názvům proměnných ve fyzikálních vztazích, ze kterých vycházejí. Např. u výpočtu deskového rekuperátoru je proměnná pro odvodní účinnost definovaná jako *OdUc*, ve fyzikálním vztahu je tato proměnná označená písmenem η . Tento postup jsem zvolil proto, že vztahy jsou brány přímo z programového kódu, který svou podstatou neumožňuje používání různých speciálních znaků a musí se v něm dodržovat taková pravidla zápisu, aby jim kompilátor porozuměl.

Nyní k popisu výpočtu jednotlivých úprav vzduchu:

3.2.1 Směšování

Objekt směšování je funkce vracející chybovou hodnotu (vrácená hodnota 0 je bez chyby a další čísla jsou různé specifické chyby). Do této funkce vstupují dvě proměnné typu *tproud*, kterými jsou vzduch přiváděný do směšovací komory ze strany čerstvého vzduchu a vzduch přiváděný do směšovací komory ze strany odváděného vzduchu z místnosti. Dalšími vstupy jsou množství čerstvého vzduchu a atmosferický tlak. Výstupem jsou dvě proměnné typu *tproud* a to vzduch po smísení a vzduch odpadní. Na následujícím obrázku je vidět schéma výpočtu směšování:



Obrázek 18: Směšovací komora

Výpočet směřování vychází z rovnic pro výpočet teploty a měrné vlhkosti směsi dvou vzduchových proudů:

$$(1) \quad t_s = \frac{M_1 \cdot t_1 + M_2 \cdot t_2}{M_1 + M_2} \quad a$$

$$(2) \quad x_s = \frac{M_1 \cdot x_1 + M_2 \cdot x_2}{M_1 + M_2}, \text{ kde}$$

M_1 a M_2 jsou hmotnostní průtoky vzduchu, tedy hustota vzduchu násobená objemovým průtokem (kg/s),

t_1 a t_2 jsou teploty mísených vzduchů (°C) a

x_1 a x_2 jsou měrné vlhkosti mísených vzduchů (kg/kg).

Vstupujícími proměnnými typu *tproud* do programové funkce, definujícími proud vzduchu, jsou tedy *Privod* a *Odvod*. Výstupem jsou *Vystup* a *Odpad*.

Upravená rovnice pro výpočet teploty výstupního vzduchu (*Vystup*) po smísení vzduchu přívodního (*Privod*) a odvodního (*Odvod*) je tedy:

$$(3) \quad \text{Vystup. } t = \frac{(\text{Privod.V} - V_s) \cdot \rho \cdot \text{Privod.t} + V_s \cdot \rho \cdot t_s}{(\text{Privod.V} - V_s) \cdot \rho + V_s \cdot \rho}, \text{ kde}$$

Privod.V je množství přiváděného vzduchu (m³/s),

Privod.t je teplota přiváděného vzduchu (°C),

V_s je množství směšovaného vzduchu (množství odvodního vzduchu, které se smísí se vzduchem přívodu, m³/s),

ρ je hustota vzduchu (kg/m³) a

t_s je teplota směšovaného vzduchu (v tomto případě tedy teplota odvodního vzduchu).

Rovnice pro výpočet měrné vlhkosti po smísení je obdobná jako pro výpočet teploty:

$$(4) \text{ Vystup. } x = \frac{(\text{Privod.}V - V_s) \cdot \rho \cdot \text{Privod.}x + V_s \cdot \rho \cdot x_s}{(\text{Privod.}V - V_s) \cdot \rho + V_s \cdot \rho}, \text{ kde}$$

Privod.x je měrná vlhkost přiváděného vzduchu (g/kg) a

x_s je měrná vlhkost směšovaného vzduchu (v tomto případě tedy měrná vlhkost odvodního vzduchu, g/kg).

Po proběhnutí výpočtu tedy známe veškeré parametry *Vystupu* i *Odpadu*.

Množství vzduchu: $\text{Vystup.}V = \text{Privod.}V + V_s$

$\text{Odpad.}V = \text{Odvod.}V - V_s$

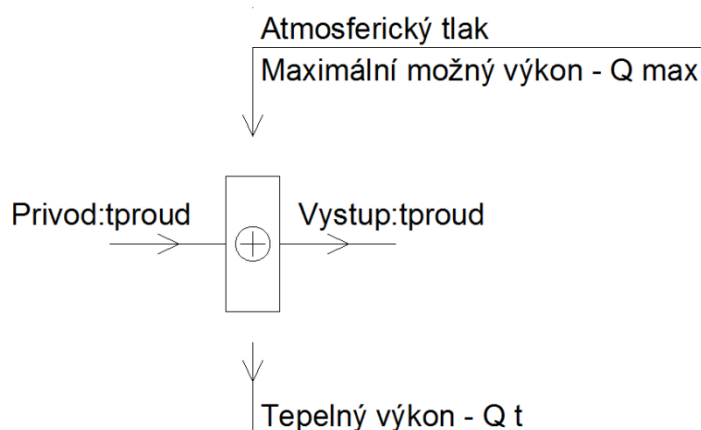
Teploty vzduchu: $\text{Vystup.}t$ viz. rovnice (3)

$\text{Odpad.}t = \text{Odvod.}t$

Měrné vlhkosti: $\text{Vystup.}x$ viz. rovnice (4)

$\text{Odpad.}x = \text{Odvod.}x$

Další vzduchové veličiny, kterými jsou hustota vzduchu, entalpie, relativní vlhkost a parciální tlak, dopočítá program pomocí psychrometrických funkcí. Na následujícím obrázku vidíme *h, x* diagram generovaný programem s částí směšování:



Obrázek 20: Ohříváč

Výpočet ohřevu vychází z upravené kalorimetrické rovnice pro výpočet výkonu výměníku při konstantní měrné vlhkosti vzduchu:

$$(5) \quad Q_{oh} = M_A * c * \Delta t, \text{ kde}$$

M_A je hmotnostní průtok vzduchu, tedy hustota vzduchu násobená objemovým průtokem (kg/s),

c je měrná tepelná kapacita vzduchu ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) a

Δt je rozdíl teplot (K).

Upravená rovnice pro výpočet tepelného výkonu ohříváče Q_t je tedy:

$$(6) \quad Q_t = \text{Privod.} V * \rho * c * (\text{Vystup.} t - \text{Privod.} t), \text{ kde}$$

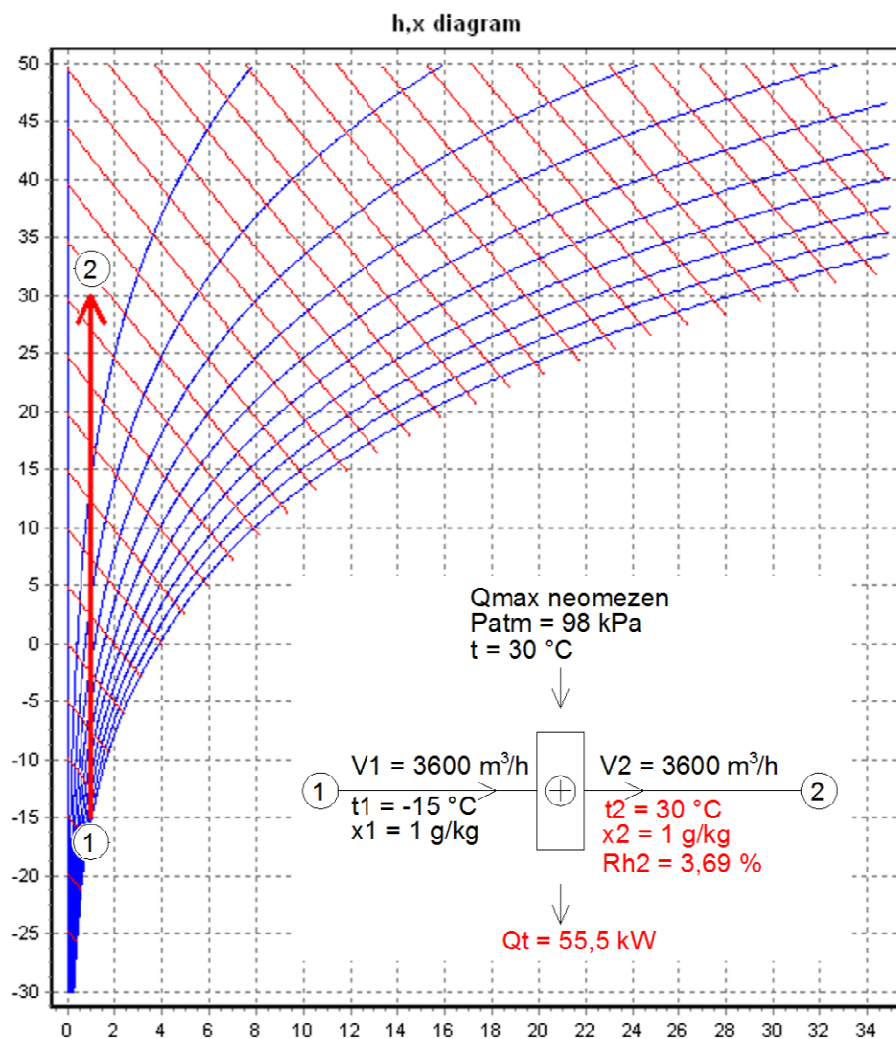
$\text{Privod.} V$ je množství přiváděného vzduchu (objemový průtok, m^3/s),

$\text{Vystup.} t$ je teplota vzduchu za ohříváčem, která se v ideálním případě rovná teplotě požadované ($^{\circ}\text{C}$),

ρ je hustota vzduchu (kg/m^3),

c je měrná tepelná kapacita vzduchu ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$).

Po spuštění funkce je do proměnné $\text{Odvod.} t$ uložena požadovaná teplota za ohříváčem a vypočítán tepelný výkon ohříváče. Jak již bylo popsáno výše, je možné výkon ohříváče omezit pomocí proměnné Q_{max} . Pokud tedy vypočítaný tepelný výkon (Q_t) je vyšší než maximální zadaný výkon (Q_{max}), je zpětně přepočítaná skutečná teplota $\text{Vystup.} t$ a funkce výpočtu ohříváče vrátí chybovou hlášku o nedostatečném výkonu ohříváče. Skutečný tepelný výkon ohříváče (Q_t) je poté roven maximálnímu zadanému výkonu (Q_{max}) a teplota vzduchu na výstupu z ohříváče ($\text{Vystup.} t$) je nižší než teplota požadovaná. Pokud chci vypnout omezení maximálního výkonu je do reálné proměnné Q_{max} uložena hodnota 0.



Obrázek 21: Výpočet ohříváče a h,x diagram

Na předchozím obrázku je vidět vzorový výpočet ohříváče pomocí naprogramované funkce se zakreslením do generovaného h, x diagramu. Černé hodnoty při obrázku ohříváče jsou hodnoty zadávané, červené jsou ty, které program spočítá.

Na následujícím obrázku je pro zajímavost zobrazena funkce, která počítá ohříváč, ve zdrojovém kódu programovacího jazyka Pascal:

```

function tohrev.vypocetvykonu({vstupy})var p1:tproud;t2,Qmax:real;
                                {vystupy}var p2:tproud;var Qt:real;AtmTlak:real):byte;
var c:real;                      {m3/h,kW}
begin
  result:=0;
  result:=Nastavsechnyveliciny(p1,atmtlak);

  if result<>0 then exit;
  p2:=p1;
  p2.mlha:=false;
  p2.tep:=t2;p2.rh:=0;
  result:=Nastavsechnyveliciny(p2,atmtlak);
  Qt:=0;

  if p1.tep>t2 then begin
    p2.tep:=p1.tep;
    result:=129; //INFO:Uohrivac:Pozadovana teplota je nizsi nez pred ohrivacem
    exit;
  end;

  c:=1010+0.12*p1.tep;

  Qt:=p1.v*0.5*(p1.Ro+p2.ro)*c*(p2.tep-p1.tep)/3600000;
  if (Qmax<>0) and (Qt>qmax) then
  begin
    Qt:=Qmax;
    p2.tep:=(Qt*3600000+p2.v*0.5*(p1.Ro+p2.ro)*c*p1.tep)
            /(p2.v*0.5*(p1.Ro+p2.ro)*c);
    p2.rh:=0;
    result:=Nastavsechnyveliciny(p2,atmtlak);
    result:=130; //INFO:Uohrivac:Byl prevysen maximalni vykon.uprava pozadovane teploty
  end;
end;

```

Obrázek 22: Zdrojový kód výpočtu ohřívače

Ve střední nižší části je patrná kalorimetrická rovnice pro výpočet tepelného výkonu ohřívače. Tato je dělena číslem 3.600.000 z důvodu toho, abych mohl do funkce zadávat vzduchový průtok v m^3/h a výsledný tepelný výkon ohřívače vyšel v kW. Ve spodní části kódu je vidět, že pokud vypočtený tepelný výkon ohřívače překoná zadaný maximální výkon, funkce přepočítá skutečnou teplotu a generuje chybu s číslem 130.

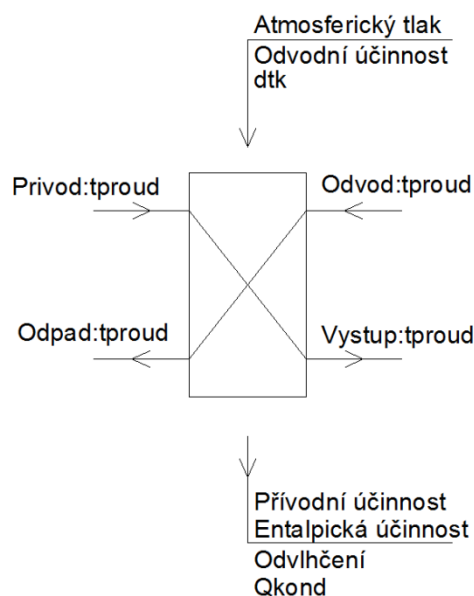


Obrázek 23: Ohřívač v jednotce

Na předchozím obrázku je vidět teplovodní ohřívač v dolní části vzduchotechnické jednotky ve výrobě. Před ohřívačem je patrná kapilára protimrazové ochrany.

3.2.3 Zpětné získávání tepla – deskový rekuperátor

Objekt ZZT je funkce vracející chybovou hodnotu (vrácená hodnota 0 je bez chyby a další čísla jsou různé specifické chyby). Vstupem do této funkce jsou dvě proměnné typu *tproud*. První jsem označil jako *Privod*, druhou jako *Odvod*. Dalším vstupem jsou proměnné typu *real* a to odvodní účinnost (*OdUc*) a rozdíl mezi teplotou kondenzátu a odpadním vzduchem (*dtk*). Dalším vstupem do funkce je atmosferický tlak. Výstupem z funkce jsou pak dvě proměnné typu *tproud* a to výstup přívodního vzduchu z rekuperátoru (*Vystup*) a výstup odpadního vzduchu (*Odpad*). Dalšími výstupy jsou reálné proměnné a to přívodní teplotní účinnost (*PrTU*), přívodní entalpická účinnost (*PrEnU*), odvlhčení (*Odv*) a teplo odvedené kondenzátem (*Qkond*). Uvedené je patrné z následujícího obrázku:



Obrázek 24: Schéma výpočtu rekuperátoru

Prvním krokem ve výpočtu ZZT je výpočet teploty vzduchu na odpadu z výměníku ZZT. Tedy:

$$(7) \text{ Odpad. } t = \text{Odvod. } t - (\text{odvod. } t - \text{privod. } t) * \text{OdUc, kde}$$

Odvod.t je teplota odvodního vzduchu před vstupem do výměníku (°C),
Privod.t je teplota přívodního vzduchu před vstupem do výměníku (°C),
OdUc je zadaná hodnota odvodní účinnosti

Dále program provede výpočet relativní vlhkosti odpadního vzduchu tak, že pro výpočet použije měrnou vlhkost odpadního vzduchu. Pokud vypočítaná relativní vlhkost překročí 100 %, je do ní uložena hodnota 100 % a následně je zpětně spočítaná měrná vlhkost odpadního vzduchu. Z rozdílu měrných vlhkostí odpadního vzduchu a odvodního vzduchu lze vypočítat odvlhčení:

$$(8) \quad \text{Odv} = \text{Odvod}.V * \rho * (\text{odvod}.x - \text{odpad}.x), \text{ kde}$$

Odvod.V je objemový průtok odváděného vzduchu (m^3/h),

ρ je hustota vzduchu (kg/m^3),

Odvod.x je měrná vlhkost odváděného vzduchu (g/kg),

Odpad.x je měrná vlhkost odpadního vzduchu z rekuperátoru (g/kg).

Dále program vypočítá množství tepla odvedené kondenzátem:

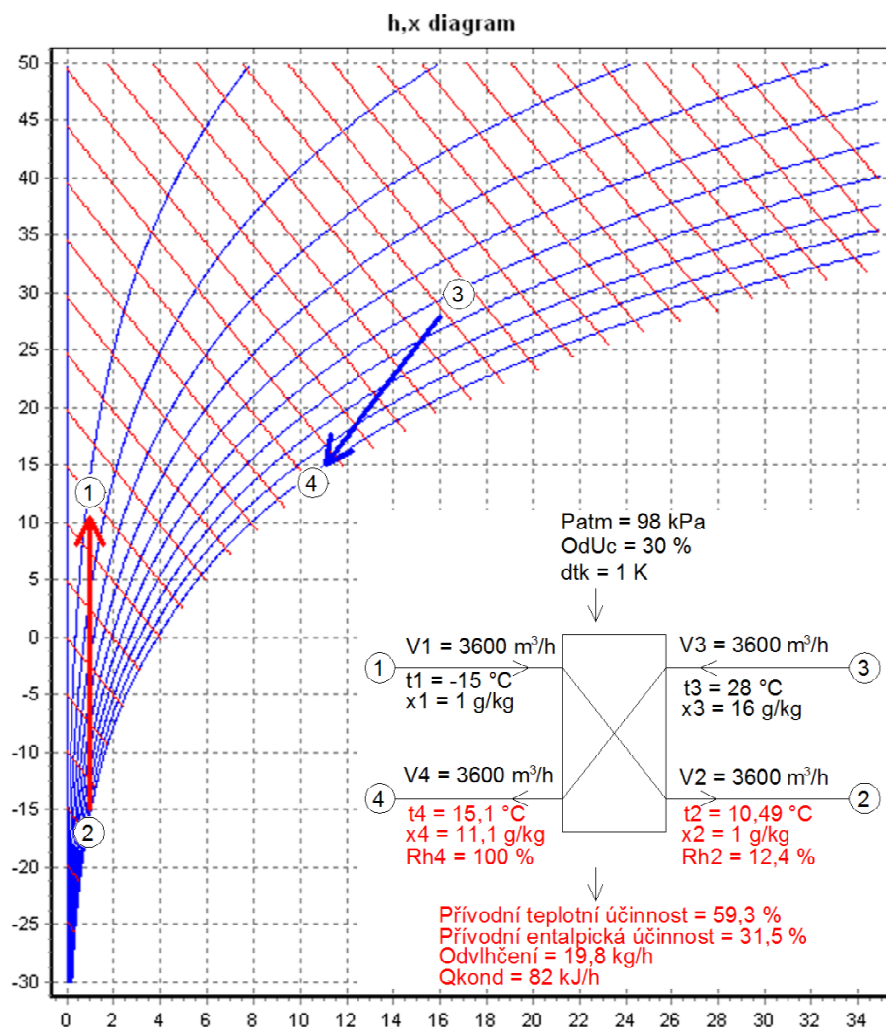
$$(9) \quad Q_{\text{kond}} = 4180 * d_{\text{tk}} * \text{Odv}, \text{ kde}$$

d_{tk} je rozdíl mezi teplotou odváděného vzduchu a teplotou kondenzátu (K),

Odv je vypočítané odvlhčení v rovnici (8) (g/h) a

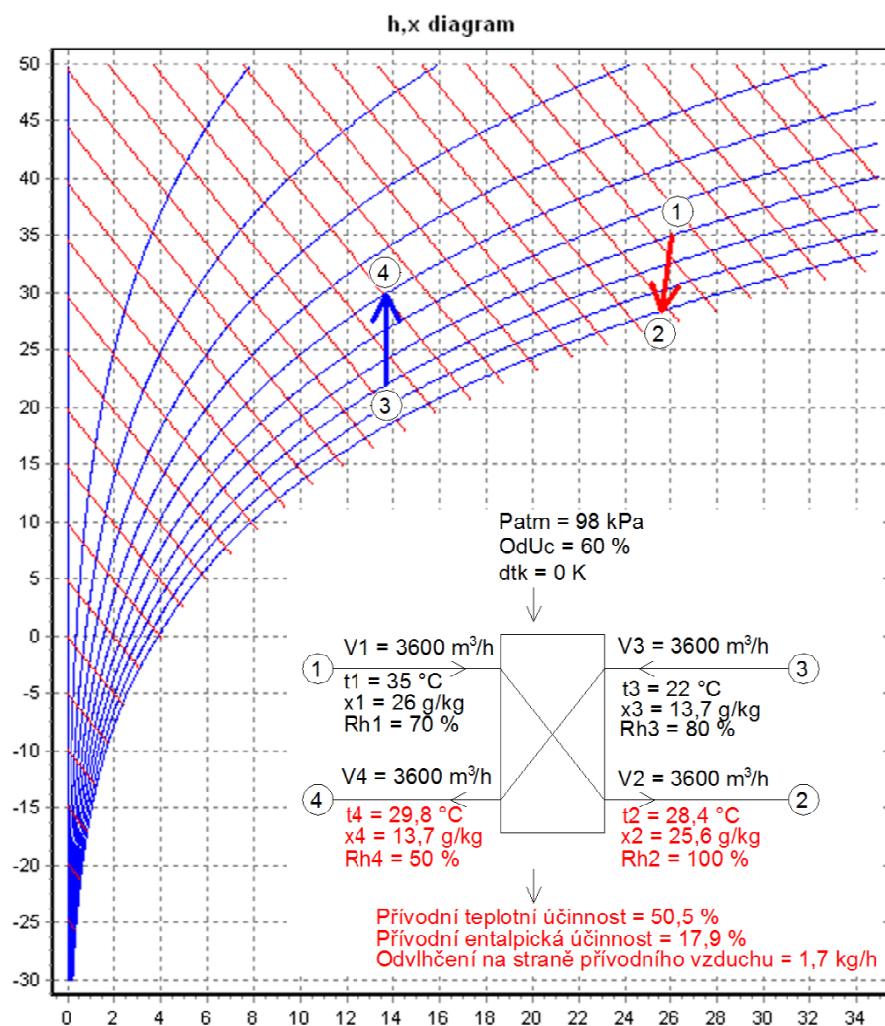
$4180 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ je měrná tepelná kapacita vody.

Za určitých podmínek může dojít i ke kondenzaci v přiváděném vzduchu. K tomuto může dojít v případech, kdy je teplota přiváděného vzduchu vyšší než teplota odváděného vzduchu (přiváděný vzduch se ochladí odváděným vzduchem). Tento stav program kontroluje tak, že vypočítá relativní vlhkost výstupního vzduchu z rekuperátoru a pokud je výsledek vyšší než 100 %, je do něj uložena hodnota 100 % a z rozdílů měrných vlhkostí je vypočítáno odvlhčení – obdobně jako u odvodního vzduchu.



Obrázek 25: Výpočet zpětného získávání tepla s odvlhčením na straně odváděného vzduchu a znázornění v h,x diagramu

Na předchozím obrázku je vidět vzorový výpočet výměníku pro zpětné získávání tepla. Černé hodnoty při obrázku výměníku jsou hodnoty zadávané, červené hodnoty jsou výstupy z výpočetní funkce. Červená šipka v diagramu znázorňuje úpravu přívodního vzduchu a modrá šipka znázorňuje úpravu odvodního vzduchu. Na následujícím obrázku je uveden případ, kdy nastává odvlhčení na straně přiváděného vzduchu:



Obrázek 26: Výpočet zpětného získávání tepla s odvlhčením na straně přiváděného vzduchu a znázornění v h,x diagramu

Odvlhčení na straně přiváděného vzduchu může nastat pouze v případech, kdy je přiváděný vzduch ochlazen vzduchem odváděným. Červená šipka značí přiváděný vzduch, modrá šipka značí vzduch odváděný.

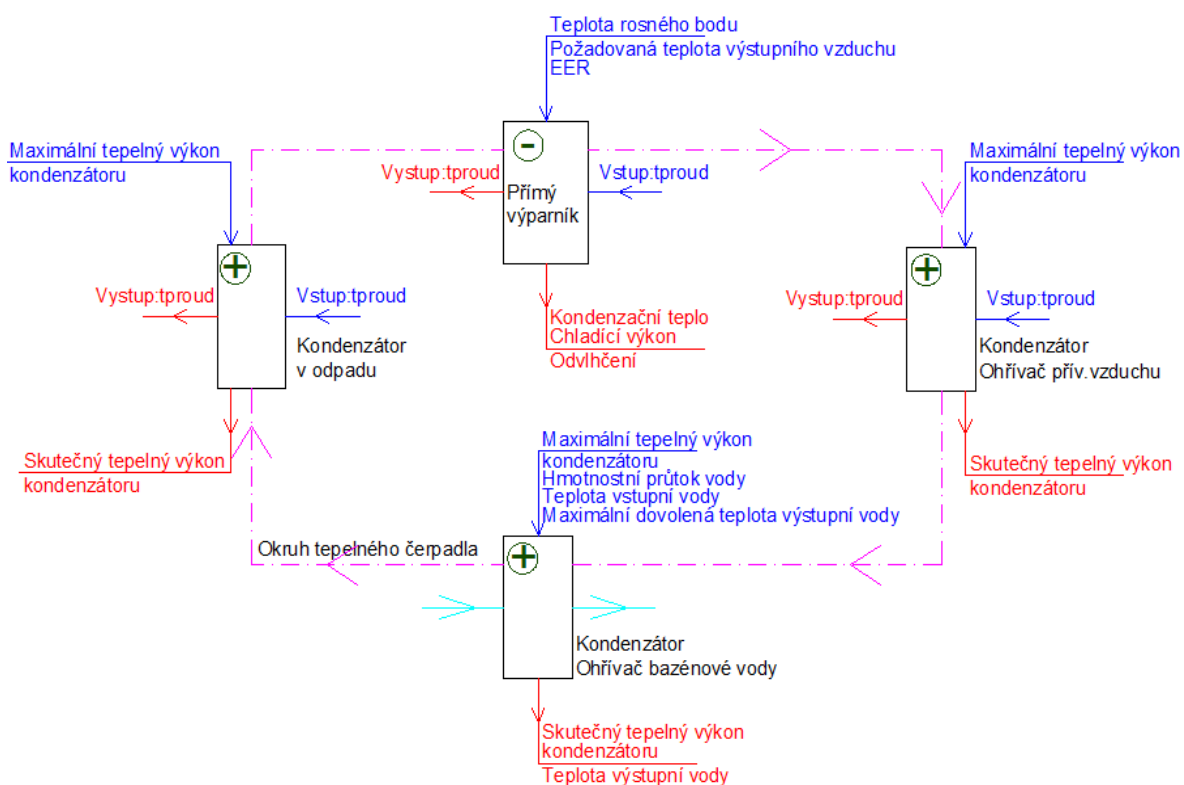


Obrázek 27: Deskový rekuperátor v jednotce

Na předchozí fotografii z výroby je vidět deskový rekuperátor pro zpětné získávání tepla. V horní části je vidět uzavírací klapka, pomocí které se řídí účinnost rekuperace – mění se množství vzduchu proudícího přes rekuperátor a přes obtok.

3.2.4 Okruh tepelného čerpadla

Funkce pro výpočet okruhu tepelného čerpadla je složena ze čtyř samostatných funkcí, které jsou provázané datovým tokem – chladivovým rozvodem. Jedná se o výparník, dva kondenzátory pro ohřev vzduchu a jeden kondenzátor pro ohřev bazénové vody. Jednotlivé funkce jsou zapínané podle konkrétní vybrané skladby vzduchotechnické jednotky. Pro účely tohoto software bylo zvoleno tepelné čerpadlo s plynulou regulací chladicího výkonu. Zde z důvodu zjednodušení programování výpočtu nahrazuji skokovou regulaci za plynulou. Chladicí výkon výparníku se řídí požadavkem na teplotu výstupního vzduchu z výparníku. Kondenzační teplo se odvádí podle aktuálního požadavku do jednotlivých kondenzátorů. Na následujícím obrázku je znázorněn okruh tepelného čerpadla se vstupy a výstupy:



Obrázek 28: Schéma okruhu tepelného čerpadla

Na obrázku jsou patrné vstupy do jednotlivých funkcí, které jsou zakresleny modrou barvou a výstupy, které funkce vracejí, ty jsou zakresleny barvou červenou.

Princip výpočtu chladivového okruhu tepelného čerpadla probíhá v následující posloupnosti:

1. Výpočet výparníku

Nejdříve proběhne výpočet vlastního výparníku. Z výše uvedeného obrázku jsou patrné vstupy, na základě kterých je vypočítán obtokový součinitel:

$$(10) \quad \text{ObSouc} = \frac{\text{Vystup.t} - t_r}{\text{Vstup.t} - t_r}, \text{ kde}$$

Vystup.t je teplota vzduchu vystupujícího z výparníku, tedy požadovaná teplota chlazení (°C),

Vstup.t je teplota vzduchu vstupujícího do výparníku (°C) a

t_r je střední povrchová teplota chladiče (°C).

Dále program vypočítá měrnou vlhkost vzduchu vystupujícího z výparníku:

$$(11) \quad \text{Vystup.x} = \text{ObSouc} * (\text{vstup.x} - x_r), \text{ kde}$$

ObSouc je obtokový součinitel z rovnice (11),

Vstup.x je měrná vlhkost vzduchu vstupujícího do výparníku (g/kg) a

x_r je měrná vlhkost vzduchu při teplotě *t_r* (g/kg).

Následně je pomocí psychrometrických funkcí vypočítána relativní vlhkost výstupního vzduchu, entalpie výstupního vzduchu a jeho hustota. Dále program spočítá celkový chladicí výkon z rozdílu entalpií:

$$(12) \quad Q_{ch} = \text{Vystup.V} * \rho * (\text{Vstup.h} - \text{Vystup.h}), \text{ kde}$$

Vystup.V je množství vzduchu procházející přes výměník (m³/s),

Vstup.h je entalpie vstupního vzduchu (kJ/kg) a

Vystup.h je entalpie výstupního vzduchu (kJ/kg).

Rovnice pro výpočet celkového chladicího výkonu zapsaná se správnými názvy proměnných je tato:

$$(13) \quad Q = V * \rho * \Delta h$$

Po výpočtu chladicího výkonu program spočítá odvlhčení z rozdílu měrných vlhkostí vstupního a výstupního vzduchu:

$$(14) \quad \text{Odvlhčení} = \text{Vystup. V} * \rho * (\text{Vstup. x} - \text{Vystup. x}), \text{ kde}$$

Vystup.x je měrná vlhkost výstupního vzduchu (g/kg) a

Vstup.x je měrná vlhkost vstupního vzduchu (g/kg).

Nakonec je vypočítáno kondenzační teplo jako součet chladicího výkonu a elektrického příkonu tepelného čerpadla. Elektrický příkon je vypočítán pomocí zadaného součinitele *EER* (Energy Efficiency Ratio). Po výpočtu výparníku následuje výpočet prvního kondenzátoru:

2. Výpočet kondenzátoru – ohřívač přívodního vzduchu

Na úrovni chodu programu vstupuje do ohřívače kondenzační teplo vypočítané ve funkci výparníku (předchozí odstavec). Výkon ohřívače v přívodu je omezen maximálním tepelným výkonem, který je zadaný. Řídící hodnotou ohřevu je požadovaná teplota výstupního vzduchu. Pokud je kondenzačního tepla málo, je vypočítaná skutečná teplota vzduchu, na kterou je ohřívač schopen vzduch ohřát. Pokud je kondenzačního tepla přebytek, je vzduch ohřátý na požadovanou teplotu a zbylé kondenzační teplo (nezkondenzované chladivo) je převedeno do dalšího kondenzátoru:

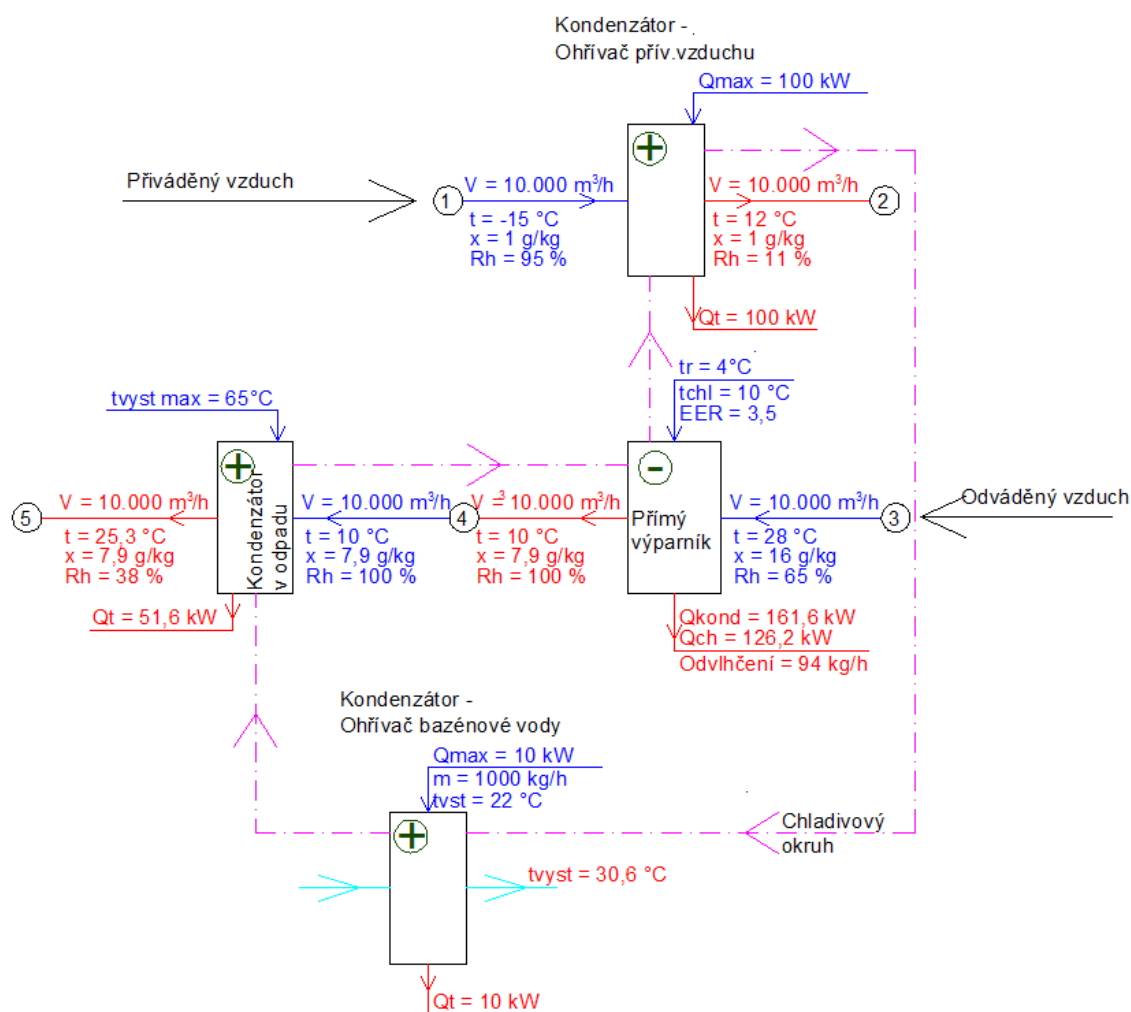
3. Výpočet kondenzátoru – ohřívač bazénové vody

Vzhledem k tomu, že software je určen převážně pro výpočet bazénových odvlhčovacích zařízení, tak je do něj implementován i ohřívač bazénové vody. Pro tento ohřívač je řídicí proměnnou požadovaná teplota výstupní vody. Ohřívač je dále omezen zadanou hodnotou maximálního výkonu a/nebo maximální dovolenou teplotou výstupní vody. Pokud je kondenzačního tepla méně, je obdobně jako u ohřívače vzduchu vrácena skutečná teplota ohřáté vody. Pokud je kondenzačního tepla více, ohřeje ohřívač vodu na požadovanou teplotu (eventuálně předá vodě maximální zadaný tepelný výkon) a zbylé kondenzační teplo je převedeno do posledního kondenzátoru:

4. Výpočet kondenzátoru – ohřívač v odpadním vzduchu

Tento ohřívač je určen pro odvod zbytkového kondenzačního tepla. Jeho řídicí proměnnou je maximální teplota vzduchu na výstupu a/nebo maximální výkon. Výpočet probíhá shodně s ohřívačem přívodního vzduchu, je v něm pouze implementované uvedené omezení na maximální výstupní teplotu. Pokud ani v tomto kondenzátoru nedojde k předání veškerého kondenzačního tepla, celý okruh tepelného čerpadla je vypnutý a funkce vrátí chybovou hlášku – v tomto případě nelze okruh tepelného čerpadla při zadaných okrajových podmínkách použít.

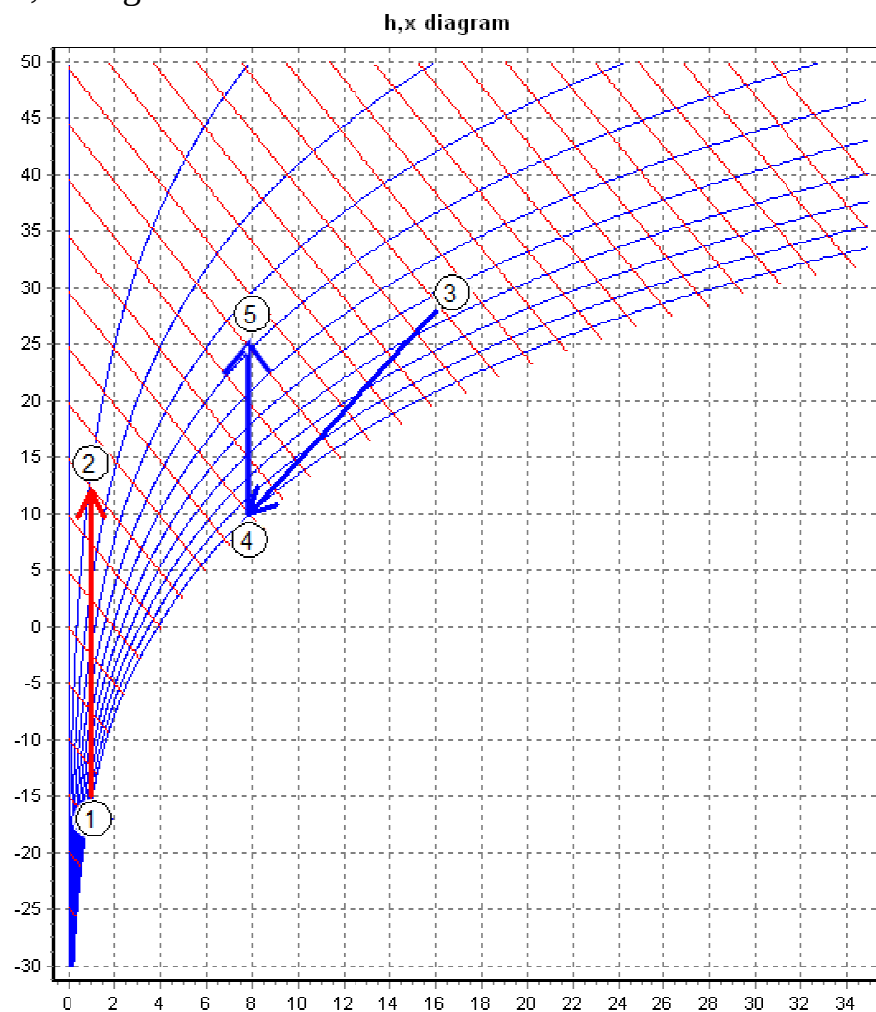
Na následujícím obrázku vidíme výpočet tepelného čerpadla se znázorněním vstupních/zadaných (modře) a výstupních/vypočítaných (červeně) hodnot:



Obrázek 29: Výpočet okruhu tepelného čerpadla

Odváděný vzduch z prostoru o teplotě 28°C , relativní vlhkosti 65% a množství $10000 \text{ m}^3/\text{h}$ vstupuje do přímého výparníku, kde je ochlazen na zadanou teplotu 10°C . Kondenzační teplo $161,6 \text{ kW}$ je nejdříve z části spotřebováno v kondenzátoru na ohřev přiváděného vzduchu, který vzduch ohřeje z teploty -15°C na teplotu 12°C maximálním zadaným tepelným výkonem 100 kW . Další část kondenzačního tepla (10 kW) je využita v bazénovém ohřivači pro ohřev bazénové vody. Bazénový ohřivač je omezen výkonem 10 kW a ohřeje vstupní vodu o teplotě 22°C v průtočném množství 1000 l/h na teplotu $30,6^\circ\text{C}$. Zbylým kondenzačním teplem je ohřátý odpadní vzduch z 10°C na $25,3^\circ\text{C}$. Na obrázku je popsán pouze princip výpočtu okruhu tepelného čerpadla. Tato konkrétní sestava VZT zařízení (snad kromě využití TČ pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu) nemá praktický význam.

Ještě pro úplnost je na následujícím obrázku zakreslena uvedená úprava vzduchu do h, x diagramu:



Obrázek 30: Výpočet okruhu tepelného čerpadla – úpravy vzduchu v h, x diagramu

Červeně je zakreslený přiváděný vzduch – ohřev v kondenzátoru a modře vzduch odváděný – ochlazení na výparníku a ohřev v kondenzátoru odpadu.



Obrázek 31: Tepelné čerpadlo v jednotce – kompresor

Na předchozí fotografii z výroby je vidět část okruhu tepelného čerpadla – kompresor s částí přímého výparníku, který je osazen za deskovým rekuperátorem.

4 VÝSLEDKY PRÁCE

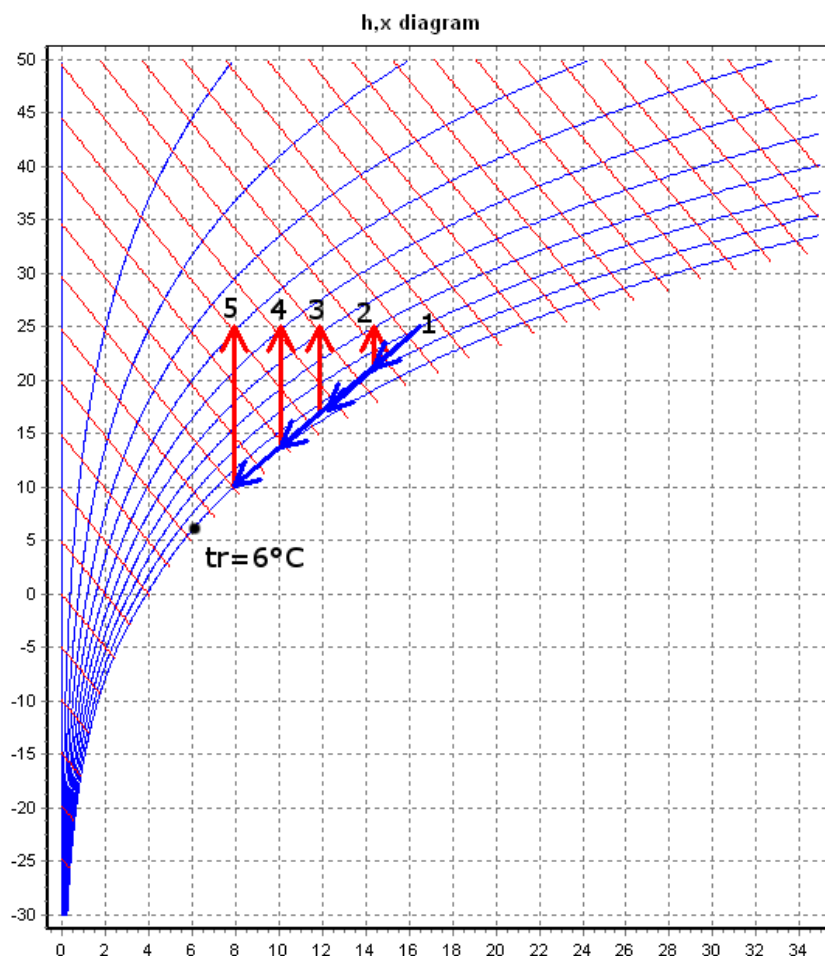
V této kapitole jsou popsány dosažené výsledky práce. Návrh odvlhčovacího vzduchotechnického zařízení, výpočet nejvhodnějších nastavení aktivních prvků vzduchotechnické jednotky a výpočet celoročních provozních nákladů zařízení byli implementováni do programované knihovny DLL jako funkce přístupné z externího software. Toto bylo požadavkem firmy REMAK a.s. tak, aby mohla s těmito funkcemi pracovat při výrobě a návrhu bazénových vzduchotechnických zařízení. Software pro výpočet odparu z vodní hladiny, který je důležitý pro optimální návrh bazénové odvlhčovací jednotky byl implementován jako další funkce do nyní volně šiřitelného programu TERUNA. Tento postup byl zvolen po konzultaci s Doc. Ing. Alešem Rubinou, Ph.D. neboť výpočet odparu nebyl v požadavcích firmy REMAK a.s., tj. nebyl ve smlouvě smluvního výzkumu centra ADMAS.

Dílním výsledkem je také rozbor vlivu topného a chladicího výkonu na výkon odvlhčovací s ohledem na řazení jednotlivých výměníků. Toto je popsáno v následující podkapitole:

4.1 VLIV TOPNÉHO A CHLADÍCIHO VÝKONU NA ODVLHČOVÁNÍ

Detailní rozbor problému odvlhčování pomocí vzduchotechnických zařízení a porovnání dvou systémů odvlhčování z hlediska zvlhčovacího výkonu a energetické náročnosti byl proveden pomocí naprogramovaného software.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.1, odvlhčování je velmi náročná úprava vzduchu na provozní i investiční náklady vzduchotechnického zařízení. Na následujícím h, x diagramu, který je výstupem z navrženého software je vidět vliv zvyšování topného a chladicího výkonu na výslednou přiváděnou vlhkost. V tomto případě se jedná o standardní řazení výměníků používané pro odvlhčování. Tedy po směru přiváděného vzduchu je osazen nejdříve chladič a potom ohřívač. V tomto případě je uvažován venkovní vzduch o teplotě 25 °C a relativní vlhkosti 80 % (měrná vlhkost 16,5 g/kg) – v grafu bod 1. Požadovaná teplota přiváděného vzduchu je taktéž 25 °C. Množství větracího vzduchu je 10.000 m³/h. Střední povrchová teplota chladiče je 6 °C.



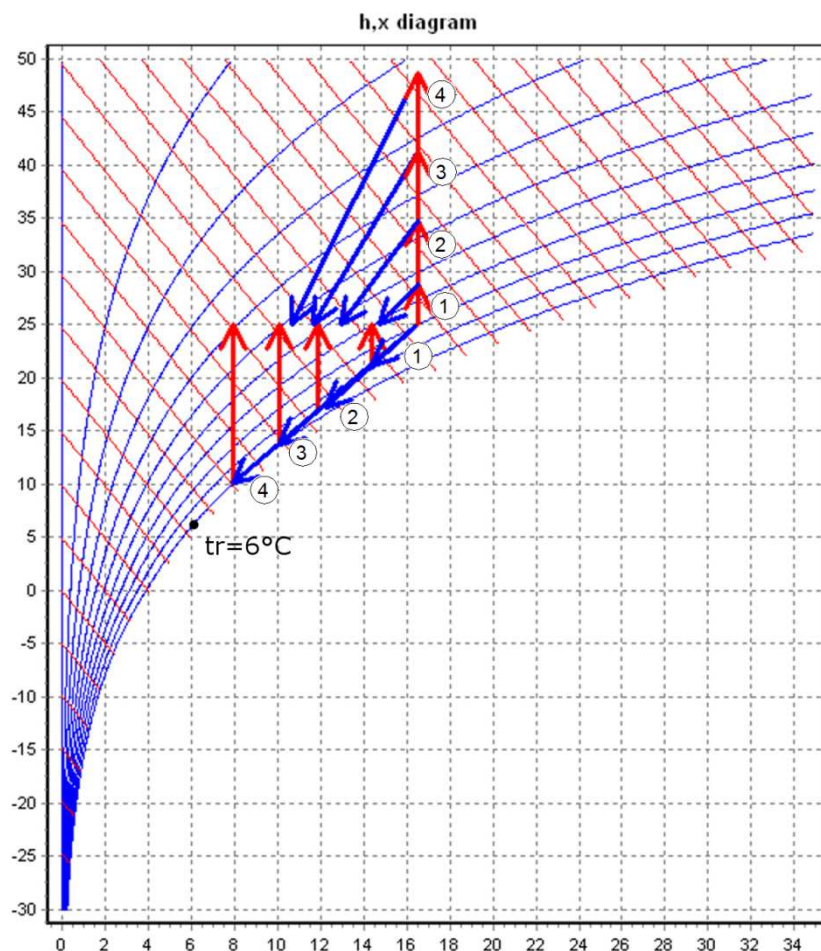
Obrázek 32: Vliv zvyšování výkonu výměníků na vlhkost přiváděného vzduchu

V diagramu jsou zakresleny čtyři úpravy odvlhčování, každá s jiným výkonem výměníků:

- Bod 2: Chladicí výkon 30 kW
Topný výkon 12,5 kW
- Bod 3: Chladicí výkon 60 kW
Topný výkon 25 kW
- Bod 4: Chladicí výkon 90 kW
Topný výkon 37 kW
- Bod 5: Chladicí výkon 120 kW
Topný výkon 49 kW

Podle uvedených hodnot tedy můžeme říct, že přímo úměrně s výkonem chladiče a následného dohřevu stoupá i odvlhčovací výkon a to až do maximálního výkonu chlazení. Maximální výkon chlazení je omezen střední povrchovou teplotou chladiče – vzduch lze tedy ochladit teoreticky až na teplotu 6 °C a výkon odvlhčování by se v tomto případě pohyboval někde kolem hodnoty 100 kg/h. Samozřejmě za cenu velkého tepelného výkonu chladiče i ohřívače.

Na dalším obrázku je uveden h, x diagram z obrázku 4, do kterého jsou zakreslené čtyři úpravy vzduchu odvlhčováním, ale s opačným pořadím výměníků – tedy po směru proudu přívodního vzduchu nejdříve ohříváč a po té chladič:



Obrázek 33: Vliv zvyšování výkonu výměníků na vlhkost přiváděného vzduchu při opačném pořadí výměníků

Úpravy do tohoto h, x diagramu byly zakresleny za přesně stejných okrajových podmínek jako v předchozím případě ($t_{\text{ext}} = 25\text{ °C}$, $x_{\text{ext}} = 16,5\text{ g/kg}$, $t_{\text{přív}} = 25\text{ °C}$). Z diagramu je vidět, že pro odvlhčení v opačném pořadí výměníků potřebujeme daleko větší výkon ohříváče. Dále je patrné, že při zvyšování výkonu výměníků již odvlhčovací výkon nijak výrazně nestoupá. V následující tabulce vidíme porovnání dvou druhů odvlhčování ve vztahu k h, x diagramu uvedenému na obrázku 5:

Křivka	Řazení chladič – ohříváč			Řazení ohříváč – chladič		
	Chladicí výkon (kW)	Topný výkon (kW)	Odvlhčení (kg/h)	Chladicí výkon (kW)	Topný výkon (kW)	Odvlhčení (kg/h)
1	30	12,5	21	27	12,5	18
2	60	25	42	60	31	36
3	90	37	64	90	51	48
4	120	49	86	120	72	58

Tabulka 1: Porovnání vlivu výkonů výměníků na odvlhčovací výkon zařízení pro různé řazení ohříváče a chladiče

Pokud je po směru proudu vzduchu řazen nejdříve ohříváč a potom chladič, je možné říct, že odvlhčování je efektivní pouze při malých odvlhčovacích výkonech. Odvlhčování v tomto případě je taktéž velmi závislé na skutečné střední povrchové teplotě chladiče. Pokud bude teplota vyšší, odvlhčovací výkon bude znatelně klesat. Za všech okolností je tedy mnohem efektivnější odvlhčování, kdy je po směru proudu vzduchu nejdříve chladič a potom ohříváč. Na tento způsob odvlhčování však musí být vzduchotechnické zařízení připraveno již z výroby.

4.2 NÁVRH ODVLHČOVACÍHO VZT ZAŘÍZENÍ PRO KONKRÉTNÍ PROJEKT

Návrh konkrétního vzduchotechnického zařízení lze provést pomocí modulu *extrémní výpočet*. Zadávacími okrajovými podmínkami jsou tři tepelně vlhkostní parametry exteriéru:

- Zimní extrém – jedná se o nejnižší venkovní teplotu
- Letní extrém – jedná se o nejvyšší venkovní teplotu
- Vlhkostní extrém – zde je zadaná hodnota maximální měrné vlhkosti exteriéru při co nejvyšší teplotě (např. 25 °C při rH = 90 %, tedy měrná vlhkost více jak 18 g/kg – období deště v létě)

Každému z uvedených extrémů jsou přiřazeny požadované podmínky interiéru (odvlhčení, vytápění, chlazení atd.). Dále je vyplněna požadovaná skladba komor vzduchotechnické jednotky, stupně volnosti jednotlivých aktivních prvků (řízení výparníku, maximální výkony, minimální dávky čerstvého vzduchu atd.). Do výpočtu je možné zadat tři rozdílné průtoky přírodního i odvodního ventilátoru k lepšímu posouzení vhodnosti výběru konkrétního technického zařízení. Následuje ukázka vstupu a výstupu modulu extrémní výpočet:

Obecná nastavení:

Vp [m3/h]: 9000

Vo [m3/h]: 9000

Vp1 [m3/h]: 7000

Vo1 [m3/h]: 7000

Vp2 [m3/h]: 5000

Vo2 [m3/h]: 5000

Label393

mosferický tlak [kPa]: 98

Jemnost vypočtu: 10

(1-20; 1-presnej,pomaleji)

☐ Uvažovat tlakové pomery

☒ Skladba 1

☐ Skladba 2

☐ Skladba 3

☐ Skladba 4

☐ Skladba 5

Cena tepla za kWh: 2.5

Cena el.energie za kWh: 4.3

Extrem:

Zimní

Letní

Vlhkostní

Počítat: ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO

t exteriéru [°C]: -15 32 25

Rh exteriéru [%]: 98 40 90

x exteriéru [g/kg]: 0 0 0

t interiéru [°C]: 30 31 30

Rh interiéru [%]: 65 65 70

x interiéru [g/kg]: 0 0 0

Pozadovaná tp [°C]: 0 0 31

☒ Topit ☒ Chladit

Ztrata/ zatez [kW]: 6 10

Nutné odvlhčení [kg/h]: 70 60 60

Stupně volnosti zařízení:

Odvodní účinnost ZZT [%]: 55 dtk [K]: 1

☒ Menit účinnost ZZT od 0% do odvodní účinnosti

Minimální podíl čerstvého vzduchu [%]: 20

Maximální výkon ohřívace (0-neomez.) [kW]: 0

Zapnutý výparník: ☐ Z-ANO ☒ L-ANO ☒ V-ANO

☒ Muzu řídit výkon výparníku

Nejnižší teplota vzduchu na výstupu z výparníku: 13

tr výparníku [°C]: 4 EER: 3.5

Max.výkon kondenzátoru v privodní větvi [kW]: 30

Max.výkon kondenzátoru v odpadní větvi [kW]: 100

Max.teplota vzduchu za kond.v odp.vetvi [°C]: 80

Max.výkon kondenzátoru v bazenu [kW]: 250

Vstupní teplota bazénové vody [°C]: 20

Hmotnostní průtok vody [kg/h]: 10000

Merná tepelná kapacita [J/kgK]: 4180

Vypočet

Vp: Vp=9000m3/h Extrem:1

Index výsledku:11

Zobrazit výsledek v statickém vypočtu:11

Zobrazit výsledek v optimalizaci:11

Potřebná tp=32.12°C Potřebná xp=11.02g/kg

Privodní tp=32.12°C Privodní xp=9.06g/kg

Odvlhčim:TRUE Vytopim:TRUE

Dosazena ti=30°C Dosazena Rhi=58.13

Pocet kroku=9317

Cena hodiny provozu=15.04

Vp=9000m3/h Extrem:2

Vp1: Vp=7000m3/h Extrem:1

Index výsledku:21

Zobrazit výsledek v statickém vypočtu:21

Zobrazit výsledek v optimalizaci:21

Potřebná tp=32.73°C Potřebná xp=9.01g/kg

Privodní tp=32.73°C Privodní xp=5.34g/kg

Odvlhčim:TRUE Vytopim:TRUE

Dosazena ti=30°C Dosazena Rhi=52.07

Pocet kroku=9317

Cena hodiny provozu=15.08

Vp=7000m3/h Extrem:2

Vp2: Vp=5000m3/h Extrem:1

Index výsledku:31

Zobrazit výsledek v statickém vypočtu:31

Zobrazit výsledek v optimalizaci:31

Potřebná tp=33.82°C Potřebná xp=5.39g/kg

Privodní tp=33.82°C Privodní xp=5.34g/kg

Odvlhčim:TRUE Vytopim:TRUE

Dosazena ti=29.98°C Dosazena Rhi=64.84

Pocet kroku=9317

Cena hodiny provozu=15.04

Vp=5000m3/h Extrem:2

Obrázek 34: Výpočet v extrémech

V levé části obrázku jsou vidět hodnoty, které jsou vstupy modulu DLL knihovny, v pravé části pak výstupy pro tři různá zadaná vzduchová množství.

Disertační práce
Ing. Zdeněk Tesař

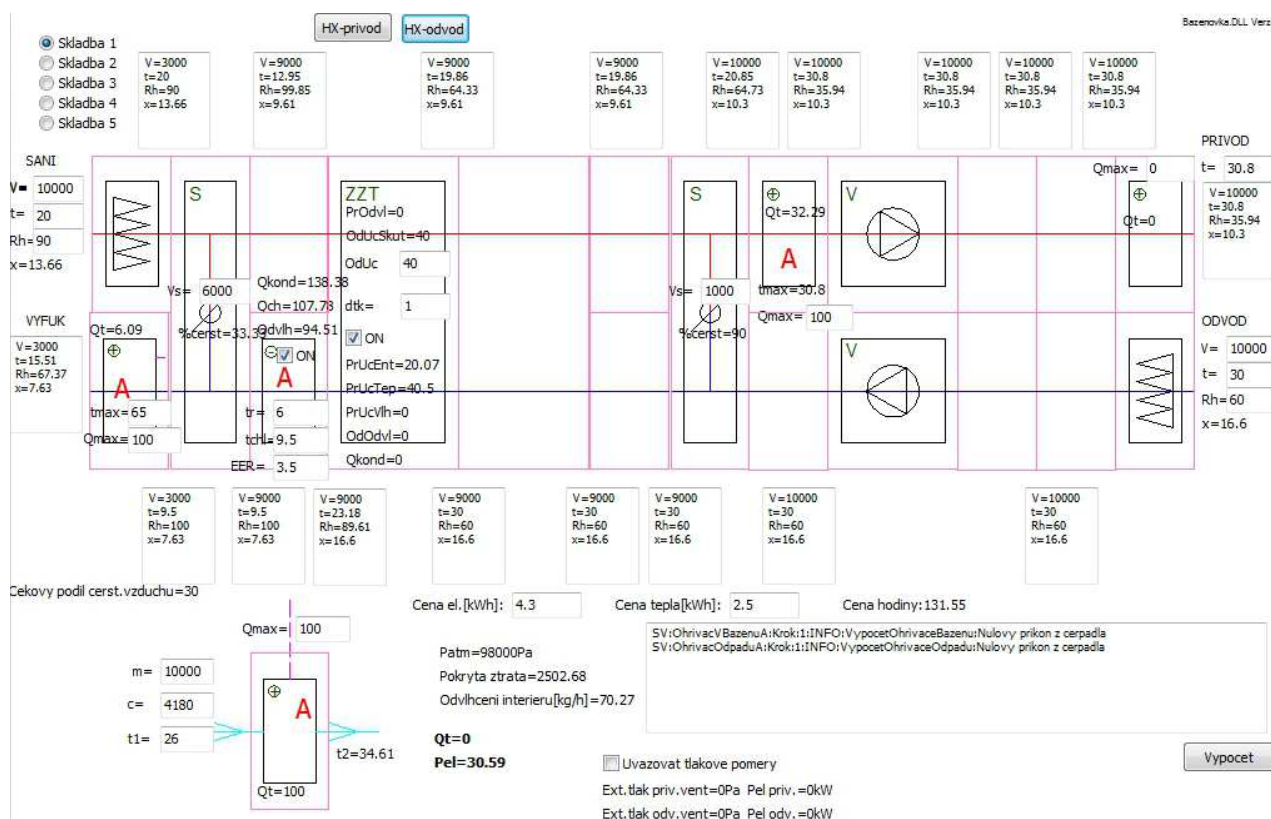
Strana 42

4.3 VÝPOČET NEJVHODNĚJŠÍCH NASTAVENÍ VZT JEDNOTKY

Jak již bylo uvedeno, software je vytvořen pro výpočet pěti základních sestav vzduchotechnických zařízení. Tyto sestavy se skládají z jednotlivých komponent, jako jsou směšovací komory, výměník pro zpětné získávání tepla, přímý výparník, kondenzátor v přiváděném vzduchu, teplovodní ohříváč atd. Každá z těchto komponent může obsahovat aktivní prvky, které umožňují její řízení (např. obtoková klapka deskového rekuperátoru, směšovací ventil teplovodního ohříváče apod.). Modul nazvaný optimalizace nastavení umožňuje nalézt nejvhodnější nastavení komponent daného vzduchotechnického zařízení tak, aby byl jeho provoz co nejvýhodnější z ekonomického hlediska. Následuje ukázka vstupu do modulu optimalizace nastavení:

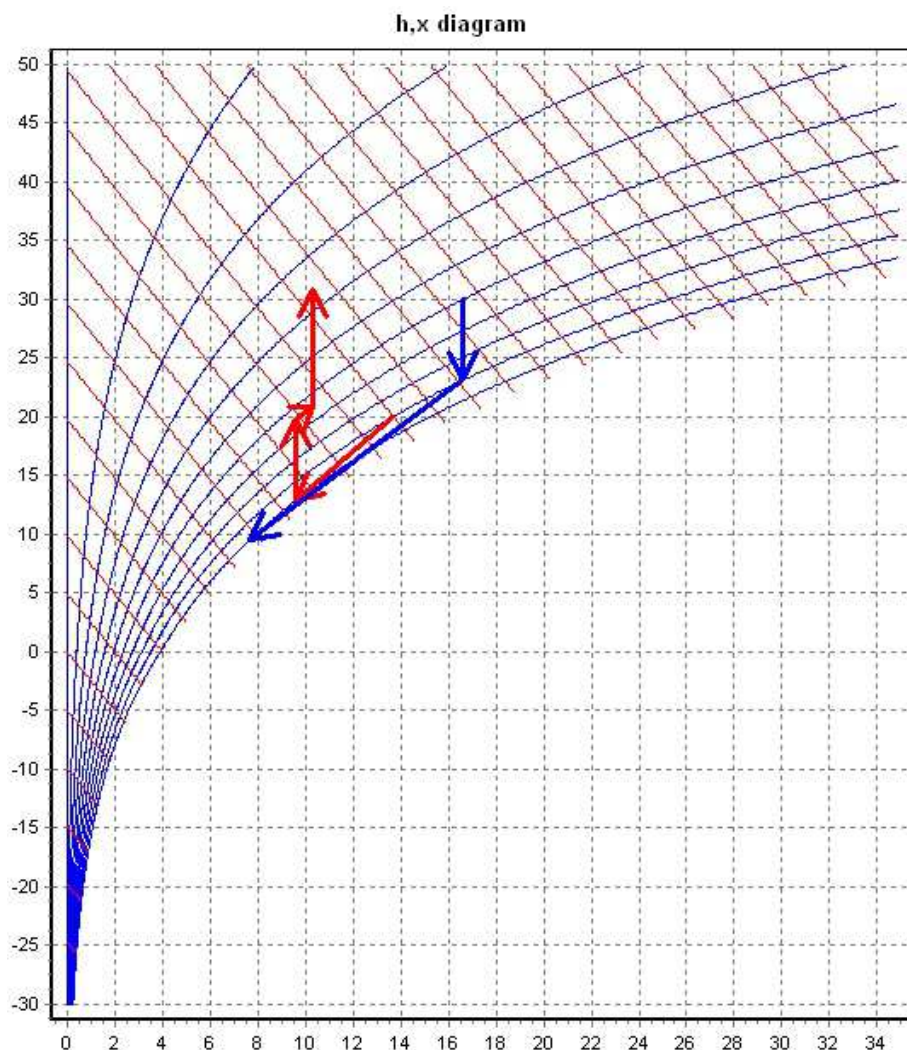
Obrázek 35: Funkce optimalizace

Na obrázku jsou vidět vstupní údaje do modulu optimalizace nastavení. Po spuštění výpočtu program vybere nejekonomičtější nastavení komponent vzduchotechnického zařízení, které vyhovuje požadovaným okrajovým podmínkám. Na následujícím obrázku je zobrazení výstupu z funkce optimalizace:



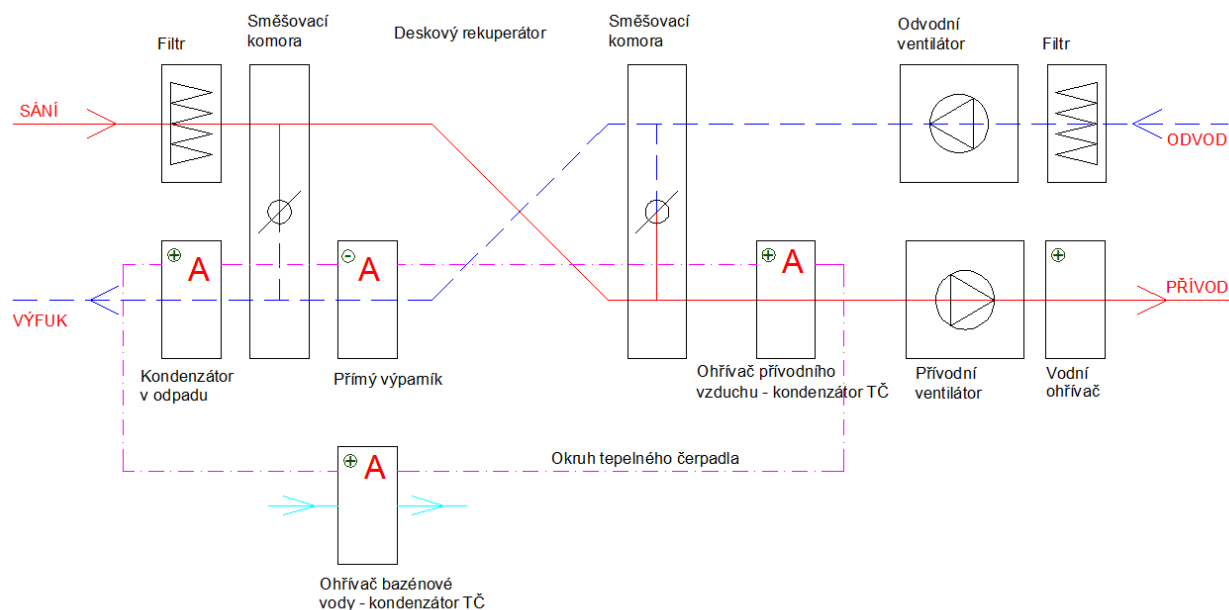
Obrázek 36: Nastavení aktivních prvků VZT jednotky se zobrazením stavů vzduchu v jejich jednotlivých místech

Na zobrazeném výstupu programového modulu pro optimalizaci jsou uvedeny nastavení jednotlivých komponent zadané skladby vzduchotechnické jednotky takové, aby byly dosaženy požadované okrajové podmínky při co nejvíce ekonomickém provozu. Na tomto konkrétním příkladu je vidět, že první směšovací komora směšuje 67 % odpadního vzduchu, je zapnutý výměník ZZT, druhá směšovací komora směšuje 10 % odpadního vzduchu, v přívodní větvi je aktivní ohřev pomocí kondenzačního tepla z okruhu tepelného čerpadla a přídatný teplovodní ohřev je vypnutý. Za povšimnutí stojí, že program našel nejvhodnější nastavení za všech zadaných okrajových podmínek – např. celkový podíl čerstvého vzduchu je 30 %, odvlhčení interiéru je 70,27 kg/h – vše bylo požadavkem zadání, které je na obrázku 35. V jednotlivých uzlech zařízení – za jednotlivými komponentami jsou uvedeny aktuální parametry vzduchu – např. za výměníkem ZZT teplota 19,86 °C a relativní vlhkost 64 %. Součástí výpočtu je i zobrazení h-x diagramu pro provedenou úpravu přívodního i odvodního vzduchu:



Obrázek 37: *h-x diagram úpravy vzduchu odvlhčovacího zadaného zařízení*

V h-x diagramu jsou vidět úpravy přívodního vzduchu – červená úsečka a odvodního vzduchu – modrá úsečka, které probíhají ve směru šipek: Přiváděný vzduch je ochlazen smísením se vzduchem odpadním, který je podchlazený na přímém výparníku tepelného čerpadla, dále je ohřátý na deskovém rekuperátoru, pak smísen s odpadním vzduchem ve druhé směšovací komoře a ohřátý na kondenzátoru tepelného čerpadla na požadovanou teplotu. Přebytečné kondenzační teplo tepelného čerpadla, které není využité pro ohřev přiváděného vzduchu je v tomto případě odvedeno do dalších dvou kondenzátorů – jeden pro ohřev bazénové vody a druhý v odpadním vzduchu. Pro úplnost popisu následuje schéma skladby vzduchotechnického zařízení pro uvedený příklad:



Obrázek 38: Schéma uvedené odvlhčovací VZT jednotky

Jedná se o technicky nejlépe vybavené zařízení používané pro odvlhčování bazénových hal. Odvlhčení probíhá na straně odpadního vzduchu, který je ochlazen přímým výparníkem na nízkou teplotu a smísen ve směšovací komoře se vzduchem přívodním.

4.4 VÝPOČET CELOROČNÍCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ VZT ZAŘÍZENÍ

Funkce celoročního výpočtu provádí výpočet finanční náročnosti provozu navrženého odvlhčovacího vzduchotechnického zařízení za dobu jednoho roku. Celoroční výpočet umožňuje sofistikovaný výpočet ročních provozních nákladů odvlhčovací jednotky, na základě kterého se může investor rozhodnout o konkrétním typu zařízení. Následuje obrázek zadání a výstupu celoročního výpočtu:

Atmosferický tlak [kPa]: 98 Jemnost vypočtu [1-20]: 10 Cena tepla za kWh: 2.5 Cena elektřiny za kWh: 4.3

Plyn provoz:

	Leden	Unor	Brezen	Duben	Kveten	Cerven	Cervenec	Srpen	Zari	Rijen	Listopad	Prosinec
Tep.intieru plyn provoz[°C]:	28	28	28	30	30	30	30	30	30	28	28	28
Rh.intieru plyn provoz[°C]:	60	60	60	70	70	70	70	70	70	60	60	60
Odpar.int. plyn provoz[kg/h]:	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
tp v plnem provozu [°C]:	31	31	31	30	30	30	30	30	30	31	31	31
Vp [m3/h]:	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000
Vo [m3/h]:	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000

Utumovy provoz:

	Leden	Unor	Brezen	Duben	Kveten	Cerven	Cervenec	Srpen	Zari	Rijen	Listopad	Prosinec
Tep.intieru utlum[°C]:	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
Rh.intieru utlum[°C]:	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
Odpar.int. utlum[kg/h]:	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
tp v utlumu [°C]:	28	28	28	27	27	27	27	27	27	28	28	28
Vp [m3/h]:	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
Vo [m3/h]:	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000

Topení / chlazení:

Zimní extrem exterior [°C]: -12 interier: 28 Ztrata[kW]: 0

topit (zaroven pro utlum i pro plyn): ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

chladiť (zaroven pro utlum i pro plyn): ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

Prumerna denni zatez (7-19h)[kW]: 0 0 0 1 2 4 4 4 1 0 0 0

Prumerna nocni zatez (20-6h)[kW]: 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Chod jednotky: Maximalni odvodni ucinnost ZZT: 40 dtk: 0 Merit ucinnost ZZT Max.vyk.ohrivace [kW] 0-neom.: 0

Podil cervstveho plyn provoz [%]: 30 Podil cervstveho utlum [%]: 0

Teplene cerpadlo: pouzivat cerpadlo v plnem provozu ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

tchmin[°C]= 14 pouzivat cerpadlo v utlumu ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

tr[°C]= 4 EER= 3.5 Ridit vykon tepleneho cerpadla ☐

Max. vykon kond.v privodu [kW]: 100 tmax na vystupu z kond. v odvodu [°C]: 80

Max. vykon kond.v odvodu [kW]: 100

Max. vykon kond.v bazenu [kW]: 1000 Vstupni teplota vody do baz.kond. [°C]: 27

Hmotnostni prtok vody [kg/h]: 10000 Merna tepeln kapacita [J/kgK]: 4180

Vysledky: Po stisku na vybrany radek se zobrazi ve stat.vypoctu Zobrazit utlum

26.12. Cena:2586Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
27.12. Cena:2587Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
28.12. Cena:2588Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
29.12. Cena:2589Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
30.12. Cena:2591Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
31.12. Cena:2592Kc,Plny: Rhi=55.6%, ti=28°C, Dosazeno:1 Utlum: Rhi=66.72%, ti=27°C, Dosazeno:1
Cena celkem=902896.01
Pocet vymen obou filtru=3

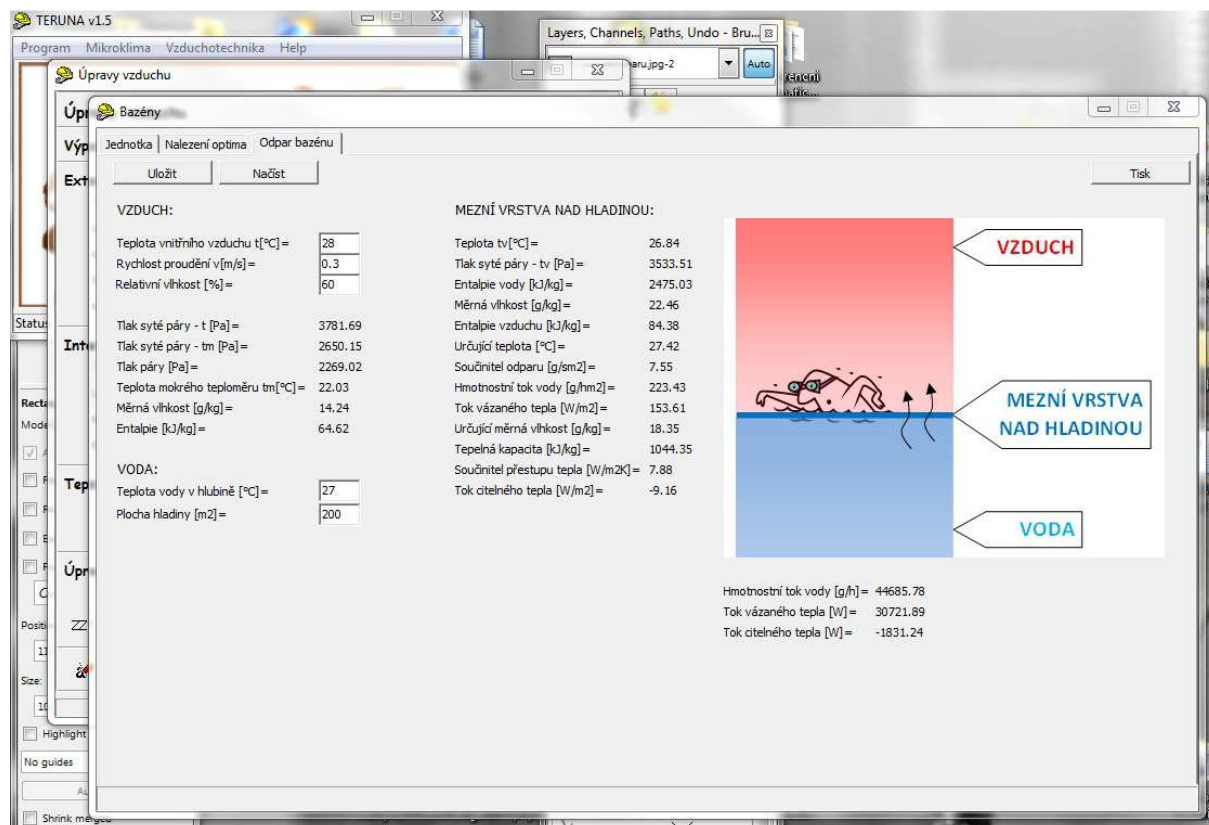
Vypocet

Obrázek 39: Celoroční výpočet

Na výše uvedeném obrázku, vstupu zadání celoročního výpočtu, je zadávání okrajových podmínek zjednodušené. Lze zadávat pouze po měsících. Toto zjednodušení bylo provedeno z důvodů velkého množství zadávaných hodnot, které by bylo problematické zadávat manuálně. Vlastní výpočetní modul celoročního výpočtu však provádí výpočet po jednotlivých dnech v roce. Pomocí programových nástrojů lze tedy vyplnit zadávací pole celoročního výpočtu i po jednotlivých dnech např. naměřenými daty. Zobrazeným výstupem je tabulka hodnot – její částečné zobrazení je uvedené v pravém dolním rohu výše uvedeného obrázku. Zde je např. vidět, že roční provozní náklady na zadané zařízení jsou cca 900.000 Kč.

4.5 VYTVOŘENÍ SOFTWARE PRO VÝPOČET ODPARU Z VODNÍ HLADINY

Software pro výpočet odparu z vodní hladiny byl naprogramován jako další modul do software TERUNA v roce 2011. Tento software počítá všechny tepelně-vlhkostní parametry vzduchu v blízkosti hladiny bazénu.



Obrázek 40: Odpar

Vstupem do programu je pět okrajových podmínek a to teplota vnitřního vzduchu v prostoru bazénové haly, rychlost proudění vzduchu nad hladinou bazénu, která se může pohybovat běžně do 0,8 m/s. Dále relativní vlhkost v prostoru bazénové haly, teplotu vody v bazénu – v hlubině a plochu bazénu pro výpočet hmotnostního toku vody.

Výsledkem software, který je důležitý pro návrh odvlhčovacích vzduchotechnických zařízení je hmotnostní tok vody v g/h, což je vlastně množství vody odpařené z bazénu.

5 PRAKTICKÝ NÁVRH OPTIMÁLNÍHO VZT ZAŘÍZENÍ

V této kapitole je proveden návrh výše uvedených skladeb vzduchotechnických jednotek na konkrétní bazénovou halu. Návrh je proveden pomocí naprogramovaného software a je tak ověřena jeho funkčnost pro projekční praxi. Dále jsou porovnané jednotlivé skladby a jejich možnosti úprav vzduchu na zadanou aplikaci.

5.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY NÁVRHU

Výpočty odvlhčovacích zařízení budou provedeny pro hypotetický bazén o rozměru vodní hladiny 25 m x 8 m, který bude umístěný v místnosti o půdorysných rozměrech 30 m x 12 m a světlé výšce 4,5 m. Plocha bazénu tedy činí 200 m² a objem místnosti s bazénem je 1800 m³. Teplota vody v bazénu je 27 °C, teplota vzduchu v bazénové hale je minimálně 28 °C v zimním období a maximálně 30 °C v letním období. Maximální hodnota relativní vlhkosti by s ohledem na stavební konstrukce neměla přesáhnout 60 %.

Tepelná ztráta bazénové haly v zimním období je 20 kW, tepelná zátěž v letním období 7 kW. Bazénovou halu je nutné vytápět i chladit pouze pomocí systému vzduchotechniky.

Během provozní doby musí být minimální množství čerstvého vzduchu 2700 m³/h ze vzduchu přiváděného do bazénové haly.

Zařízení může být napojeno na ohřev bazénové vody s maximálním průtokem 10000 l/h, při vstupní teplotě bazénové vody 26 °C.

5.2 VÝPOČET ODPARU Z BAZÉNU

Výpočet odparu z bazénu je důležitý pro stanovení potřebného zvlhčovacího výkonu vzduchotechnického zařízení

Umístění uvedené haly uvažujeme ve městě Brně. Zvolené okrajové podmínky exteriéru jsou pro

- zimní extrém:

$$t_{ez} = -12\text{ °C}, rH_{ez} = 98\%$$

- letní extrém:

$$t_{el} = 32\text{ °C}, rH_{el} = 30\%$$

- letní vlhkostní extrém, kdy je teplo a po dešti

$$t_{el} = 23\text{ °C}, rH_{el} = 90\%$$

Pro výpočet odparu z vodní hladiny jsem použil software TERUNA v1.5 s modulem pro odpar vody z hladiny. Rychlost pohybu vzduchu nad hladinou jsem zvolil 0,3 m/s. Následuje obrázek výpočtu v zimním období, kdy teplota vzduchu v bazénové hale je 28 °C:

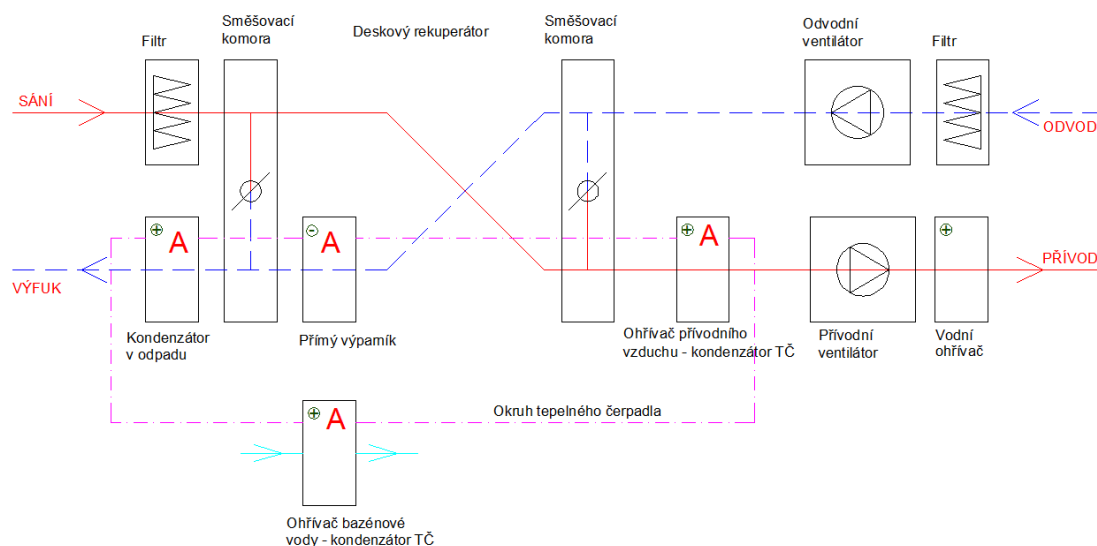


Obrázek 41: Výpočet odparu ze zadaného bazénu

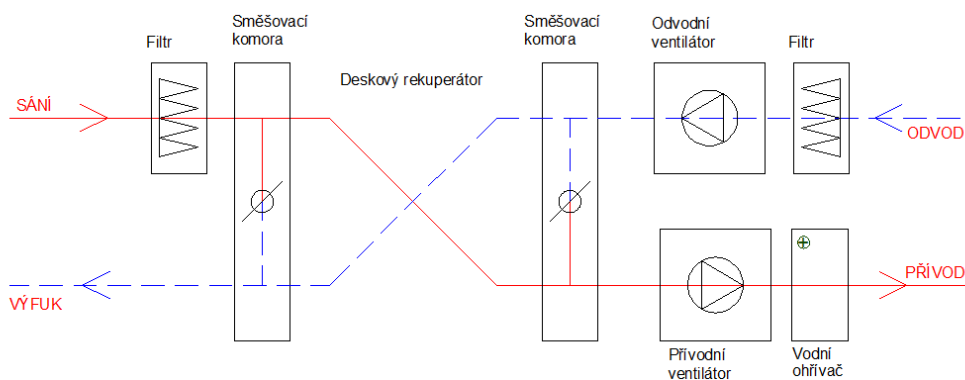
Odpar z vodní hladiny byl tedy výpočtem stanoven na množství cca 45 kg/h. Odpar v letním období, kdy je v hale maximální teplota 30 °C a relativní vlhkost 60 % je nižší – 40 kg/h. S ohledem na bezpečnost návrhu budeme uvažovat rezervu. Hmotnostní tok vody z bazénu v provozní době budeme tedy uvažovat v zimě – 55 kg/h a v létě 45 kg/h odpařené vody.

5.3 POUŽITÁ SKLADBA VZT ZAŘÍZENÍ

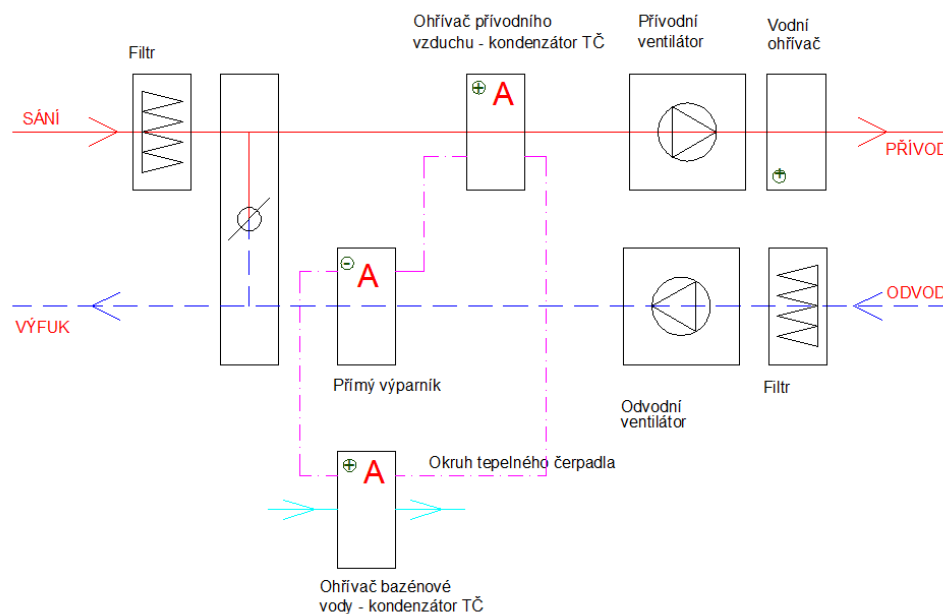
Pomocí naprogramovaného software provedeme návrh vzduchotechnických zařízení o pěti různých skladbách aktivních komponentů. Jedná se o skladby popsané v kapitole 3.1.4 Vytvoření výpočetního modelu pro různé skladby VZT jednotek:



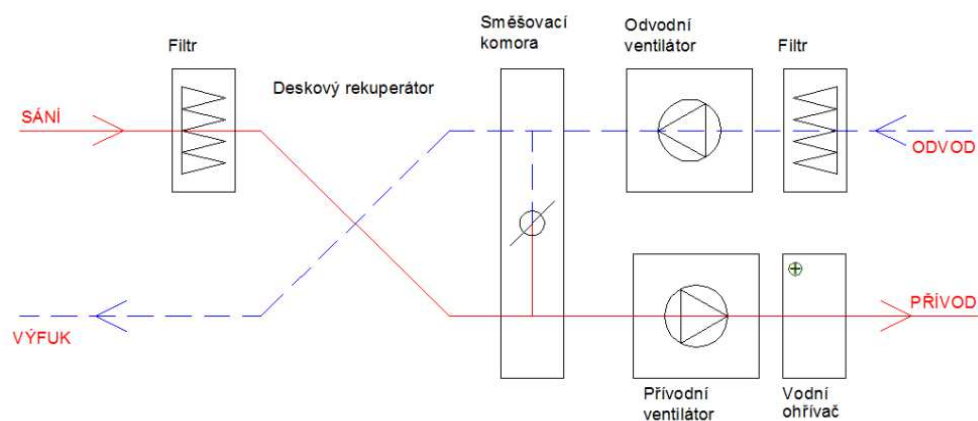
Obrázek 42: Skladba 1 – Nejlépe vybavená odvlhčovací VZT jednotka



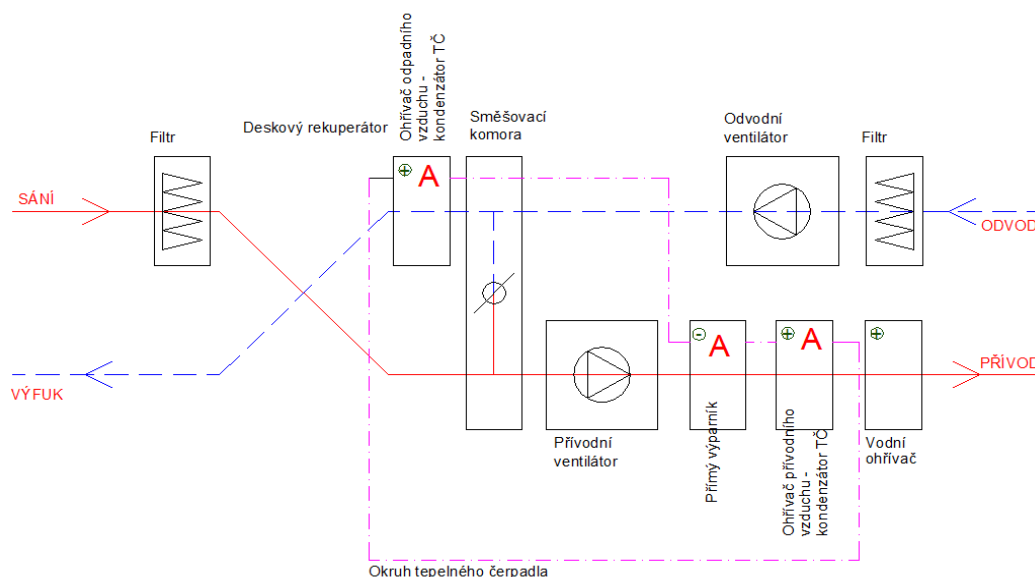
Obrázek 43: Skladba 2 – Větrací jednotka s ohřivačem, ZZT a dvěma směšovacími komorami



Obrázek 44: Skladba 3 – Jednotka vybavená okruhem TČ bez deskového výměníku ZZT



Obrázek 45: Skladba 4 – Větrací jednotka s ohřivačem, ZZT a směšovací komorou



Obrázek 46: Skladba 5 – Odvlhčovací VZT jednotka s přímým výparníkem v přívodu

5.4 VYBAVENÍ VZT AKTIVNÍMI PRVKY A MOŽNOSTI JEJICH ŘÍZENÍ

Výše uvedené skladby vzduchotechnických jednotek jsou vybaveny aktivními komponentami. Pokud daná skladba komponentu obsahuje, lze řídit následující:

- U tepelného čerpadla lze řídit teplotu vzduchu na výstupu z výparníku. Pro zjednodušení je výkon tepelného čerpadla řízen plynule, nikoliv skokově. Kondenzační teplo lze odvést do jednotlivých kondenzátorů. Pokud bude kondenzační teplo vyšší, než je možné odvést, bude okruh tepelného čerpadla vypnutý.
- Kondenzátor pro ohřev bazénové vody odvede maximálně 60 kW kondenzačního tepla, tedy při daném hmotnostním průtoku vody 10000 kg/h a vstupní teplotě vody 26 °C bude maximální výstupní teplota vody cca 31 °C.
- Směšovací poměry ve směšovacích komorách jsou plynule říditelné.
- Plynule říditelná je taktéž účinnost deskového rekuperátoru (nastavováním obtokové klapky).
- Plynule říditelný je i výkon teplovodního ohřivače pro ohřev přívodního vzduchu.

5.5 VLASTNÍ NÁVRH VZT ZAŘÍZENÍ

5.5.1 Stanovení množství větracího vzduchu

Množství větracího vzduchu pro bazénovou halu musí podle vyhlášky 238/2011 Sb. odpovídat intenzitě výměny vzduchu $2 \times h$ v prostoru haly. Při objemu haly 1800 m^3 je tedy minimální množství větracího vzduchu $3600 \text{ m}^3/\text{h}$.

Vzhledem k nutnosti vytápění bazénové haly pomocí VZT, potřebujeme přivést do prostoru teplejší vzduch než je vzduch v prostoru haly, jehož teplota činí v zimním období 28°C . Teplotu přiváděného vzduchu zvolíme o 10 K vyšší, tedy 38°C . Z kalorimetrické rovnice zjistíme, že při uvedené tepelné ztrátě 20 kW , budeme potřebovat s rezervou cca $6500 \text{ m}^3/\text{h}$ větracího vzduchu ohřátého na 38°C :

$$V = \frac{Q_z}{\rho * c * (t_p - t_i)} = \frac{20000 * 3600}{1,01 * 1200 * 10} = 5940 \text{ m}^3/\text{h}$$

V letním období je nutné halu taktéž chladit pomocí VZT, kdy tepelná zátěž k vnitřní teplotě 30°C je 7 kW . Uvažujeme přírodní teplotu o 3 K nižší, než je teplota vnitřního vzduchu. Přírodní teplota v našem případě, může tedy být 27°C . Pro odvedení uvedené tepelné zátěže potřebujeme cca $7000 \text{ m}^3/\text{h}$ větracího vzduchu:

$$V = \frac{Q_t}{\rho * c * (t_i - t_p)} = \frac{7000 * 3600}{1,01 * 1200 * 3} = 6930 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pro návrh vzduchotechnické jednotky tedy použijeme minimální množství větracího vzduchu $7000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Toto vzduchové množství pokryje tepelnou ztrátu, odvede tepelnou zátěž a vyhovuje požadavku vyhlášky 238/2011 Sb..

5.5.2 Zadání hodnot do programu – návrh VZT jednotky skladby 1

Pro návrh zařízení je použita funkce pro výpočet v extrémech. Jsou vyplněny tři varianty množství vzduchu: $5000 \text{ m}^3/\text{h}$, $7000 \text{ m}^3/\text{h}$ a $9000 \text{ m}^3/\text{h}$. Jsou vyplněny hodnoty exteriéru pro vlhkostní extrém a oba teplotní extrémy. Dále jsou vyplněny stupně volnosti a parametry zařízení:

- Maximální odvodní účinnost rekuperátoru 40% a lze účinnost měnit od 0% do této hodnoty
- Minimální podíl čerstvého vzduchu 30% (zadávání je vztaženo ke vzduchovému výkonu v proměnné V_p , zde tedy k $9000 \text{ m}^3/\text{h}$)
- Výkon vodního ohříváče neomezený
- Tepelné čerpadlo lze užívat pouze v letním období k odvlhčování a k odvodu letní tepelné zátěže

- U tepelného čerpadla mohou měnit jeho výkon, nejnižší možná teplota ochlazeného vzduchu bude 12 °C, střední povrchová teplota výparníku je 4 °C, EER součinitel = 3,5
- Maximální výkon kondenzátoru v přívodní větvi 20 kW
- Maximální výkon kondenzátoru pro ohřev bazénové vody 60 kW
- Maximální výkon kondenzátoru v odpadní větvi takový, aby teplota odpadního vzduchu nepřesáhla 80 °C
- Hmotnostní průtok vody bazénovým ohřivačem 10000 l/h
- Cena kWh elektrické energie 4,3 Kč/kWh
- Cena kWh tepelné energie v podobě topné vody 2,5 Kč/kWh

Následující obrázek zobrazuje zadané vstupní hodnoty pro skladbu 1:

Obecná nastavení:				Extrem:				Zimní	Letní	Vlhkostní
Vp [m3/h]:	9000	Vo [m3/h]:	9000	Pocítat:	☒ ANO	☒ ANO	☒ ANO			
Vp1 [m3/h]:	7000	Vo1 [m3/h]:	7000	t exteriéru [°C]:	-12	32	23			
Vp2 [m3/h]:	5000	Vo2 [m3/h]:	5000	Rh exteriéru [%]:	98	30	90			
Label393				x exteriéru [g/kg]:	0	0	0			
Atmosferický tlak [kPa]: 98				t interiéru [°C]:	28	30	30			
Jemnost výpočtu: 10				Rh interiéru [%]:	60	60	60			
(1-20; 1-přesněji, pomaleji)				x interiéru [g/kg]:	0	0	0			
☐ Uvažovat tlakové poměry				Pozadovaná tp [°C]:	0	0	31			
☒ Skladba 1 ☐ Skladba 2 ☐ Skladba 3 ☐ Skladba 4 ☐ Skladba 5				☒ Topit	☒ Chladit					
Cena tepla za kWh: 2,5				Ztrata/ zatez [kW]:	20	7				
Cena el. energie za kWh: 4,3				Nutné odvlhčení [kg/h]:	55	45	50			
Stupně volnosti zařízení:										
Odvodní účinnost ZZT [%]: 40					dtk [K]: 1					
☒ Menit účinnost ZZT od 0% do odvodní účinnosti										
Minimální podíl čerstvého vzduchu [%]: 30										
Maximální výkon ohřevce (0-neomezený) [kW]: 0										
Zapnutý výparník: ☐ Z-ANO ☒ L-ANO ☒ V-ANO										
☒ Můžu řídit výkon výparníku										
Nejnižší teplota vzduchu na výstupu z výparníku: 12										
tr výparníku [°C]: 4					EER: 3,5					
Max. výkon kondenzátoru v přívodní větvi [kW]: 20										
Max. výkon kondenzátoru v odpadní větvi [kW]: 0										
Max. teplota vzduchu za kond. v odp. větvi [°C]: 80										
Max. výkon kondenzátoru v bazénu [kW]: 60										
Vstupní teplota bazénové vody [°C]: 26										
Hmotnostní průtok vody [kg/h]: 10000										
Měrná tepelná kapacita [J/kgK]: 4180										

Obrázek 47: Zadání vstupních hodnot pro skladbu 1

Na následujícím obrázku je výstup z programu pro výpočet skladby 1:

Vp:	Vp=9000m³/h Extrem:1 Index výsledku:11 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:11 Zobrazit výsledek v optimalizaci:11 Potřebná tp=35,02°C Potřebná xp=9,2g/kg Privodní tp=35,02°C Privodní xp=7,98g/kg Odvlhcm:TRUE Vytopim:TRUE Dosažena ti=27,86°C Dosažena Rhi=55,16 Počet kroku=7986 Cena hodiny provozu=83,85	Vp=9000m³/h Extrem:2 Index výsledku:12 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:12 Zobrazit výsledek v optimalizaci:12 Potřebná tp=27,52°C Potřebná xp=12,16g/kg Privodní tp=27,76°C Privodní xp=12,08g/kg Odvlhcm:TRUE Vychladim:TRUE Dosažena ti=30,21°C Dosažena Rhi=59,7 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=51,08	Vp=9000m³/h Extrem:3 Index výsledku:13 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:13 Zobrazit výsledek v optimalizaci:13 Potřebná tp=31°C Potřebná xp=11,61g/kg Privodní tp=31°C Privodní xp=11,22g/kg Odvlhcm:TRUE Dosažena ti=30°C Dosažena Rhi=58,61 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=134,73
Vp1:	Vp=7000m³/h Extrem:1 Index výsledku:21 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:21 Zobrazit výsledek v optimalizaci:21 Potřebná tp=37,02°C Potřebná xp=7,57g/kg Privodní tp=37,02°C Privodní xp=6,64g/kg Odvlhcm:TRUE Vytopim:TRUE Dosažena ti=27,77°C Dosažena Rhi=56,31 Počet kroku=7986 Cena hodiny provozu=81,44	Vp=7000m³/h Extrem:2 Index výsledku:22 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:22 Zobrazit výsledek v optimalizaci:22 Potřebná tp=26,81°C Potřebná xp=10,91g/kg Privodní tp=26,81°C Privodní xp=10,89g/kg Odvlhcm:TRUE Vychladim:TRUE Dosažena ti=29,96°C Dosažena Rhi=59,94 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=59,46	Max.odvodní účinnost ZZT:40 Vp=7000m³/h Extrem:3 Index výsledku:23 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:23 Zobrazit výsledek v optimalizaci:23 Potřebná tp=31°C Potřebná xp=10,19g/kg Privodní tp=31°C Privodní xp=11,78g/kg Odvlhcm:FALSE Dosažena ti=30°C Dosažena Rhi=65,58 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=141
Vp2:	Vp=5000m³/h Extrem:1 Index výsledku:31 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:31 Zobrazit výsledek v optimalizaci:31 Potřebná tp=40,63°C Potřebná xp=4,6g/kg Privodní tp=40,63°C Privodní xp=3,99g/kg Odvlhcm:TRUE Vytopim:TRUE Dosažena ti=27,55°C Dosažena Rhi=57,55 Počet kroku=7986 Cena hodiny provozu=79,72	Vp=5000m³/h Extrem:2 Index výsledku:32 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:32 Zobrazit výsledek v optimalizaci:32 Potřebná tp=25,54°C Potřebná xp=8,68g/kg Privodní tp=25,54°C Privodní xp=8,99g/kg Odvlhcm:FALSE Vychladim:TRUE Dosažena ti=29,91°C Dosažena Rhi=61,1 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=80,24	Max.odvodní účinnost ZZT:40 Vp=5000m³/h Extrem:3 Index výsledku:33 Zobrazit výsledek v statickém výpočtu:33 Zobrazit výsledek v optimalizaci:33 Potřebná tp=31°C Potřebná xp=7,65g/kg Privodní tp=31°C Privodní xp=13,33g/kg Odvlhcm:FALSE Dosažena ti=30°C Dosažena Rhi=79,86 Počet kroku=18634 Cena hodiny provozu=81,04

Obrázek 48: Výpočet skladby 1

Vp, Vp1 a Vp2 na obrázku značí zadané vzduchové průtoky pro návrh vzduchotechnické jednotky (5000 m³/h, 7000 m³/h a 9000 m³/h). V prvním řádku pro každé vzduchové množství Extrém 1 označuje zimní extrém, Extrém 2 označuje letní extrém a Extrém 3 označuje vlhkostní extrém. Ve druhém řádku je index výsledku. Třetí a čtvrtý řádek provede přepnutí na kartu statického výpočtu a optimalizace se zadanými hodnotami. Na pátém řádku je zobrazena potřebná teplota a měrná vlhkost přiváděného vzduchu tak, aby byly splněny zadané podmínky. Na šestém řádku je zobrazena skutečná – dosažená teplota a měrná vlhkost přiváděného vzduchu. Na sedmém řádku je zobrazeno, zda je dosaženo požadované úpravy vzduchu. Na dalším, osmém řádku, je vypočítaná dosažená teplota a vlhkost v interiéru. Dále je počet provedených kroků pro výpočet a cena hodiny provozu zařízení.

Z uvedených výsledků je zřejmé, že první dva extrémy (zimní a letní) zvládnou i vzduchotechnická zařízení o vzduchovém výkonu 5000 m³/h a 7000 m³/h. Vlhkostní extrém zvládne pouze zařízení o množství vzduchu Vp = 9000 m³/h. Nicméně v tomto případě je například na zvážení investora, zda skutečně projektovat zařízení na 9000 m³/h, které zvládne držet parametry vnitřního prostředí bazénové haly po všechny dny roku nebo zda je lepší zůstat u zařízení se vzduchovým výkonem 7000 m³/h, které však neudrží požadovanou vlhkost v bazénové hale v letních dnech, kdy je venku velká vlhkost. Podle výsledku vidíme, že pro zadaný venkovní vlhkostní extrém (23°C a 90 % rH) vlhkost

v prostoru bazénové haly měla být okolo 65 %. Tento letní vlhkostní extrém se totiž bude vyskytovat pouze několik dní v roce (maximálně cca 20 dní). O vzduchotechnickém zařízení se vzduchovým výkonem 5000 m³/h nemá smysl uvažovat z důvodu velké vlhkosti vnitřního vzduchu (až 80 % rH) při venkovním vlhkostním extrému. Lze tedy předpokládat, že toto zařízení nebude udržovat potřebné vnitřní prostředí po větší část roku. Dále je u tohoto zařízení velký rozdíl mezi teplotou přiváděného vzduchu a teplotou vnitřního prostoru – v zimním období 12 K.

Za povšimnutí ještě stojí hodinová cena provozu v extrémech. U prvních dvou zařízení (7000 m³/h a 9000 m³/h) je významný rozdíl v ceně mezi vlhkostním extrémem a extrémní teplotními. U třetího zařízení není rozdíl příliš velký, protože jak v letním, tak i ve vlhkostním extrému je chod tepelného čerpadla na nejvyšším výkonu.

Předpokládejme tedy, že na základě předaných informací se investor rozhodl pro zařízení se vzduchovým výkonem 7000 m³/h.

Výstupem z programu jsou i technické parametry uvedeného zařízení:

- Odvodní účinnost výměníku ZZT je 40 %,
- Minimální podíl čerstvého vzduchu je 40 % (2800 m³/h),
- Tepelné čerpadlo o chladícím výkonu do 90 kW
- Ohřívač vzduchu (vodní) o tepelném výkonu 50 kW

5.5.1 Zadání hodnot do programu – skladby 2 až 5

Další skladby jsou zadány do modulu extrémního výpočtu obdobným způsobem jako skladba 1. Změní se pouze číslo počítané skladby. Vzhledem k obsáhlému množství obrázků, zadávaných hodnot a vypočítaných výsledků zde pro porovnání skladeb uvedu tabulku, ve které jsou již výsledky zapsané v ucelené formě:

Požadovaná teplota interiéru v zimním období: 28 °C Požadovaná teplota interiéru v letním období: 30 °C Maximální požadovaná vlhkost: 60% (krátkodobě 65 %)										
Skladba	Množství vzduchu (m ³ /h)	Pokrytí zimního extrému			Pokrytí letního extrému			Pokrytí vlhkostního extrému		
			Dosažená teplota interiéru (°C)	Cena jedné hodiny provozu (Kč)		Dosažená teplota interiéru (°C)	Cena jedné hodiny provozu (Kč)		Dosažená vlhkost interiéru (%)	Cena jedné hodiny provozu (Kč)
		ANO/NE			ANO/NE			ANO/NE		
1	7000	ANO	27,8	81	ANO	30	60	NE	65	141
2	9000	ANO	27,9	84	NE	33	-	NE	77	37
3	12000	ANO	27,9	173	ANO	30	47	NE	65	98
4	9000	ANO	27,9	84	NE	33	-	NE	77	37
5	7000	ANO	27,8	81	ANO	30	32	ANO	60	120

Tabulka 2: Porovnání odvlhčovacího výkonu pro různé skladby VZT zařízení

Z uvedené tabulky je zřejmé, že odvlhčit prostor daného bazénu a odvést tepelnou zátěž mohou pouze skladby obsahující okruh tepelného čerpadla, tedy skladby obsahující chladič – skladba 1, skladba 3 a skladba 5. Vzduchotechnické jednotky skladeb 1 a 3 dokáží odvlhčit prostor pouze na relativní vlhkost cca 65 %, skladba 3 k tomu ale potřebuje 12.000 m³/h větracího vzduchu. Nejeefektivněji se jeví skladba č.5, tato dokáže odvlhčit vnitřní prostor bazénu na požadovanou relativní vlhkost 60 %. Nicméně byla tato skladba pro účely navrženého software zvolena jako experimentální a pro odvlhčování bazénových prostorů se nepoužívá. Vzhledem k její efektivitě v odvlhčování by však měl být tento přístup změněn.

Dále jsou v tabulce uvedené hodinové náklady na provoz zařízení. U skladeb 2 a 4 není cena při letním extrému uvedena, neboť skladby neobsahují chladič a nejsou proto potřeba žádné energie pro výměníky. V tomto výpočtu nebyly uvažované náklady na provoz elektromotorů, ale pouze na provoz výměníků.

5.6 CELOROČNÍ VÝPOČET NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ

Pro celoroční výpočet provozních nákladů navrženého zařízení uvažují vzduchotechnickou jednotku ve skladbě 1. Pro náš případ nebudu uvažovat tlakové ztráty komponent, tedy spotřebovanou elektrickou energii pro pohon elektromotorů a výměnu filtrů. Pro reálný výpočet spotřebované elektrické energie je nutné vyplnit příkonové matice elektromotorů (viz. kapitola 3.1.10). Tyto hodnoty však nemám k dispozici. Proto bude u navržené VZT jednotky spočítána pouze celoroční spotřeba energie potřebné pro úpravu vzduchu na požadované tepelně-vlhkostní parametry.

Atmosferický tlak [kPa]: 98 Jemnost vypočtu [1-20]: 10 Cena tepla za kWh: 2.5 Cena elektriny za kWh: 4.3

Plný provoz:

	Leden	Unor	Březen	Duben	Květen	Cerven	Cervenec	Srpen	Září	Ríjen	Listopad	Prosinec
Tep.interieru plný provoz [°C]	28	28	28	30	30	30	30	30	30	28	28	28
Rh.interieru plný provoz [°C]	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Odpar.int. plný provoz [kg/h]	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
tp v plném provozu [°C]	34.88	34.55	33.56	35.07	33.76	32.48	31.81	31.77	33.71	32.28	33.66	34.41
Vp [m³/h]	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000
Vo [m³/h]	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000

Útlumový provoz:

	Leden	Unor	Březen	Duben	Květen	Cerven	Cervenec	Srpen	Září	Ríjen	Listopad	Prosinec
Tep.interieru útlum [°C]	25	25	25	25	25	27	27	27	25	25	25	25
Rh.interieru útlum [°C]	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Odpar.int. útlum [kg/h]	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
tp v útlumu [°C]	31.28	31.05	30.21	29.38	28.2	29.92	29.45	29.58	28.02	28.98	30.13	30.77
Vp [m³/h]	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000
Vo [m³/h]	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000

Topení / chlazení: Zimní extrém exteriér [°C]: -12 interier: 28 Ztrata [kW]: 20

topit (zaroven pro utlum i pro plný): ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO ☒ ANO

chlazit (zaroven pro utlum i pro plný): ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

Průmerná denní zátěž (7-19h) [kW]: 0 0 0 0 2 4 6 4 1 0 0 0

Průmerná noční zátěž (20-6h) [kW]: 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Chod jednotky: Maximální odvodní účinnost ZVT: 40 dtk: 0 ☒ Menit účinnost ZVT Max.vyk.ohrívace [kW] 0-neom.: 0

Podíl čerstvého plný provoz [%]: 30 Podíl čerstvého útlum [%]: 0

Tepelné čerpadlo: ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

tchmin [°C] = 12 používat čerpadlo v plném provozu ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO ☐ ANO

tr [°C] = 4 EER = 3.5 ☒ Ridit výkon tepelného čerpadla

Max. výkon kond.v. přívodu [kW]: 20 tmax na výstupu z kond. v odvodu [°C]: 80

Max. výkon kond.v. odvodu [kW]: 80 Vstupní teplota vody do baz.kond. [°C]: 26

Max. výkon kond.v. bazenu [kW]: 60 Hmotnostní průtok vody [kg/h]: 10000 Měrná tepelná kapacita [J/kgK]: 4180

Výsledky: Po stisku na vybraný řádek se zobrazí ve stat.vypočtu ☐ Zobrazit utlum

26.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
27.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
28.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
29.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
30.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
31.12. Cena: 1477Kc, Plný: Rhi=58%, ti=27.96°C, Dosazeno: 1 Utlum: Rhi=58.23%, ti=24.95°C, Dosazeno: 1
Cena celkem=462298.89
Počet výměn obou filtrů=0

Obrázek 49: Celoroční výpočet navržené skladby

Na předchozím obrázku je karta pro zadání a výsledky celoročního výpočtu navrženého zařízení.

Jak již bylo popsáno v kapitole 4.4, je zadávání z důvodů velkého množství hodnot zjednodušené. Na obrázku je vidět, že zadávání probíhá pro jednotlivé měsíce v roce a to pro plný a útlumový provoz. Zadává se množství větracího vzduchu, teplota a vlhkost v bazénové hale. Údaje pro plný provoz se zadávají v horní části, pro útlumový v dolní. Dále je nutné vyplnit tepelnou ztrátu v zimním extrému a měsíce, ve kterých bude požadavek VZT zařízením topit. Stejně tak měsíce, kdy je potřeba chlazit a jaká je v nich očekávaná tepelná zátěž. Pokud je zadáno v daném měsíci topení nebo chlazení, přepočítá se také

teplota přiváděného vzduchu. Je také nutné vyplnit parametry VZT zařízení, jakými jsou měsíce provozu tepelného čerpadla, jeho vlastnosti, účinnost ZZT, výkony ohřívачů, výparnou teplotu chladiva atd. Tabulka v pravé horní části s nápisem *teplotní oblast*, definuje teploty a vlhkosti exteriéru, které jsou v programu uloženy ve formě naměřených dat pro určité oblasti v ČR. Lze zadat i vlastní teplotní oblast, ale v tom případě je nutné vyplnit příslušnou programovou proměnnou z externího zdroje.

Vypočítaný výsledek pro uvedené zadání, tedy celoroční provozní náklady zařízení, je vidět na tabulce v pravé dolní části obrázku. Výsledkem jsou vypočítané provozní náklady na navržené odvlhčovací VZT zařízení, které činí cca 470.000 Kč.

Pokud bychom měli správné hodnoty pro vyplnění příkonových matic ventilátorů, mohly by se celkové provozní náklady na zařízení (tedy včetně elektrické energie pro pohon ventilátorů) pohybovat někde od 1.000.000 Kč do 1.500.000 Kč podle zadaných vstupů jakými jsou tlakové ztráty jednotlivých komponent. Zde také velmi záleží na typu elektromotorů, zda jsou ovládané frekvenčním měničem, dvouotáčkové nebo napětově řízené typu EC.

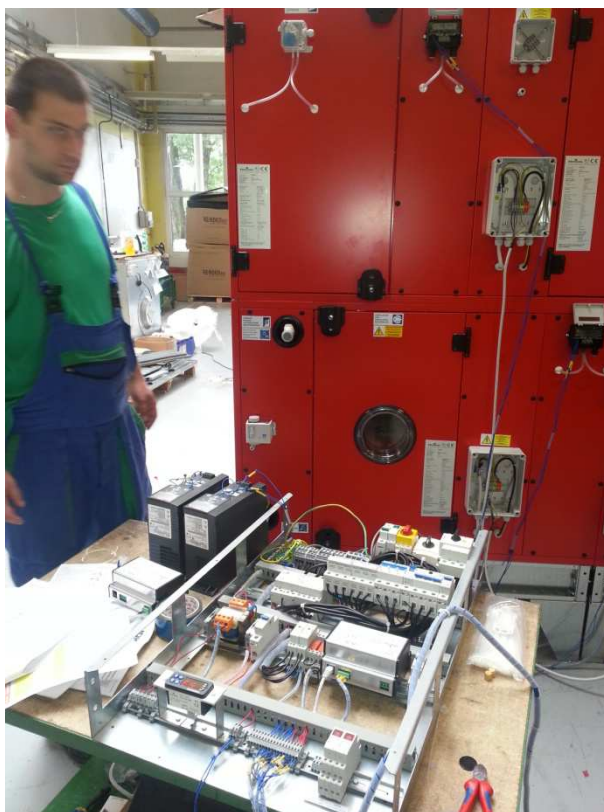
5.7 NÁVRH SKUTEČNÉHO VZT ZAŘÍZENÍ

Jak již bylo popsáno, program byl navržen pro výpočet podrobných fyzikálních veličin a popis fyzikálních jevů týkajících se odvlhčovacích vzduchotechnických zařízení. Program obsahuje velmi složitý algoritmus optimalizace, který je schopen navrhnout skutečné nastavení aktivních komponent VZT zařízení z ekonomického hlediska.

I s pomocí v disertační práci řešeného software, firma REMAK a.s. vyvinula vzduchotechnickou bazénovou odvlhčovací jednotku II. generace. Zařízením je v současné době schopna konkurovat zavedeným zahraničním výrobcům odvlhčovacích vzduchotechnických zařízení, jakými jsou např. GEA nebo BOESCH.



Obrázek 50: Část vzduchotechnické odvlhčovací jednotky firmy REMAK a.s. při testování ve výrobě



Obrázek 51: Rozvaděč s regulátory pro měření a regulaci odvlhčovací VZT jednotky při testování ve výrobě

Odvlhčovací VZT jednotka firmy REMAK a.s. jako celek dostala zlatou medaili za nejlepší exponát na výstavě Aquatherm Praha 2014.



Obrázek 52: Zlatá medaile za nejlepší exponát (Aquatherm Praha 2014)

5.7.1 Stávající zařízení na základní škole

Na základě požadavku magistrátu městské části Brno – Líšeň na rekonstrukci systému vzduchotechniky vypracovala firma Technika Budov, s.r.o. projektovou dokumentaci pro výměnu stávající nevyhovující vzduchotechniky. Součástí projektové dokumentace bylo odstranění stávající vzduchotechnické odvlhčovací jednotky firmy GEA, která byla pro daný prostor nevyhovující.



Obrázek 53: Pohled na odvlhčovací VZT jednotku GEA AT

Toto zařízení bylo nedostatečný svým odvlhčovacím výkonem, přičemž kvůli dlouhodobému vzestupu vlhkosti interiéru v prostoru bazénové haly došlo k poškození stavebních konstrukcí.



Obrázek 54: Vnitřní strana jednotky poškozená korozí

Zařízení bylo nevyhovující nejen po stránce výkonové, ale i po stránce vnitřního provedení – vnitřní povrch vzduchotechnické jednotky byl značně poškozený korozí z důvodu chemicky agresivních agencií v odváděném a následně směřovaném vzduchu.

5.7.2 Nové vzduchotechnické zařízení

V průběhu vypracování projektové dokumentace byla pomocí navrženého software vypočítaná nejvhodnější vzduchotechnická jednotka pro uvedenou bazénovou halu základní školy.

V průběhu výstavby byla na místo původní nevyhovující jednotky osazena nová odvlhčovací bazénová jednotka společnosti REMAK a.s.:



Obrázek 55: Nová odvlhčovací vzduchotechnická jednotka ve strojovně na místě původní jednotky GEA

Vzhledem k tomu, že v době dokončení této disertační práce ještě stále probíhá výstavba rekonstrukce vzduchotechniky na inkriminované základní škole, není již součástí této práce měření a posouzení skutečných výkonových parametrů uvedeného zařízení a jeho porovnání s teoretickým výpočtem obsaženým v navrženém software.

6 ZÁVĚR

Náplní práce byla tvorba software pro návrh vzduchotechnických zařízení obsluhujících místnosti s velkým vývinem vlhkosti. Pomocí navrženého software lze nalézt optimální nastavení pro předem definované skladby vzduchotechnických zařízení za daných okrajových podmínek.

Skladba vzduchotechnické jednotky s okruhem tepelného čerpadla a přímým výparníkem v odpadním vzduchu (v předchozím textu označená jako skladba 1) se v simulacích ukázala jako vhodná pro většinu provozů s vysokým vývinem vlhkosti. Experimentální skladbu s tepelným čerpadlem v přiváděném vzduchu (v předchozím textu označená jako skladba 5) je možné použít taktéž pro většinu bazénových aplikací. Její výhodou jsou nižší potřeba větracího vzduchu než u skladby 1 a nižší pořizovací náklady. Ostatní navržené skladby se pro obsluhu prostorů s vysokým vývinem vlhkosti jeví jako nevhodné.

6.1 POZNATKY PRO TECHNICKOU PRAXI

Software pro výpočet fyzikálních veličin a simulaci dějů v odvlhčovacích vzduchotechnických zařízeních pracuje podle očekávání. Postup výpočtu jednotlivých částí vzduchotechnických zařízení byl zvolen správně a lze jej aplikovat na další vzduchotechnické jednotky jakékoliv skladby.

Další výzkum v této oblasti bude tedy směřován na vývoj software, který umožní sestavení různých vzduchotechnických skladeb a jejich podrobný výpočet. Dále na možnosti zavedení metody optimalizace nastavení aktivních prvků vzduchotechnického zařízení do systému měření a regulace, čímž by bylo možné výrazně snížit provozní náklady na vzduchotechnická zařízení.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ

Publikace

1. GEBAUER, Günter – HORKÁ, Helena – RUBINOVÁ, Olga. *Vzduchotechnika*. První české vydání. Brno: Era, 2005. ISBN: 80-7366-027-X.
2. RUBINA, A.; MĚRKA, V., Bazénová vzduchotechnika – efektivní a provozně úsporné navrhování, článek v TZB-info, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o, Praha, 2012
3. RUBINA, A.; RUBINOVÁ, O.; TESAŘ, Z., Modelování fyzikálních jevů 2 - VZT jednotka a spotřeba energie na odvlhčování, článek v TZB-info, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2011
4. M. Székelyová, K. Ferstl, R. Nový. Větrání a klimatizace. 1. vyd. Bratislava: Jaga, 2006, 359 s. ISBN 80-807-6037-3.
5. HIRŠ, Jiří a Günter GEBAUER. *Vzduchotechnika v příkladech*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 230 s. ISBN 80-720-4486-9.
6. RUBINA, A.; TESAŘ, Z.; BLASINSKI, P., Modelování fyzikálních jevů 1 - Odpar z vodní hladiny, článek v , ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2011
7. CHYSKÝ, J., HEMZAL, K. a kol. *Technický průvodce větrání a klimatizace*. 3. vyd. Praha: ČESKÁ MATICE TECHNICKÁ, 1993. 490 s. ISBN 80-901574-0-8.

Software

8. RUBINA, A.; TESAŘ, Z.; RUBINOVÁ, O., Software TERUNA v1.5 Modul pro odpar vody z hladiny a návrh bazénových jednotek, , Brno, 2011

Zákony, vyhlášky a nařízení vlády

9. Vyhláška č. 238/2011 Sb. o stanovení hygienických požadavků na koupaliště, sauny a hygienické limity písku v pískovištích venkovních hracích ploch, příloha 12 - Mikroklimatické požadavky
10. Vyhláška 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby
11. Vyhláška č. 6/2003 Sb. kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí obytných místností některých staveb

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

VZT – Vzduchotechnika

ZZT – Zpětné získávání tepla

EER – Energy Efficiency Rating – koeficient využitelnosti energie v režimu chlazení u tepelných čerpadel

DLL – Dynamic-link library, dynamicky linkovaná knihovna

h, x diagram – Mollierův diagram – je stavovým diagramem ukazujícím vzájemnou závislost vlhkosti vzduchu a teploty při izobarických dějích

DELPHI – je integrované grafické vývojové prostředí firmy Borland určené pro tvorbu aplikací na platformě MS Windows v jazyce Object Pascal

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázky

Obrázek 1: Standardní vzduchotechnická jednotka použitá v bazénovém provozu	2
Obrázek 2: Princip odvlhčení přiváděného vzduchu v h-x diagramu	4
Obrázek 3: Princip odvlhčení přiváděného vzduchu s opačným řazením výměníků v h-x diagramu	5
Obrázek 4: Objekt ohřívač	9
Obrázek 5: Schéma kompletní odvlhčovací VZT jednotky	10
Obrázek 6: Schéma větrací VZT jednotky se dvěma směšovacími komorami a ZZT	10
Obrázek 7: Schéma odvlhčovací VZT jednotky s okruhem tepelného čerpadla bez deskového rekuperátoru	11
Obrázek 8: Schéma větrací VZT jednotky s jednou směšovací komorou a ZZT	12
Obrázek 9: Schéma VZT jednotky s přímým výparníkem v přívodu	12
Obrázek 10: Příklad logického propojení jednotlivých objektů	13
Obrázek 11: Schéma stacionárního výpočtu	14
Obrázek 12: Schéma výpočtu optimalizace	15
Obrázek 13: Schéma výpočtu v extrémech exteriéru	16
Obrázek 14: Schéma celoročního výpočtu zařízení	17
Obrázek 15: Zadání tlakových ztrát jednotlivých komponent	18
Obrázek 16: Závislost tlakové ztráty komponenty na aktuálním průtoku	18
Obrázek 17: Příklad příkonové matice ventilátoru	19
Obrázek 18: Směšovací komora	22
Obrázek 19: Výpočet směšování a h,x diagram	24
Obrázek 20: Ohřívač	25
Obrázek 21: Výpočet ohřívače a h,x diagram	26
Obrázek 22: Zdrojový kód výpočtu ohřívače	27
Obrázek 23: Ohřívač v jednotce	27
Obrázek 24: Schéma výpočtu rekuperátoru	28
Obrázek 25: Výpočet zpětného získávání tepla s odvlhčením na straně odváděného vzduchu a znázornění v h,x diagramu	30
Obrázek 26: Výpočet zpětného získávání tepla s odvlhčením na straně přiváděného vzduchu a znázornění v h,x diagramu	31
Obrázek 27: Deskový rekuperátor v jednotce	31
Obrázek 28: Schéma okruhu tepelného čerpadla	32
Obrázek 29: Výpočet okruhu tepelného čerpadla	35
Obrázek 30: Výpočet okruhu tepelného čerpadla – úpravy vzduchu v h, x diagramu	36
Obrázek 31: Tepelné čerpadlo v jednotce – kompresor	37

Obrázek 32: Vliv zvyšování výkonu výměníků na vlhkost přiváděného vzduchu	39
Obrázek 33: Vliv zvyšování výkonu výměníků na vlhkost přiváděného vzduchu při opačném pořadí výměníků	40
Obrázek 34: Výpočet v extrémech	42
Obrázek 35: Funkce optimalizace	43
Obrázek 36: Nastavení aktivních prvků VZT jednotky se zobrazením stavů vzduchu v jejich jednotlivých místech	44
Obrázek 37: h-x diagram úpravy vzduchu odvlhčovacího zadaného zařízení	45
Obrázek 38: Schéma uvedené odvlhčovací VZT jednotky	46
Obrázek 39: Celoroční výpočet	47
Obrázek 40: Odpar	48
Obrázek 41: Výpočet odparu ze zadaného bazénu	50
Obrázek 42: Skladba 1 – Nejlépe vybavená odvlhčovací VZT jednotka	51
Obrázek 43: Skladba 2 – Větrací jednotka s ohřívačem, ZZT a dvěma směšovacími komorami	51
Obrázek 44: Skladba 3 – Jednotka vybavená okruhem TČ bez deskového výměníku ZZT	52
Obrázek 45: Skladba 4 – Větrací jednotka s ohřívačem, ZZT a směšovací komorou	52
Obrázek 46: Skladba 5 – Odvlhčovací VZT jednotka s přímým výparníkem v přívodu	53
Obrázek 47: Zadání vstupních hodnot pro skladbu 1	55
Obrázek 48: Výpočet skladby 1	56
Obrázek 49: Celoroční výpočet navržené skladby	59
Obrázek 50: Část vzduchotechnické odvlhčovací jednotky firmy REMAK a.s. při testování ve výrobě	61
Obrázek 51: Rozvaděč s regulátory pro měření a regulaci odvlhčovací VZT jednotky při testování ve výrobě	62
Obrázek 52: Zlatá medaile za nejlepší exponát (Aquatherm Praha 2014)	62
Obrázek 53: Pohled na odvlhčovací VZT jednotku GEA AT	63
Obrázek 54: Vnitřní strana jednotky poškozená korozí	63
Obrázek 55: Nová odvlhčovací vzduchotechnická jednotka ve strojovně na místě původní jednotky GEA	64
<i>Tabulky</i>	
Tabulka 1: Porovnání vlivu výkonů výměníků na odvlhčovací výkon zařízení pro různé řazení ohřívače a chladiče	41
Tabulka 2: Porovnání odvlhčovacího výkonu pro různé skladby VZT zařízení	57

ŽIVOTOPIS

OSOBNÍ INFORMACE

Jméno: Ing. Tesař Zdeněk
Adresa: Mackovec 3/345, 664 31, Lelekovice, Česká republika
Mobil: 737113763
E-mail: ztesar25@gmail.com
Národnost: česká
Datum narození: 27.11.1975

PRACOVNÍ ZKUŠENOSTI

Období (od - do): 1/2001 - Dosud
Zaměstnavatel: Živnostenský list
Pracovní pozice: Projektant vzduchotechniky a klimatizace, programátor
Náplň práce: Projektování vzduchotechniky a klimatizace pro firmu
Technika budov, s.r.o.
Programování software pro vzduchotechniku
Období (od - do): 1/1999 - 6/1999
Zaměstnavatel: Per4mance s.r.o.
Pracovní pozice: IT specialista
Náplň práce: Zapojování a konfigurace počítačových sítí

VZDĚLÁNÍ

Dosažené vzdělání: absolvent vysoké školy
Období (od - do): 2011 dosud
Škola/fakulta: VUT Fakulta stavební, Brno
Obor/specializace: Postgraduální studium oboru TZB – počítačové
modelování veličin ve vzduchotechnice
Období (od - do): 2000 – 2006
Škola/fakulta: VUT Fakulta stavební, Brno
Obor/specializace: Pozemní stavby
Období (od - do): 1991 – 1995
Škola: SPŠ strojnická, Brno
Obor/specializace: Všeobecné strojírenství

OSOBNÍ SCHOPNOSTI A DOVEDNOSTI

Mateřský jazyk: Čeština
Jazyk: Angličtina
Úroveň ovládání: Středně pokročilý
Práce na PC: Odborná

Vytvořený software:

2002–TERUNA–<http://www.technikabudov.cz/software.html> – Software pro výpočet vnitřních zátěží a pro návrhy vzduchotechniky

2010 – Modul Bazény do programu TERUNA – Návrh a dynamický výpočet bazénových hal

2013 – knihovna DLL – Dynamický výpočet různých typů vzduchotechnických jednotek pro větrání a odvlhčování prostorů s vysokými zdroji vlhkosti

Ridičský průkaz A, B

SEZNAM PUBLIKACÍ

2014

1. JELÍNEK, O.; TESAŘ, Z.; RUBINA, A., Průkaz energetické náročnosti budov, článek v Český instalatér, ISSN 1210-695X, ČNTL, spol. s r.o., Praha, 2014

2013

2. BLASINSKI, P.; TESAŘ, Z., Návrh bazénových odvlhčovacích jednotek, příspěvek na konferenci *Structura stavební trendy 2013 - ekologie, energetika, bezpečnost, udržitelnost*, ISBN 978-80-248-3236-4, VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, Ostrava, 2013
3. RUBINA, A.; BLASINSKI, P.; TESAŘ, Z., Software for the Design of Swimming Pool Dehumidifiers Units, článek v *Selected Scientific Papers - Journal of Civil Engineering (electronic)*, ISSN 1338-7278, Versita, Košice, 2013
4. JELÍNEK, O.; RUBINA, A.; TESAŘ, Z., Ekvivalentní hladina akustického tlaku venkovních prostorů v praxi, článek v *TZB-info*, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2013

2012

1. RUBINA, A.; BLASINSKI, P.; TESAŘ, Z., Metody výpočtu odparu z povrchu vodní hladiny, příspěvek na konferenci *Simulace budov a techniky prostředí 7.národní konference s mezinárodní účastí*, ISBN 978-80-260-3392-9, IBPSA-CZ, Praha, 2012
2. RUBINA, A.; BLASINSKI, P.; TESAŘ, Z., Software for the design of swimming pool dehumidifiers units, příspěvek na konferenci IX. *International Scientific Conference FCE TUKE*, ISBN 978-80-553-0905-7, Košice, 2012
3. RUBINA, A.; TESAŘ, Z., Venkovní klimatické podmínky při návrhu VZT systémů v praxi, článek v *TZB-info*, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2012
4. RUBINA, A.; ANDRYS, P.; TESAŘ, Z., Požadavky na požární větrání z pohledu projektanta VZT a praxe, článek v *Topenářství*, ISSN 1211-0906, Topinfo, Praha, 2012

2011

1. RUBINA, A.; RUBINOVÁ, O.; TESAŘ, Z., Modelování fyzikálních jevů 2 - VZT jednotka a spotřeba energie na odvlhčování, článek v *TZB-info*, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2011
2. RUBINA, A.; TESAŘ, Z.; RUBINOVÁ, O., Software TERUNA v1.5 Modul pro odpar vody z hladiny a návrh bazénových jednotek, , Brno, 2011
3. RUBINA, A.; TESAŘ, Z.; BLASINSKI, P., Modelování fyzikálních jevů 1 - Odpar z vodní hladiny, článek v *TZB-info*, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2011
4. RUBINA, A.; UHER, P.; TESAŘ, Z.; RUBINOVÁ, O., Od nápadu k výrobku, článek v *Události na VUT v Brně*, ISSN 1211-4421, Vutium, Brno, 2011
5. RUBINA, A.; TESAŘ, Z., Význam modelování fyzikálních jevů a užitého vzoru pro vývoj nové technologie, článek v *TZB-info*, ISSN 1801-4399, Topinfo s.r.o., Praha, 2011

2002

1. RUBINOVÁ, O., RUBINA, A., TESAŘ, Z., TERUNA - software pro modelování tepelného mikroklimatu budov a navrhování vzduchotechniky, , 2002