

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ**

INTELIGENTNÍ BUDOVY



**Využití tepelných čerpadel ve vzduchotechnických
jednotkách**

Diplomová práce

FILIP ŠPINDLER

Vedoucí Projektu :

Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.

2017

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Využití tepelných čerpadel ve vzduchotechnických jednotkách vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury a pramenů.

V Praze dne 21. Května 2017

.....

Bc. Filip Špindler

Poděkování:

Rád bych tímto zde poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Danielu Adamovskému, Ph.D. za jeho cenné rady, odborné vedení a čas, který mi věnoval při řešení dané problematiky.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá komplexním řešením problematiky využití tepelných čerpadel (dále TČ) ve vzduchotechnických (dále VZT) jednotkách. Obsahuje tři základní části. V první se věnuje teoretickému úvodu do problematiky, tedy vnitřním prostředím, TČ a jejich následnému užití ve VZT jednotkách. Druhá část obsahuje popis a rozbor funkce mnou vytvořeného programu, který počítá kompletní tepelnou bilanci systému VZT s integrovaným TČ pro budovy bazénů. Třetí část pak obsahuje kompletní analýzu získaných dat z programu. Je zde zkoumáno několik základních provozních stavů, ze kterých jsou následně vyvozeny závěry a doporučení pro praxi při užití TČ ve VZT jednotkách.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, vzduchotechnická jednotka, tepelná bilance, analýza

Abstrakt

This diploma thesis deals with a complex solution of the use of heat pumps (hereinafter HP) in air-conditioning (hereinafter HVAC) units. It contains three parts. In the first it deals with the theoretical introduction to the issue, ie the internal environment, the HP and their subsequent use in the HVAC units. The second part contains a description and analysis of the function of a program I created, which calculates the complete heat balance of the HVAC system with integrated HP for swimming pool buildings. The third part contains a complete analysis of the data obtained from the program. Several basic cases of operational conditions are investigated, from which the conclusions and recommendations for practice in the use of HP in HVAC units are subsequently drawn.

Key words

Heat pump, air conditioning unit, heat balance, analysis

Obsah

Část I – Teoretický základ	7
1. Úvod - Část I.....	7
2. Tepelné čerpadlo (TČ)	7
2.1 Historie TČ	7
2.2 Základní princip funkce TČ.....	7
2.3 Základní tepelná bilance tepelného čerpadla	8
2.4 Komponenty tepelného čerpadla.....	10
3. Vlhký vzduch.....	16
3.1 Daltonův zákon.....	17
3.2 Stavová rovnice	18
3.3 Vyjádření vlhkosti vzduchu.....	18
3.4 Měrná entalpie	19
4. TČ ve VZT jednotkách	21
4.1 Úvod: teorie.....	21
4.2 Výměníky	21
4.3 Kompresor	24
4.4 Předehřev	24
4.5 Regulace	25
5. Praktické ukázky jednotek.....	25
6. Závěr - Část I	26
Část II – výpočetní metodika.....	27
7. Úvod – Část II.....	27
8. Metodický postup výpočtu a zadání hodnot.....	27
9. Přesný postup výpočtu a použité vzorce.....	29
9.1 Zadání základních hodnot.....	29
9.2 Výpočty – vlastnosti vzduchu	30
9.3 Provoz haly a bazénu.....	31
9.4 Výpočet množství větraného vzduchu	32
9.5 Výpočet množství odebrané vlhkosti	33
9.6 Parametry vzduchu za výparníkem	34
9.7 Distribuce čerstvého vzduchu	36
9.8 Předehřev a smísení exteriérového vzduchu s cirkulačním	36
9.9 Výpočet množství získaného a potřebného tepla	38

9.10	Výpočet vlastností vstupního vzduchu do interiéru	39
9.11	Výsledná bilanční tabulka	40
9.12	Tepelné čerpadlo	41
10.	Záložky programu	43
11.	Použité jednotky	47
12.	Závěr – Část II	48
Část III – Analýza		49
13.	Úvod – část III	49
14.	Analyzované stavy	49
14.1	Varianta 1	50
14.2	Varianta 2	55
14.3	Varianta 3	59
14.4	Průběh vlhkostí při konstantní teplotě.....	63
15.	Srovnání jednotlivých variant	68
16.	Vyhodnocení.....	71
17.	Závěr a doporučení pro praxi	73
18.	Zdroje.....	76
19.	Přílohy.....	77

Část I – Teoretický základ

1. Úvod - Část I

V první části se budu věnovat problematice integrace tepelných čerpadel (dále jen TČ) do vzduchotechnických jednotek. Dále se budu zabírat tématem porovnání TČ a rekuperace, protože použití TČ je velmi specifické a ekonomicky se vyplatí jen v určitých konkrétních podmínkách. Ve zbylých se vyplatí rekuperace. Bude zde rozebrána veškerá teorie, která je spojena s tepelnými čerpadly, vzduchotechnikou a vnitřním prostředím budov.

2. Tepelné čerpadlo (TČ)

Tepelné čerpadlo je stroj, který čerpá teplo z jednoho místa na jiné vynaložením vnější práce. Obvykle je to z chladnějšího místa na teplejší a za malých příspěvů elektrické energie dochází k výraznému zvýšení teplotní úrovně. TČ může být i reverzního charakteru, jeho oběh je obrácený a slouží tedy jako zdroj chladu. Jeho konkrétní fyzikální princip bude rozebrán v následujících kapitolách.

2.1 Historie TČ

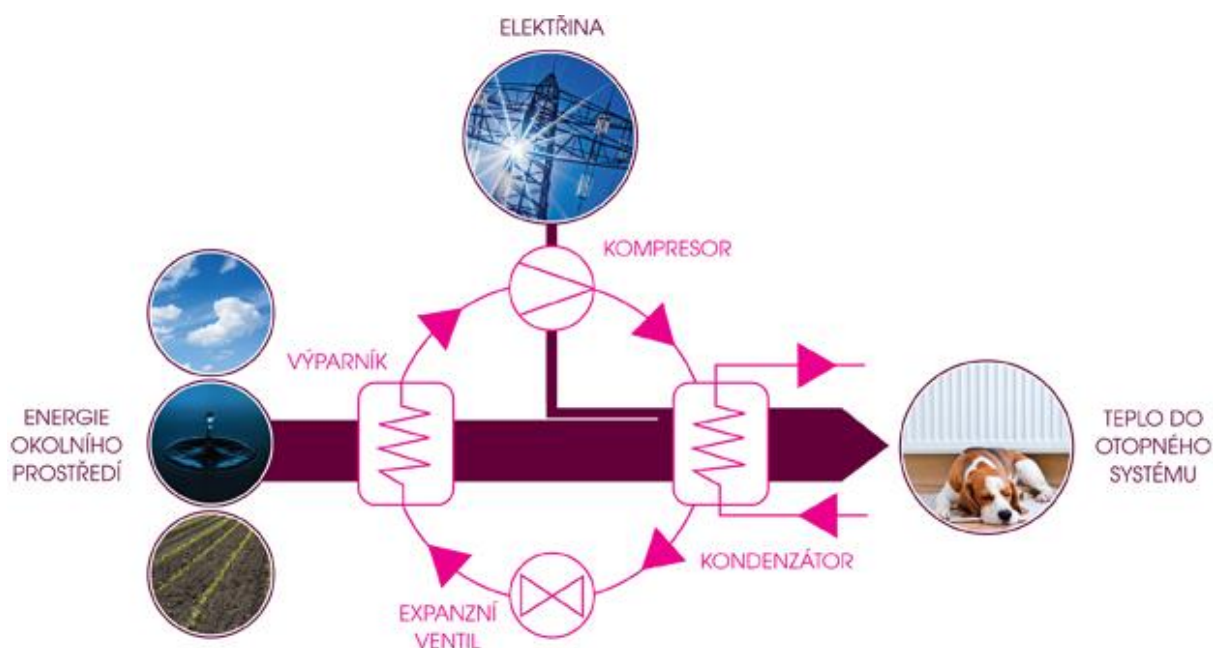
Základní principy technologie TČ byly objeveny již v roce 1852, kdy hlavní myšlenku chodu tepelného čerpadla popsal William ve své druhé větě termodynamické. Dalším přispěvatelem do tohoto oboru se stal mladý německý vynálezce Emil Warburg, jenž v roce 1881 praktikoval pokusy s magnetickým polem a kovy.

Ke konci 40. let 20. století sestrojil první prototyp tohoto zařízení americký vynálezce Robert C. Webber. V podstatě k němu došel, když prováděl pokusy s hlubokým zamražením. Neopatrně se dlaní dotkl výstupního potrubí a popálil se. Popálená dlaň pak byla prvním impulsem k myšlence o možné další funkci tohoto chladícího zařízení. Vynálezce propojil výstup mrazáku se zásobníkem na teplou vodu a pomocí potrubní smyčky a větráku pak vháněl přebytečné teplo do domu. První realizace v průmyslu se objevila až po roce 1927, kdy T. Haldane tímto způsobem vyřešil vytápění úřední budovy v Los Angeles s výkonem 1,4 MW. Hlavní vlna rozmachu tepelných čerpadel přišla v období energetické krize. V roce 1981 fungovalo v Evropě 100 000 kusů tepelných čerpadel, v Japonsku 500 000 kusů a v USA úžasné 3 milióny kusů tepelných čerpadel. [6]

Ještě před několika lety byla drtivá většina novostaveb energeticky až dvakrát náročnější na vytápění. S příchodem nových materiálů, zateplovacích technologií, úspornějších systémů hospodaření s teplem a především nástupem nízkoenergetických staveb dnes potřebují budovy ke svému provozu mnohem méně tepla než v minulosti. Základní technologie současných tepelných čerpadel sice zůstává od jejich objevu takřka stejná (princip je znám přes sto let), ale je možné navrhovat mnohem menší a levnější zařízení, jež dokážou běžný dům bez problémů zásobit. Při návrhu musíme dále posuzovat ekonomičnost samotného provozu TČ. [7]

2.2 Základní princip funkce TČ

Nejčastějším typem je kompresorové tepelné čerpadlo. Pracuje na principu obráceného Carnotova cyklu (přímý Carnotův cyklus se užívá u tepelných motorů). Chladivo v plynném stavu je stlačeno kompresorem a poté vpuštěno do kondenzátoru. Zde odevzdá své skupenské teplo. Zkondenzované chladivo následně projde expanzní tryskou zpět do výparníku, kde skupenské teplo (při nižší tlaku a teplotě) přijme a odpaří se. Poté opět pokračuje do kompresoru a cyklus se opakuje.

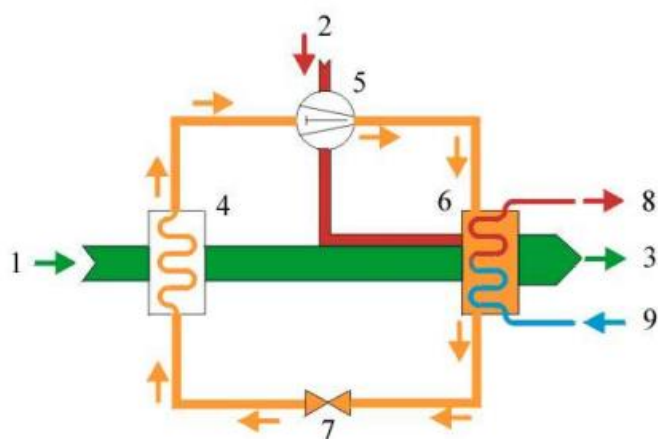


Obrázek 1 – schéma základní funkce tepelného čerpadla [1]

Principiálně je funkce velmi podobná funkci chladničky, jen s otočeným oběhem.

Jako zdroje chladu mohou sloužit například venkovní vzduch, půda v okolí domu, nebo hluboko pod domem, vodní hladiny a jiné materiály, z nichž lze získat teplo za ekonomicky výhodných a ekologicky šetrných podmínek. Za pomoci tepelného čerpadla můžeme tedy teplo i z relativně chladného zdroje převést na vyšší teplotní úroveň tím, že do kompresoru je dodávána elektrická energie, která se mění v teplo dodávané do systému.

2.3 Základní tepelná bilance tepelného čerpadla



1 – teplo z okolního prostředí, 2 – elektrická energie, 3 – celkově získané teplo, 4 – výparník, 5 – kompresor, 6 – kondenzátor, 7 – expanzní ventil, 8 – topná voda, 9 – vratná voda

Obrázek 2 – schéma funkce tepelného čerpadla

Energetickou bilanci tepelného čerpadla můžeme popsat rovnicí

$$Q_o = P + Q_k \quad (W) \quad (1)$$

Kde:

Q_o	energie získaná tepelným čerpadlem	[W]
Q_k	získaná energie z prostředí	[W]
P	elektrická energie dodaná kompresoru	[W]

Topný faktor čerpadla

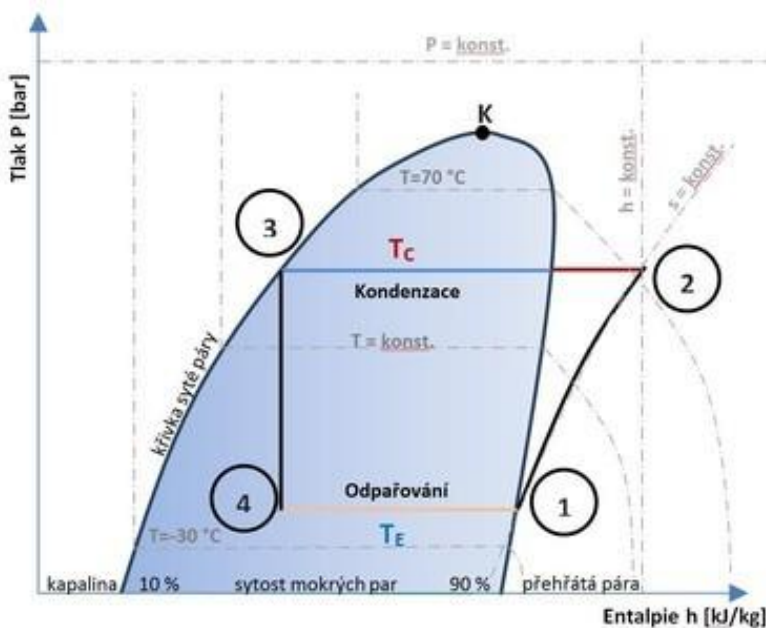
$$\varepsilon_R = COP = \frac{Q_o}{P_c + P_{aux}} \quad (-) \quad (2)$$

Kde:

Q_o	energie získaná tepelným čerpadlem	[W]
P	elektrický příkon kompresoru	[W]
P_{aux}	elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla	[W]

Pozn.- blíže je problematika topného faktoru rozebrána v kapitole 2.4.5 - COP a SCOP

Ideálně můžeme znázornit oběh TČ a průběhy entalpií v závislosti na tlacích v tepelném čerpadle pomocí Rankinova cyklu:



Oběh chladiva

4-1 odpařování [Q_k]

1-2 izotermická komprese [P]

2-3 ochlazování + kondenzace par a přehřátí tepla [Q_o]

3-4 škrcení - pokles tlaku

Obrázek 3 - Ideální Rankinův cyklus [4]

Oběh tepelného čerpadla se prakticky podobá kompresorovému oběhu chladicímu s jediným rozdílem, že je jeho funkce využívána opačně.

Okruh začíná na výparníku, kde dochází k odparu chladiva (4-1) s nízkým tlakem. Získáváme tak výparné teplo Q_k . Běžné tepelné čerpadlo získává výparné teplo z okolí (voda, vzduch), ale teplo můžeme získávat například i z ochlazování odchozího vzduchu z interiéru.

Dále dochází ke stlačení par pomocí kompresoru (2-3) a dochází ke zvýšení tlaku chladiva a zároveň kompresor vykoná práci a dodá do systému teplo P .

Stlačené páry jsou následně hnány do kondenzátoru, kde přes stěnu výměníku předávají teplo např. přichozímu vzduch, nebo vodě do otopného systému.

Teplo získané systémem je tedy : $Q_o = P + Q_k$ (1)

2.4 Komponenty tepelného čerpadla

Základními prvky každého tepelného čerpadla jsou:

- kompresor s pohonnou jednotkou
- výměníky tepla: kondenzátor – teplo odevzdává
výparník – teplo přijímá
- expanzní ventil
- chladivo
- filtry
- regulační prvky s elektroinstalací

2.4.1 Kompresor

Kompresor je jedna z nejdůležitějších součástí tepelného čerpadla vůbec. Zajišťuje koloběh chladicího média a výrazně ovlivňuje jeho výkonnost a účinnost. Je taky nejdražší součástí a na jeho výběru potom nezáleží jen jeho účinnost, ale například i hlučnost a životnost.

Slouží v tepelném čerpadle ke stlačování par chladiva, které vznikají ve výparníku. Stlačené páry se silně zahřejí a jsou vedeny do kondenzátoru, kde při ochlazení zkapalní a předají teplo do topné vody.

Tlaky, se kterými kompresor čerpadla pracuje, závisí na použitém druhu chladiva a pracovních podmínkách. Sací tlak bývá obvykle 0,1-0,5 MPa, výtlačk kompresoru 0,5-2,5 MPa. Kompresory jsou schopné dosáhnout tlaku i přes 3 MPa, proto v nich bývají vestavěny ochranné prvky proti nárůstu tlaku, tzv. přetlakové ventily. Jedním z parametrů každého kompresoru je kompresní poměr, což je právě poměr výtlačného a sacího tlaku.

Pro pohon kompresoru tepelného čerpadla bývá většinou volen elektromotor. Samotný pracovní proces kompresoru i elektromotoru bývá doprovázen tepelnými ztrátami. Aby ztrátové teplo z kompresoru nebylo bez užitku vypuštěno do okolí, bývá kompresor i s elektromotorem hermeticky uzavřen ve společné nádobě. Tepelné ztráty z motoru jsou tak s užitkem převedeny do chladiva. Výhodou tohoto provedení je tedy naprostá těsnost, jež zabrání i případnému úniku chladiva. Dalším provedením je uzavření polohermetické. U těchto kompresorů jsou tepelné ztráty kompresoru také odváděny do chladiva. Nejméně výhodné je potom otevřené provedení, kde jsou všechny tepelné ztráty nevyužity a vypuštěny do okolí.

Vztah topivosti k vstupní a získané energii tepelným čerpadlem: (závislá na jeho rozměrech)

$$V_k = \frac{Q_o}{q_v \eta_d} = \frac{Q_k}{q_{k,v} \eta_d} = \frac{SL_{n,min}}{60} \quad [-] \quad (3)$$

Kde:

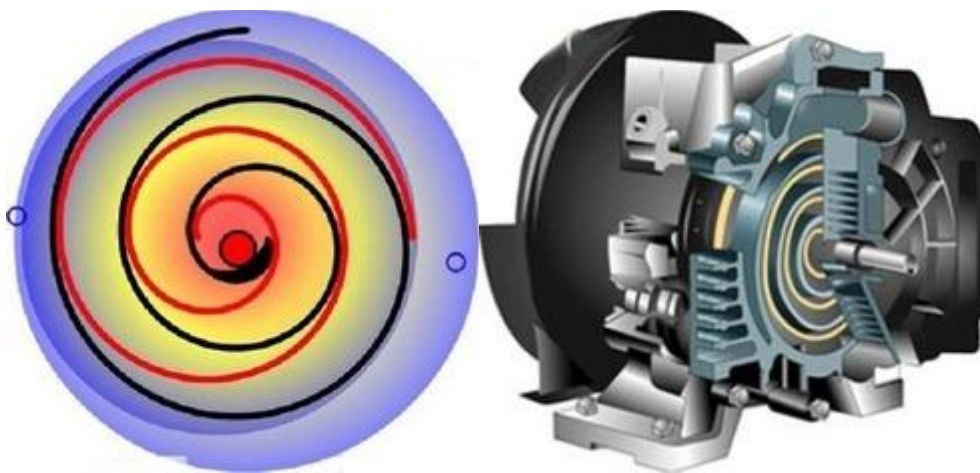
Q_k	vstupní energie z prostředí	[W]
Q_o	energie získaná tepelným čerpadlem	[W]
η_d	dopravní účinnost	[-]
q_v	objemová chladivost	[J.m ⁻³]
$q_{k,v}$	objemová topivost	[J.m ⁻³]

2.4.1.1 Typy kompresorů

V TČ se používají především tři druhy kompresorů. Pístový, SCROLL a rotační kompresory a jejich varianty (např. dvojité rotační kompresory)

Pístové kompresory se používaly především u starších typů tepelných čerpadel a v dnešní době už se pro běžná tepelná čerpadla nepoužívají. Jejich funkce je velmi podobná principu funkce spalovacího motoru tedy píst, který jde nahoru, nasává skrz otevřený ventil teplotně nosnou látku TČ. Na úvratí se nasávací ventil uzavře a píst látku stlačí a otevře se výpustní ventil, který vypustí stlačenou teplotně nosnou látku do okruhu TČ. Většinou se používají vícepístové kompresory (např. pro velké výkony se mohou používat i dvanáctiválcové kompresory). V případě větších výkonů se však tyto kompresory setkávají s problematikou velké hlučnosti.

První kompresor typu Scroll byl vyvinut již na počátku 20. století. Je tvořen dvěma spirálami vloženými do sebe, z nichž jedna je pevná a druhá excentricky krouží. Ve spirálách dojde k nasátí média a jeho stlačení směrem ke středu. Tím se teplota i tlak zvyšují na požadovanou hodnotu. Ve středu spirály je výtlačná trubka. Aby nedocházelo k úniku média, je třeba spirály nepřetržitě mazat. Při nízkých rychlostech je účinnost mazání snížena a může dojít k předčasnému opotřebení kompresoru.



Obrázek 4 – princip funkce kompresoru SCROLL [3]

Z toho plyne, že klasický kompresor typu scroll je nutné provozovat pouze za konstantních otáček. Díky svým konstrukčním vlastnostem jsou kompresory scroll použitelné v širokém rozmezí teplot a tlaků, s různými chladivy. Předním výrobcem kompresorů scroll je firma Copeland.

Kompresory typu scroll používají ve svých tepelných čerpadlech například firmy PZP, Master Therm, IVT, Hotjet aj.

Další generací scroll kompresorů je Evi scroll kompresor. Systém EVI je založen na principu udržování teploty výtlačku kompresoru pomocí přísávání chladných par chladiva do meziorotorového prostoru v průběhu stlačování par chladiva, což výrazně zvyšuje jeho výkonnost a účinnost. Kompresory typu Evi scroll používají ve svých tepelných čerpadlech například firmy Acond a Nibe.

A nejnovější generací scroll kompresorů je Digital scroll. Byl vyvíjen od roku 1993 a poprvé uvedený do provozu v roce 2000. Vychází ze základní vlastnosti scroll kompresoru, osově pohyblivosti rotorů a využívají ji k přerušování stlačovací fáze – osově oddálení rotorů kompresoru od sebe. Přerušování umožní přizpůsobit výkon i spotřebovanou energii kompresoru. Výhodou tohoto systému je regulace jmenovitého výkonu kompresoru měnitelná v rozmezí 10 až 100 %. Při provozu je nutné dodržovat požadované teploty chladiva. Kompresory typu Digital scroll používají ve svých tepelných čerpadlech například firmy Viessmann a Hotjet. [3]

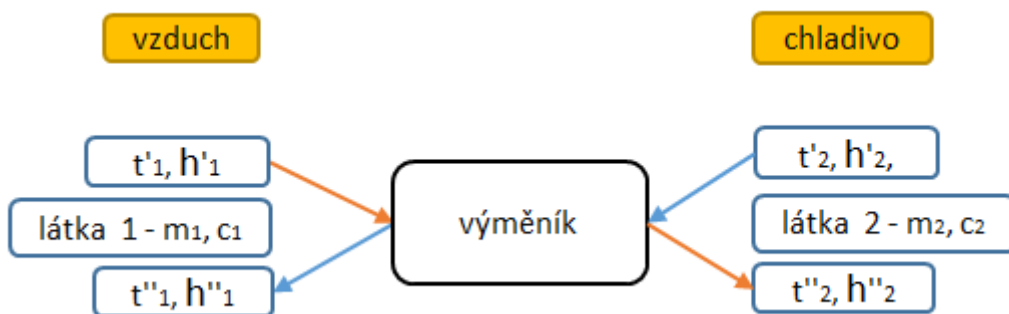
Dalším typem kompresoru je dvojitý rotační kompresor, který vyvinula již v osmdesátých letech minulého století japonská společnost Toshiba. Kompresor je tvořen dvěma pevnými komorami. V každé z nich se otáčí excentrická vačka, která stlačuje chladivo ve spolupráci s pohyblivou komorovou přepážkou. Obě vačky jsou uloženy v protilehlých polohách na jedné společné hřídeli tak, aby bylo zajištěno vyrovnaní namáhání hřídele a ložisek rotoru. Výhodou této konstrukce je velmi malé mechanické namáhání. Menší je proto i potřeba mazání při nízkých otáčkách. Kompresory jsou kompaktní, mají malé vibrace, jejich provoz je velmi tichý a pracují s vysokou účinností. Otáčky kompresoru je možné plynule řídit frekvenčním měničem. Otáčky jsou úměrné výkonu kompresoru, proto je možné výkon plynule regulovat v rozmezí 20 až 100 %.

Dvojité rotační kompresory řízené frekvenčním měničem používá dnes již většina výrobců tepelných čerpadel například firmy Toshiba, Daikin, IVT a Mitsubishi. [3]

2.4.2 Výměník

Jedná se o konstrukční prvek, který zprostředkovává přenos tepla mezi jednotlivými médii (např. voda/vzduch). K samotné výměně nedochází přímým kontaktem, nýbrž předáním tepla skrze stěnu výměníku (tedy například stěna lamely, kterou uvnitř protéká voda a z venku je ohřívána vzduchem). Aby výměník fungoval, musí být zaručen teplotní spád, což znamená, že mezi médii musí existovat teplotní rozdíl. Výměník bývá charakterizován mnoha parametry. Hlavním parametrem je plocha, přes kterou se obě média stýkají. Množství tepla přeneseného výměníkem závisí také na průtoku média výměníkem za jednotku času a velikosti teplotního spádu.

Existuje mnoho různých typů výměníků. Pokud chladivo v okruhu tepelného čerpadla předává teplo otopné vodě, používají se deskové nebo trubkové výměníky. Pokud chladivo ohřívá přímo vzduch, bývají použity výměníky lamelové, doplněné ventilátorem.



Obrázek 5 – tepelná bilance výměníku chladivo/vzduch

Vzorec pro tepelnou bilanci výměníku

$$Q = \dot{m}_1(h'_1 + h''_1) = \dot{m}_2(h''_2 + h'_2) \quad [\text{W}] \quad (4)$$

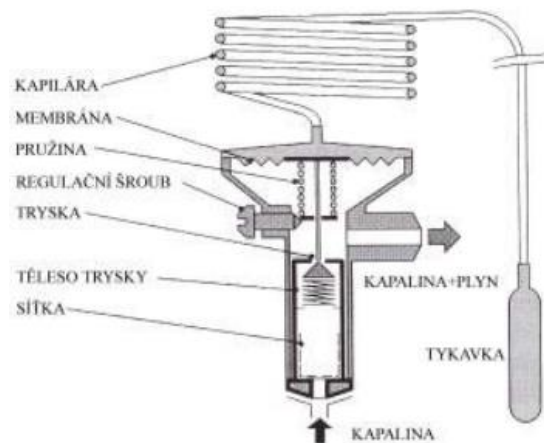
Kde:

h entalpie $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
 \dot{m} hmotnostní průtok $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

2.4.3 Expanzní ventil

Přesný název tohoto zařízení je termostatický expanzní ventil (TEV). Jeho úkolem je vstříkovat do výměníku na vnější straně okruhu (výparníku) chladivo. Pro optimální provoz celého čerpadla je velmi důležité správné dávkování chladiva.

Základním funkčním prvkem TEV je tryska dávkující chladivo, která je ovládána několika silami. Řídícím prvkem TEV je tepelné čidlo umístěné v prostoru výparníku, tzv. „tykavka“. Jedná se o malou nádobu naplněnou médiem, které úměrně k rostoucí teplotě zvyšuje svůj objem. Čidlo dále pokračuje v kapiláru připojenou na membránu ventilu. Tlak nad membránou se zvyšuje úměrně se zvýšením teploty tepelného čidla. Tímto tlakem je stlačována pružina, která udržuje trysku ventilu zavřenou. S rostoucí teplotou ve výparníku je tedy otevřena tryska expanzního ventilu, a tím je přivedeno chladivo do výparníku. [8]



Obr. 6 Schéma termostatického expanzního ventilu [8]

2.4.4 Chladiva

Chladivo, které plní funkci nositele energie v okruhu, je velmi důležitým prvkem pro chod tepelného čerpadla. Je známo mnoho druhů chladiv, ale pro použití v tepelném čerpadle jsou vhodné jen některé. Mohou to být jednosložkové sloučeniny nebo směsi dvou a více sloučenin. Ne všechna chladiva jsou také zcela ekologicky nezávadná.

Vliv par chladiv na poškozování ozónové vrstvy Země popisuje koeficient ODP (Ozone Depletion Potential). Za jeho základ byl vzat freon R11, jehož ODP je roven 1. Čím nižší je tento koeficient, tím nižší je vliv na poškozování ozónové vrstvy. Chladiva mohou mít vliv i na skleníkový efekt, který je jednou z příčin globálního oteplování Země. Vliv na něj popisuje koeficient GWP (Global Warming Potential). U tohoto koeficientu se udává navíc i počet let vlivu chladiva. GWP je definován jako působení CO₂ za 100 let, pro které je hodnota GWP=1. Vyšší číslo znamená vyšší negativní vliv. [8]

Skupiny chladiv

Označování chladiv je uvedeno v tab. 1. První písmeno R je odvozeno z anglického „refrigerant“, tj. chladivo. U některých označení chladiv bývá připojeno i písmeno C, „cyclic“, tedy cyklický. Podle chemického složení dělíme chladiva na čtyři skupiny, a to CFC, HCFC, HCF a HC.

CFC jsou plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi. Všechny atomy vodíku v molekule jsou nahrazeny halogenidy (F, Cl, výjimečně Br). Tyto látky se nazývají „tvrdé freony“. Patří sem chladiva R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502 a R503. Všechny mají vysoké koeficienty ODP i GWP.

HCFC jsou chlorofluorované uhlovodíky, mají v molekule i atomy vodíku. Jsou označovány jako „měkké freony“. Patří sem R21, R22, R141, R114, R115, R123 a R124. Mají nízký koeficient ODP a střední až vysoký koeficient GWP.

HFC nemají v molekule atomy chloru, pouze fluor. Jejich ODP=0, ale GWP mohou mít velmi vysoký. Jsou to chladiva R134, R152, R125, R32, R218, R407 nebo R404.

HC jsou přírodní uhlovodíky a jejich směsi, zcela bez halogenidů, vysoce hořlavé. Nemají žádný škodlivý vliv na ozonovou vrstvu a minimální negativní vliv na skleníkový efekt.

Existují i další skupiny chladiv, jako anorganická chladiva (CO₂-R744, SF₆-R846, vzduch R729, voda R718), sloučeniny dusíku, např. amoniak NH₃-R717, aj. Tato však nejsou většinou pro okruhy tepelných čerpadel vhodná, z důvodu nevhodnosti použití měděného potrubí pro amoniak. Řešením by bylo použití potrubí ocelového. Amoniak je navíc jedovatý. Pro své dobré termodynamické vlastnosti se stále používá ve velkých chladících systémech, např. pro ledové plochy stadionů. [8]

2.4.5 COP (topný faktor) a SCOP (sezónní topný faktor)

Energetickou kvalitu samotných tepelných čerpadel jako výrobků mezi sebou může dnes zákazník porovnat dvěma parametry: jmenovitý topný faktor COP a sezónní topný faktor SCOP. COP je určen pro jeden standardní provozní bod, který velmi zhruba odpovídá nejčastějšímu provoznímu stavu. SCOP je integrovaným parametrem, který vyjadřuje sezónní energetickou náročnost tepelného čerpadla. Oba parametry jsou stanoveny pro definované standardizované podmínky a nemohou poskytnout informaci o chování tepelného čerpadla v reálném nasazení v konkrétní instalaci (budově, otopné soustavě, nastavení regulace). [2]

2.4.5.1 COP (topný faktor/coeficient of performance)

Definice topného faktoru jako parametru efektivity samotného tepelného čerpadla je uvedena v normě pro laboratorní zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511-2. Hranicemi hodnocení je samotná funkční jednotka tepelného čerpadla. Topný faktor je poměr topného výkonu k celkovému elektrickému příkonu jednotky za ustálených provozních podmínek.

$$COP = \frac{Q_o}{P_c + P_{aux}} \quad [-] \quad (1)$$

Kde:

Q_o tepelný výkon tepelného čerpadla [W]

P elektrický příkon kompresoru [W]

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

S ohledem na průběh zkoušky, především u tepelného čerpadla se vzduchem jako zdrojem tepla, se jedná o poměr středního tepelného výkonu ke střednímu elektrickému příkonu za zkušební časový úsek. V rámci zkušebního časového úseku je nutné uskutečnit několik cyklů odtávání výparníku tepelného čerpadla, což je naopak vysoce dynamický proces. Do celkového elektrického příkonu se započítává nejen příkon kompresoru, ale i náročnost odtávání, potřeba

elektrické energie regulačních a zabezpečovacích prvků (expanzní ventil, vyhřívání kompresoru jako ochrana proti kondenzaci chladiva, apod.) a také elektrický příkon nutný pro překonání tlakových ztrát výměníků (výparník, kondenzátor) tepelného čerpadla při požadovaném průtoku teplotně nosných látek. To znamená, že pokud oběhové čerpadlo je součástí jednotky tepelného čerpadla, do hodnocení elektrického příkonu se započítává pouze jeho část adekvátní tlakovým ztrátám výměníků.

Topný faktor se stanovuje z laboratorního měření při různých provozních podmínkách (teploty na vstupu do výparníku, teploty na výstupu z kondenzátoru) pro zachycení dostatečného provozního rozsahu. Největší množství bodů se zkouší pro tepelná čerpadla vzduchová, provozovaná ve velkém rozsahu teplot na vstupu do výparníku (pět hodnot od -15 do +12 °C), naopak tepelná čerpadla odebírající teplo z vody se zpravidla zkouší pouze pro dvě teploty na vstupu do výparníku (10 °C, 15 °C). Tab. 1 uvádí možné zkušební kombinace teplot na vstupu do výparníku a výstupu z kondenzátoru definované v ČSN EN 14511-2. Podrobnější informace ke zkoušení tepelných čerpadel a vyhodnocení jejich COP jsou uvedeny v normě.

	voda – voda		země – voda			venkovní vzduch – voda				
t_{k2} / t_{v1}	10 °C	15 °C	-5 °C	0 °C	5 °C	-15 °C	-7 °C	2 °C	7 °C	12 °C
35 °C										
45 °C										
55 °C										
65 °C										

tab. 1 - Zkušební podmínky tepelných čerpadel podle ČSN EN 14511

U tepelných čerpadel se vždy uváděly jmenovité topné faktory COP při tzv. standardních (či normových) podmínkách, které pro jednotlivé druhy tepelných čerpadel jsou

- vzduch-voda A2/W35 (teplota vzduchu na vstupu do výparníku 2 °C, teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C)
- země-voda B0/W35 (teplota solanky na vstupu do výparníku 0 °C, teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C)
- voda-voda W10/W35 (teplota vody na vstupu do výparníku 10 °C, teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C) [2]

2.4.5.2 SCOP (sezónní topný faktor/ seasonal coefficient of performance)

Topný faktor tepelného čerpadla COP stanovený měřením v laboratoři pro jednu kombinaci provozních podmínek nevyjadřuje dostatečně věrohodně provozní efektivitu tepelného čerpadla provozovaného celý rok v měnících se teplotních podmínkách jak na straně výparníku (zdroje tepla), tak na straně kondenzátoru (odběru tepla), při měnícím se odběrovém výkonu, který tepelné čerpadlo kryje svým tepelným výkonem.

Lepším kritériem při výběru tepelného čerpadla než jmenovitý topný faktor (za standardních podmínek) je sezónní topný faktor tepelného čerpadla SCOP definovaný normou ČSN EN 14825. Výpočet SCOP vychází z celoroční bilance produkce tepla daného tepelného čerpadla a krytím potřeby tepla budovy definované návrhovou tepelnou ztrátou v otopné sezóně se standardizovanými provozními a klimatickými podmínkami. Výpočet se provádí v otopném období rozděleném na teplotní intervaly po 1 K. Do SCOP se zahrnuje nejen efektivita produkce tepla tepelným čerpadlem v aktivním chodu, ale také energetické ztráty vlivem cyklování tepelného čerpadla (pokud má vyšší

výkon než je tepelná ztráta), energetická potřeba záložního elektrokotle (pokud výkon tepelného čerpadla nestačí pro krytí ztráty budovy), energetická spotřeba tepelného čerpadla v pohotovostním režimu či při náběhu, ztráty vychládáním výměníků v době mimo provoz, udržování kompresoru na požadované teplotě, apod. Pro výpočet je nutné mít k dispozici sadu hodnot výkonu a topného faktoru tepelného čerpadla stanovených měřeními v laboratoři pro různé kombinace provozních podmínek podle ČSN EN 14511-2 a ČSN EN 14825, mezilehlé hodnoty se interpolují.

Pro výpočet SCOP jsou definována tři klimatická pásma:

Teplejší – Atény s návrhovou venkovní teplotou +2 °C a trváním otopné sezóny 3590 hodin;
 průměrná – Štrasburk s návrhovou venkovní teplotou -10 °C a trváním otopné sezóny 4910 hodin
 Chladnější – Helsinky s návrhovou venkovní teplotou -22 °C a trváním otopné sezóny 6446 hodin.

Protože se SCOP počítá pro konkrétní návrhovou tepelnou ztrátu budovy, pro kterou je tepelné čerpadlo určeno, je nutné ve zkušebně naměřit navíc tzv. bod bivalence (topný výkon a topný faktor za podmínek, kdy výkon tepelného čerpadla odpovídá tepelné ztrátě, tj. odběrovému výkonu). Uvažovaná (výrobce zvolená) tepelná ztráta ovlivňuje výpočet SCOP. Čím menší se zvolí návrhová tepelná ztráta pro dané tepelné čerpadlo, tím menší bude dohřev záložním zdrojem, ale narostou energetické ztráty vlivem cyklování a naopak. Hranicí hodnocení je tepelné čerpadlo se záložním zdrojem (elektrokotlem). [2]

3. Vlhký vzduch

Na porozumění vlastností vlhkého vzduchu závisí téměř celé odvětví vzduchotechniky, které se zabývá úpravami vzduchu a jeho vlastností pro zajištění ideálního vnitřního prostředí v budovách.

Základní vlastnosti

- vlhký vzduch je směsí suchého vzduchu a vodní páry okupující společný objem
- homogenní směs – nastává, pokud je voda ve směsi v plynném stavu
- heterogenní směs – ve vzduchu jsou obsaženy různé fáze vody
- částečně ve stavu páry a částečně ve stavu kapalném (kapky, déšť, mrholení, atd.),
- částečně ve stavu páry a částečně ve stavu tuhém (ledové krystalky, sníh, atd.),
- částečně ve stavu páry, částečně ve stavu kapalném a částečně ve stavu tuhém.
- pro naše účely se budeme ve výpočtech zabývat pouze stavy homogenních směsí

Základní termodynamické hodnoty suchého vzduchu

měrná plynová konstanta	$R_{sv} = 287,062 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$
střední molární hmotnost	$M_{sv} = 28,964 \text{ kg / kmol}$
měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$C_{p,sv} = 1005,968 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$
kritická teplota	$T_{k,sv} = 132,45 \text{ K}$
kritický tlak	$P_{k,sv} = 3,77 \text{ Mpa}$
kritická měrná hmotnost	$\rho_{k,sv} = 349 \text{ kg/m}^3$
Poissonova konstanta	$\kappa = 1,39$

3.1 Daltonův zákon

Celkový tlak směsi plynů p je dán součtem dílčích (parciálních) tlaků jednotlivých složek p_i . Pokud rovnici vyjádříme ve vztahu k vlhkému vzduchu, vypadá následovně:

$$p = \sum p_i = p_{sv} + p_{vp} \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

kde:

$$p_{sv} \quad \text{parciální tlak suchého vzduchu} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_{vp} \quad \text{parciální tlak vodní páry} \quad [\text{Pa}]$$

Parciální tlak nasycené vodní páry p_{vp}''

Množství vodní páry obsažené ve směsi vlhkého vzduchu se může měnit. Stav, při kterém vzduch pojme maximální množství vodní páry se nazývá nasycení. Parciální tlak nasycené vodní páry je tedy tlakem vodní páry při nasycení. Tento tlak je funkcí pouze teploty a je zároveň maximálním tlakem pro zadanou teplotu. Pára se se vzduchem může mísit v libovolném poměru, má-li pára i vzduch při tlaku 100 kPa teplotu vyšší než 100 °C.

- $p_p < p_p''$ - je vlhký vzduch nenasycený parou
- $p_p = p_p''$ - je vlhký vzduch nasycený
- $p_p > p_p''$ - je vlhký vzduch přesycený a směs je heterogenní

Pro stanovení parciálního tlaku nasycené vodní páry se používají tabulky vodní páry, kde lze pro teplotu t definující stav vzduchu nalézt hodnotu parciálního tlaku. Pokud potřebujeme zjistit parciální tlak suchého vzduchu je nejjednodušší jej stanovit rozdílem z celkového tlaku podle Daltonova zákona.

Vztah mezi parciálním tlakem nasycené vodní páry a teplotou rosného bodu:

Teplota rosného bodu t_r [°C]

Teplota rosného bodu je teplota zjistitelná pro daný stav vlhkého vzduchu při nasycení pro stejnou měrnou vlhkost a tlak jaké má uvažovaný stav vzduchu.

$$p_{vp} = p_{vp}''(t_r) \quad (2)$$

Parciální tlak vodní páry posuzovaného stavu vzduchu $p_{vp}(t, \dots)$ je roven parciálnímu tlaku nasycené vodní páry p_{vp}'' pro teplotu rosného bodu t_r odpovídající uvažovanému stavu. Tento vztah je výhodné použít, pokud známe teplotu rosného bodu pro uvažovaný stav vzduchu, potom pomocí tabulek určíme parciální tlak vodní páry. [12]

3.2 Stavová rovnice

Základní rovnicí pro uvedení základních veličin do souvislosti je tzv. stavová rovnice plynu. Protože je vlhký vzduch směsí je nutné vyjádřit ji ve dvou částech.

- suchý vzduch

$$p_{sv}V = m_{sv}R_{sv}T \quad (3)$$

- vodní pára

$$p_{vp}V = m_{vp}R_{vp}T \quad (4)$$

kde:

V objem směsi [m³]

T termodynamická teplota směsi vlhkého vzduchu (shodná s teplotami jednotlivých složek) [K]

m_{sv} hmotnost suchého vzduchu [kg]

m_{vp} hmotnost vodní páry [kg]

R_{sv} měrná plynová konstanta suchého vzduchu = 287,11 [J/kgK]

R_{vp} měrná plynová konstanta vodní páry = 461,5 [J/kgK]

- pro celou směs platí:

$$pV = mR_{vv}T \quad (5)$$

Kde:

$m = m_d + m_w$ – celková hmotnost směsi vlhkého vzduchu [kg]

$R_{vv} = \frac{m_{sv}}{m}R_{sv} + \frac{m_{vp}}{m}R_{vp}$ – měrná plynová konstanta směsi vlhkého vzduchu [J/kgK]

3.3 Vyjádření vlhkosti vzduchu

Absolutní vlhkost vzduchu a

Absolutní vlhkost vzduchu a je hmotnost vodní páry obsažené v 1m³ vlhkého vzduchu.

$$a = \rho_{vp} = \frac{m_{vp}}{V_{vp}} \quad (6)$$

při tlaku vodních par p_{vp} o teplotě T . Pro homogenní směs se její hodnota pohybuje v rozsahu (0; p_p) – měrná hmotnost syté vodní páry

Měrná vlhkost x

- definována jako poměr hmotnosti vodní páry a suchého vzduchu

- veličina využívaná pro přesnou kvantifikaci množství vodní páry

- využití při výpočtech spojených s úpravou vlhkosti vzduchu (vlhčení, odvlhčování)

$$x = \frac{m_{vp}}{m_{sv}} = \frac{R_{vp}}{R_{sv}} \cdot \frac{p_{vp}}{p_{sv}} = 0,622 \cdot \frac{p_{sv}}{p - p_{vp}} \quad [\text{kg/kg s.v.}, \text{g/kg s.v.}] \quad (7)$$

- $R_{sv} = 287,062 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $R_{vp} = 461,518 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

- jednotka kg/kg s.v. – počet kilogramů vodní páry na kilogram suchého vzduchu

Relativní vlhkost φ , rh

- relativní vlhkost vzduchu φ je odvozenou experimentálně měřitelnou veličinou

- definována poměrem parciálního tlaku vodní páry a parciálního tlaku nasycené vodní páry při konstantní teplotě
- alternativně definovatelná poměrem absolutní vlhkosti daného vzduchu k absolutní vlhkosti nasyceného vzduchu při stejné teplotě
- v podstatě vyjadřuje míru nasycení vzduchu vodní parou, tj. jak je vzdálený k nasycení

$$rh = \frac{p_{vp}}{p''_{vp}} \quad [-, \%] \quad (8)$$

Parciální tlak syté vodní páry p''_p

Je tlak úplně nasyceného vzduchu, tedy vzduchu s relativní vlhkostí $rh=1$ a je závislý na teplotě.

Pro teploty 20-0°C (chyba menší než 1‰)

$$\ln(p''_v) = 28,926 - \frac{6148}{273,15+t} \quad [\text{Pa}] \quad (9a)$$

Pro teploty 0-80°C (chyba menší než 1‰)

$$\ln(p''_v) = 23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t} \quad [\text{Pa}] \quad (9a)$$

kde:

p''_v parciální tlak syté vodní páry [Pa]

t teploty [°C]

[12]

3.4 Měrná entalpie

Měrná entalpie h

- definována jako součet entalpií jednotlivých částí směsi vlhkého vzduchu
- není měrnou veličinou, tj. entalpií 1 kg vlhkého vzduchu – stanovuje se na 1 kg suchého vzduchu
- umožňuje popsat tepelnou hladinu vlhkého vzduchu, při její změně potom vyjadřuje množství sděleného tepla

$$h = h_{sv} + h_{vp} = c_{sv} \cdot t + x(c_{vp} \cdot t + l) \quad [\text{J/kg d.a.}] \quad (10)$$

kde:

c_{sv} měrná tepelná kapacita suchého vzduchu = 1010 [J/kg.K]

c_{vp} měrná tepelná kapacita vodní páry = 1840 [J/kg.K]

x měrná vlhkost vlhkého vzduchu [kg/kg s.v.]

t teplota stavu vzduchu [°C]

l skupenské teplo vypařování vody = 2500 [kJ]

Pro nasycený vlhký vzduch $\varphi = 1$:

$$x = x'' = 0,622 \cdot \frac{p''_{vp}}{p_v - p''_{vp}} \quad [\text{g/kg s.v.}] \quad (11)$$

Je-li měrná vlhkost vzduchu $x > x''$ je vzduch parami přesycen (heterogenní směs).

Když teplota přesyceného vzduchu je $t > 0$ °C,

- skládá se vzduch z 1 kg suchého vzduchu, x'' kg vodní páry a $\Delta x = x - x''$ kg z kondenzované vody o entalpii

$$i_k = i_{p,k} \cdot t$$

Pak entalpie přesyceného vzduchu je:

$$h = c_{sv} \cdot t + x'' \cdot (l_{2,3} + c_{vp} \cdot t) + \Delta x \cdot c_k \cdot t \quad [\text{J/kg}_{sv}] \quad (13)$$

[12]

4. TČ ve VZT jednotkách

4.1 Úvod: teorie

Základní užití tepelných čerpadel pro vzduchotechnické jednotky je dvojití.

První případ je předeřev vzduchu z exteriéru, nebo předeřev vody pro ohřev vzduchu, kdy se použije tepelné čerpadlo externí zdroj.

Druhá možnost použití je integrování tohoto čerpadla do vzduchotechnické jednotky, kde je použito jako náhrada rekuperace. Rozdíl oproti běžné rekuperaci je však základní princip, pomocí kterého se předává odchozí teplo vzduchu přívodnímu. Běžné rekuperace používají buď princip kdy se odchozí a příchozí vzduch vůbec nesetkají a výměna tepla probíhá pouze přes stěnu výměníku, nebo se použijí regenerační výměníky, kde se jednotlivé vzduchy přímo setkají, ale dochází zde i k výměně vlhkostí a pachů. Regenerační tedy částečně využívá tepla vázaného, ale ne zcela dokonale a neregenerační využívají pouze teplo citelné. V případě použití tepelného čerpadla dochází k odebrání tepla příchozího vzduchu na výparníku, kde se vzduch výrazně ochladí (pod teplotu rosného bodu) a odebereme ze vzduchu tedy i teplo vázané díky kondenzaci přítomné vlhké složky. Čím bude odchozí vzduch vlhčí a teplejší, tím bude mít v sobě více vázaného tepla a tím více získáme při jeho ochlazení.

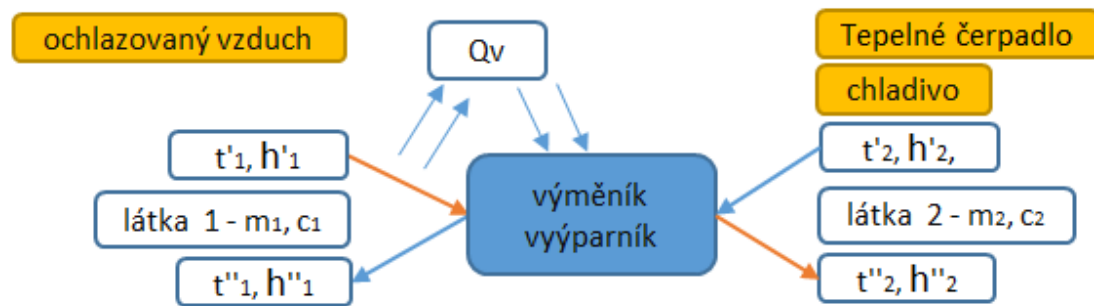
Z toho vyplývá, že tepelné čerpadlo nejen získává teplo z odchozího vzduchu, ale dokonce ho i výrazně odvlhčuje, čehož lze velmi dobře využít. Proto se integrovaná TČ používají především pro proozy, kde vzniká velké množství vodní páry a potřebujeme interiér výrazně vysušit, např. (bazény, lední stadiony, továrny s velkou produkcí vodní páry atd.). Dále u tohoto způsobu výměny tepla nedochází k přímému kontaktu jednotlivých vzduchů, takže se nemohou přenášet ani případné škodliviny z odchozího vzduchu (pachy, oděry apod.).

Další výhoda je jejich výkonnost. U velkých hal a bazénů je velký požadavek na výměnu vzduchu a nemůžeme zde použít normální rekuperátory.

4.2 Výměníky

V tepelném čerpadle se vyskytují dva základní výměníky – výparník a kondenzátor. S jejich pomocí se jednak odebírá teplo z odchozího vzduchu a ohřívá se případně vzduch příchozí a díky výraznému ochlazení odchozího vzduchu dochází ke kondenzaci přebytečné vodní páry a tedy i k výraznému vysušení.

4.2.1 Výparník



Obrázek 1 – tepelná bilance výparníku

Na výparníku se ochlazuje odchozí vzduch z exteriéru z teploty t'_1 na teplotu t''_1 . Klesá i měrná entalpie vzduchu z hodnoty h'_1 na hodnotu h''_1 a odevzdává tak své teplo do systému.

Odevzdané teplo ze vzduchu můžeme vyjádřit jako:

$$Q_v = \dot{m}_1 \cdot (h'_1 + h''_2) \quad [\text{W}]$$

Kde:

h'_1	entalpie vzduchu z interiéru	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
h''_1	entalpie ochlazeného vzduchu z interiéru	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_1	hmotnostní průtok vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

Q_v je teplo, které vstupuje do výparníku a přes teplosměnnou stěnu ohřívá teplotonosnou látku uvnitř okruhu tepelného čerpadla.

Pomineme-li ztráty při výměně, tak teplo přijaté teplotonosnou látkou bude:

$$Q_1 = Q_v = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 + h''_2) \quad [\text{W}]$$

Kde:

h'_2	entalpie chladiva příchozí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
h''_2	entalpie chladiva odchozí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_2	hmotnostní průtok chladiva	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

Tepelná bilance na výparníku bude následovná:

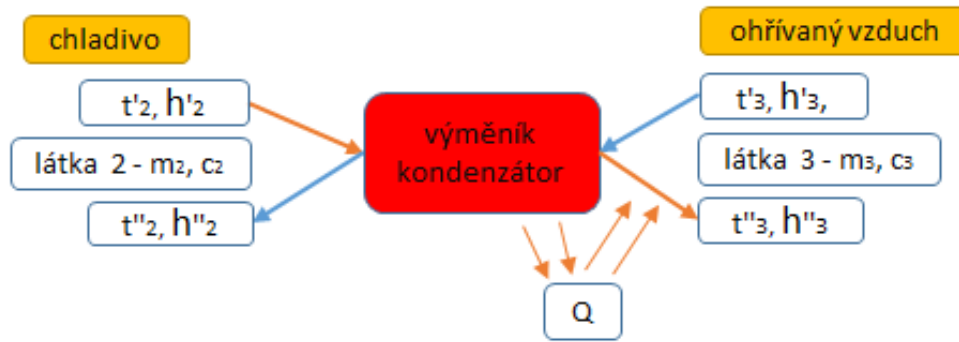
$$Q_2 = Q_v = \dot{m}_1 \cdot (h'_1 + h''_2) = \dot{m}_2 \cdot (h''_2 + h'_2) \quad [\text{W}]$$

Kde:

h'_1	entalpie vzduchu z interiéru	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
h''_1	entalpie ochlazeného vzduchu z interiéru	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_1	hmotnostní průtok vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
h'_2	entalpie chladiva příchozí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
h''_2	entalpie chladiva odchozí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_2	hmotnostní průtok chladiva	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

[11]

4.2.2 Kondenzátor



Obrázek 2 – tepelná bilance kondenzátoru

Na kondenzátoru se předává teplo získané z výparníku s přidaným teplem získaným od kompresoru.

Teplo, které budeme mít k dispozici na kondenzátoru se dá vyjádřit takto:

$$Q_k = Q_{\check{c}} + Q_v \quad [\text{W}]$$

Kde:

$$Q_k \quad \text{teplo k dispozici na kondenzátoru} \quad [\text{W}]$$

$$Q_{\check{c}} \quad \text{teplo přidané čerpadlem} \quad [\text{W}]$$

$$Q_v \quad \text{teplo z výparníku} \quad [\text{W}]$$

Odevzdané teplo od chladiva můžeme vyjádřit jako:

$$Q_3 = Q_k = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 + h''_2) \quad [\text{W}]$$

Kde:

$$h'_2 \quad \text{entalpie chladiva příchozí} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$h''_2 \quad \text{entalpie chladiva odchozí} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\dot{m}_2 \quad \text{hmotnostní průtok chladiva} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Pomineme-li ztráty při výměně, tak teplo přijaté příchozím čerstvým vzduchem bude:

$$Q_4 = Q_k = \dot{m}_3 (h'_3 + h''_3) \quad [\text{W}]$$

Kde:

$$h'_3 \quad \text{entalpie čerstvého příchozího vzduchu} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$h''_3 \quad \text{entalpie předehřátého příchozího vzduchu} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\dot{m}_3 \quad \text{hmotnostní průtok čerstvého vzduchu} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tepelná bilance na kondenzátoru bude následovná:

$$Q_k = \dot{m}_2 \cdot (h'_2 + h''_2) = \dot{m}_3 (h'_3 + h''_3) \quad [\text{W}]$$

Kde:

$$h'_2 \quad \text{entalpie chladiva příchozí} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$h''_2 \quad \text{entalpie chladiva odchozí} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$\dot{m}_2 \quad \text{hmotnostní průtok chladiva} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

h'_3	entalpie čerstvého přichozího vzduchu	$[J.kg^{-1}]$
h''_3	entalpie předehřátého přichozího vzduchu	$[J.kg^{-1}]$
\dot{m}_3	hmotnostní průtok čerstvého vzduchu	$[kg.s^{-1}]$

[11]

4.3 Kompresor

Pro tepelná čerpadla integrovaná do vzduchotechnických jednotek nemůžeme použít všechny typy kompresorů. Vzhledem k povaze funkce potřebujeme pouze kompresory, které mají možnost proměnlivých otáček, resp. proměnného výkonu. V těchto jednotkách můžou být tedy použity například digital scroll, nebo dvojité rotační s proměnnými otáčkami. U většiny kompresorů je dnes zajištěn proměnlivý výkon pomocí frekvenčních měničů a je tak zaručena jejich plynulost a přesnost při změně otáček. Dalším požadavkem je, aby kompresor byl schopný fungovat už od malých výkonů, aby byla zajištěna přesná funkce celého systému.

4.4 Předehřev

Pro udržení kvalitního vnitřního prostředí v budově nesmíme používat pouze cirkulační vzduch, ale musí se použít vypočtené procento čerstvého exteriérového vzduchu. Požadavek na čerstvý vzduch vychází z průměrného množství čerstvého vzduchu na osobu (min. 25 m³/h). Pokud je požadavek menší než 30 % celkového větraného vzduchu, použije se většinou hodnota jako minimální hodnota 30 %. Nicméně tato problematika je složitější a konkrétní hodnoty jsou na uvážení projektanta.

Čerstvý vzduch nezpůsobuje problém v letních měsících, kdy jsou exteriérové teploty vyšší, nicméně v zimních měsících, kdy teplota přiváděného vzduchu klesne pod 0°C mohou nastat komplikace. U výměníků totiž nesmí dojít k namrznání, ke kterému dochází přibližně při teplotách nižších než 3-5 °C (v závislosti na typu výměníku).

Možností předehřevu se nabízí několik:

- elektrický předehřev
- předehřev odchozím vzduchem
- předehřev teplem získaným z tepelného čerpadla

První možností je elektrický předehřev, který přichází v úvahu a splnil by svůj účel, nicméně tato varianta by jen zvyšovala nutnost dodání energie a nevyužije plně energii, získanou tepelným čerpadlem.

Druhá možnost je předehřev odchozím teplým vzduchem na výměníku, který je přizpůsoben pro nízké exteriérové teploty. Tato možnost by připadala v úvahu po energetické stránce, nicméně hrozí, že při nízkých teplotách nebude mít odpadní vzduch dostatečně vysokou teplotu, aby předehřála přichozí vzduch na potřebnou teplotu a může dojít ke kritickému namrznutí.

Třetí možnost předehřev teplem z tepelného čerpadla na výměníku, který bude přizpůsoben proti namrznání při velmi nízkých teplotách. V tomto případě využijeme tepla získaného pomocí tepelného čerpadla, ale nevyužijeme teplo odpadního vzduchu.

Nejefektivnější varianta je tedy kombinací všech tří možností. Nejdříve bude odchozímu cirkulačnímu teplu odebráno teplo a vlhkost na výparníku tepelného čerpadla. Dále bude tento vysušený vzduch smísený s přívodním čerstvým vzduchem a tento přívodní vzduch už jen dohřejeme na kondenzátoru. Existuje varianta, že tepla z tepelného čerpadla bude nedostatek a bude nutno zapnout i externí ohříváč, nebo namrznou výměníky a bude je nutno rozmrazit, k čemuž může být využit zdroj externího tepla.

4.5 Regulace

Řízení tepelného čerpadla je v našem případě velmi podstatné. Nelze totiž pouze nastavit maximální výkon. Sice bychom dosáhli velkého množství získané energie na výparníku, nicméně bychom vzduch příliš předchladili a zkondenzovalo by příliš velké množství vlhkosti. Výrazně vysušený vzduch by bylo nutné uměle dovlhčovat v pračce, což by způsobilo další energetické nároky. Případný přívod příliš vysušeného vzduchu by mohl způsobit vysušování interiéru a diskomfort uživatele.

Pro regulaci tepelného čerpadla se tedy nabízejí dvě základní možnosti:

Regulace pomocí teplotního spádu vzduchu na výparníku, čímž bychom mohli regulovat množství získaného tepla na kondenzátoru, ale v tomto případě by mohlo docházet k přílišnému vysušení vzduchu a mohlo by se stát, že by bylo potřeba vzduch dovlhčit. Vyřešit tento problém by šlo zpětnou regulací čidlem vlhkosti na výstupním vzduchu, resp. vzduchu vstupujícím zpět do interiéru.

Regulace pomocí množství odebrané vlhkosti z exteriérového vzduchu, kterou by bylo nutné také zpětně regulovat čidlem vlhkosti vstupujícího vzduchu do interiéru. Touto zpětnou regulací bychom se vyhnuli přílišnému vysušení vzduchu a tedy i diskomfortu ve vnitřním prostředí.

Obě možnosti v našem případě připadají v úvahu, regulace by probíhala kvantitativně a regulovaná veličina by tedy byl výkon a průtok chladiva kompresorem.

5. Praktické ukázky jednotek

Většina výrobců vzduchotechnických jednotek, působící na českém trhu udává VZT jednotky s tepelným čerpadlem především jako jednotky pro bazénové větrání a odvlhčování vzduchu.

Následující kapitola není reklama, jen ukázka výrobců a konkrétních jednotek:

Hlavní výrobci v ČR

- Atrea s.r.o.
- C.I.C. Jak Hřebec s.r.o.
- PZP Heating a.s.

C.I.C. Jak Hřebec s.r.o.

Firma C.I.C. Jak Hřebec s.r.o. už vyrábí několik jednotek které obsahují tepelné čerpadlo, nebo kombinují tepelná čerpadla s rekuperací (jednoduchou, nebo dvojitou)

Konkrétní typy jednotek

- Bazénová klimatizační jednotka s tepelným čerpadlem – typ T
- Bazénová klimatizační jednotka s tepelným čerpadlem a rekuperací – typ RT
- Bazénová klimatizační jednotka s tepelným čerpadlem a dvojitou rekuperací – typ RRT

Jednotlivé jednotky se od sebe liší především několika faktory, jako je účinnost zpětného získávání tepla, výkon a odvlhčovací výkon.

Výkon se stupňuje nahoru od typu T do typu RRT. [10]

6. Závěr - Část I

Prozkoumáním tematiky integrovaných tepelných čerpadel ve vzduchotechnických jednotkách jsem dospěl k několika závěrům.

Ukázalo se, že využití tepelných čerpadel se pohybuje jen ve velmi malém okruhu využití a to hlavně pro mokré provozy, resp. provozy, které mají velkou produkci vodní páry a tedy velké množství vázaného tepla, které je možné využít na výměnících tepelného čerpadla. Dále TČ odvlhčuje vzduch, což je v těchto provozech také velmi výrazný faktor a nemusí být použity další cesty odvlhčení. Dále je užití TČ pro zpětné získání tepla dobré pro provozy s velkými nároky na objemové průtoky vzduchu, protože běžné rekuperátory aby plnily efektivitu, nabývají velkých rozměrů.

Výrobci většinou doporučují integrovaná tepelná čerpadla především pro bazény/bazénová zařízení (aquaparky atd.) kde je tvorba vodní páry velmi významný faktor.

Část II – výpočetní metodika

7. Úvod – Část II

Pro praktický výpočet jsem vybral umístění tepelného čerpadla do vzduchotechnické jednotky budovy bazénu. Pro své účely jsem se nechal inspirovat příkladem krytého bazénu v Lipsku, ze kterého jsem vzal základní rozměry a plochy použité pro výpočty. Program je nicméně tvořen velmi obecně a mělo by s jeho pomocí být možné zhodnotit jakýkoli krytý bazénový komplex. Základním výstupem z programu jsou tedy jednak všechny hodnoty potřeby vzduchu a hlavně výsledná tepelná bilance veškerých energií, které jsou potřeba pro podrobnou analýzu fungování systému.

8. Metodický postup výpočtu a zadání hodnot

Program obecně vypočítá energetickou bilanci tepelného čerpadla, které je umístěno ve vzduchotechnické jednotce. Tato koncepce se vyplatí především pro budovy, kde je výrazná produkce vodní páry a v našem případě je program přizpůsoben na bazény. TČ se zde vyplatí především proto, že jsou zde velké potřeby vzduchu a běžný rekuperátor by neměl takovou účinnost a dále je zde velké množství tepla, které je vázané na vlhkou složku vzduchu a běžnou rekuperací bychom ho nemohli získat zpět tak efektivně.

Základní metodika výpočtů je tedy následující:

- 1) Kompletní zadání parametrů bazénu a jeho vnitřního prostředí
- 2) Maximální produkce vlhkosti
- 3) Potřeby vzduchu bazénové haly
- 4) Množství získaného tepla na TČ z odchozího vzduchu
- 5) Distribuce získaného tepla
- 6) Tepelná bilance pro různé exteriérové teploty

1) Kompletní zadání parametrů bazénu a jeho vnitřního prostředí

V první fázi musíme znát perfektně daný objekt a to jak ze strany konstrukční, tak ze strany vnitřního prostředí, abychom mohli správně vypočítat a vyhodnotit energetickou bilanci dané budovy.

Program obsahuje 4 základní typy polí

- | | |
|----------|---|
| Modré | – do těchto polí je nutné zadat hodnoty ručně |
| Žluté | – v těchto polích jsou veškeré informace vypočítány automaticky |
| Oranžové | – tato pole slouží jen jako pomocná (převod jednotek na názornější hodnoty) |
| Zelené | – tyto hodnoty se přebírají z námi zadaných polí pro další stavy vzduchu |

Ze strany konstrukční se zadávají:

- rozměry bazénové plochy pro výpočet množství odparu vodní páry z hladiny
- rozměry budovy pro výpočet objemu vzduchu

- kompletní tepelné zisky a tepelné ztráty budovy pro výpočet množství odváděného vzduchu (tepelné zátěže)

Ze strany vnitřního prostředí:

- požadavky na interiérovou teplotu a maximální dosaženou vlhkost
- množství osob, pro které je bazén koncipován (tvorba vlhkého vzduchu a potřeba čerstvého vzduchu)
- provoz bazénu pro výpočet odparu z hladiny

2) Maximální produkce vlhkosti

Produkce vlhkosti je u bazénu pravděpodobně hlavní jednotkou, ze které se vypočítává množství požadovaného čerstvého vzduchu. Vlhkost je především produkována vodními hladinami a závisí především na ploše vodní hladiny a typu provozu. Dále je vodní pára produkována osobami, které bazén používají, nicméně jejich příspěvek je v porovnání s odparem minimální.

3) Potřeby vzduchu bazénové haly

Z požadavků vnitřního prostředí vypočítáme potřeby vzduchu pro náš objekt. Množství větraného vzduchu se odvíjí od několika faktorů:

- z objemu haly a výměny vzduchu
- z tepelných zisků/ztrát
- z množství odpařené vodní páry
- z potřeby vzduchu pro osoby

Pro každý z těchto faktorů vypočítáme průtok vzduchu a vybereme nejvyšší hodnotu, se kterou budeme dál počítat. Ve většině případů vychází největší množství požadovaného průtoku pro odvod zátěže způsobené odparem vodních par.

4) Množství získaného tepla na TČ z odchozího vzduchu

Další a velmi podstatnou částí je množství získaného tepla na výparníku, resp. množství tepla získaného na tepelném čerpadle.

Zde je několik možností koncepcí, které jsou popsány v kapitole 4 – TČ ve VZT jednotkách (včetně použité koncepce v našem programu)

Celkové množství tepla získaného na TČ se odvíjí od:

- teploty a vlhkosti interiérového vzduchu
- množství odváděného vzduchu z interiéru
- teplotního faktoru TČ

Zde na kondenzátoru dále dochází ke kondenzaci přebytečné vodní páry ze vzduchu a tedy k jeho výraznému odvlhčení (odvlhčením získáme i vázané teplo z interiérového vzduchu).

5) Distribuce získaného tepla

Získané teplo na tepelném čerpadle je potřeba následně distribuovat zpět do systému a distribuce se odvíjí především od exteriérové teploty.

Při nízkých teplotách jde část tepla do přehřívání vzduchu, aby nezamrzly výměníky. Dále je teplem ohříván přívodní čerstvý vzduch do interiéru.

Naopak při vysokých exteriérových teplotách bude velmi pravděpodobně teplo přebývat a je nutné ho zužít. K tomu může buď sloužit exteriérový chladič, kde teplo odevzdáme do exteriéru a nijak ho nevyužijeme a druhá varianta je přebytečným teplem dohřát například bazénovou vodu, nebo teplou užitkovou vodu.

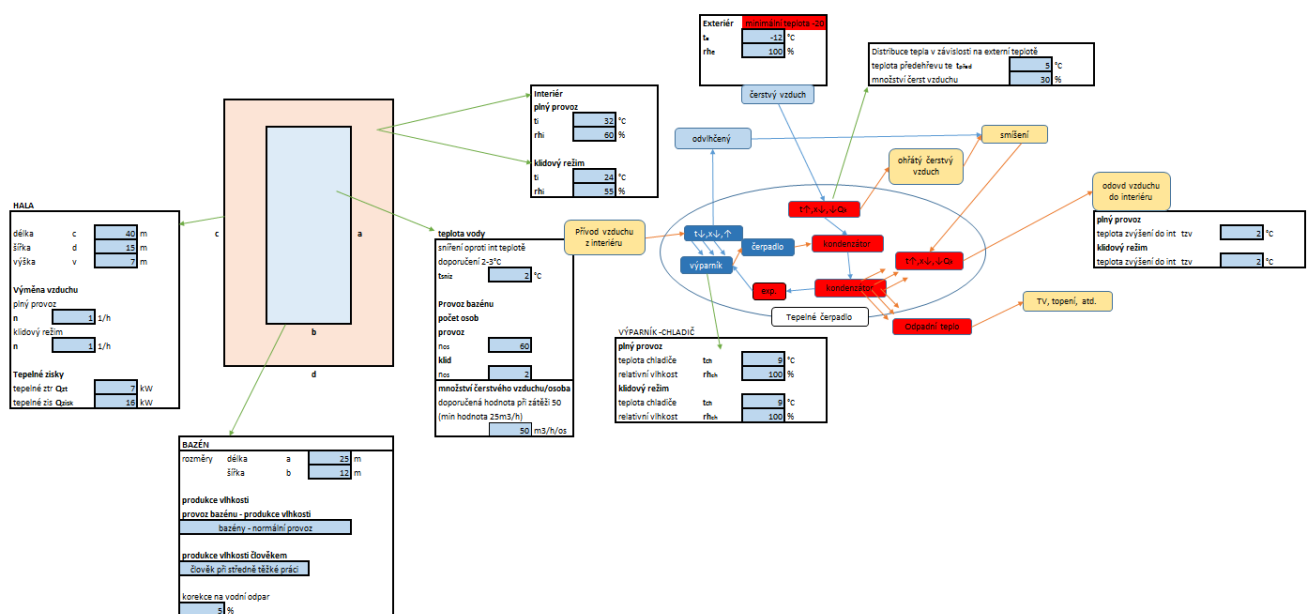
6) Tepelná bilance pro různé exteriérové teploty

Jak je zmíněno v předešlém bodě, distribuce tepla je přímo odvislá od exteriérové teploty. Při nízkých teplotách je nutné vzduch kvůli výměníkům přehřívát a tedy nám teplo pro dohřev vzduchu schází a při vysokých exteriérových teplotách nám naopak teplo přebývá. Tato problematika je v programu řešena pomocí výstupních grafů a je následně na projektantovi, jak s teplem naloží.

9. Přesný postup výpočtu a použité vzorce

9.1 Zadání základních hodnot

Nejdříve je potřebné si určit zadání základních hodnot pro náš objekt



Obr. 1 – základní hodnoty zadání objektu

Vidíme zde schéma, na kterém celý výpočetní program stojí.

- 1) Bazénová hala s bazénem
- 2) Parametry interiérového a exteriérového vzduchu
- 3) Parametry bazénu a jeho provozu
- 4) Tepelné čerpadlo
- 5) Výstupní vzduch

9.2 Výpočty – vlastnosti vzduchu

Program počítá se základním zadáním požadavků na interiérový vzduch a stavem exteriérového vzduchu. Interiérový se dále rozlišuje na dva stavy. Stav pro plné využití bazénu a stav pro klidový režim (tedy noční nebo prázdninový). Dále si program plně vypočítá zbylé vlastnosti vzduchu

Interiér t_i	t_i	24	°C
teplota			
relativní vlhkost	r_{hi}	55	%
entalpie s.v.	h_{svi}	24240,0	J/kg
entalpie v.p.	h_{vpi}	46076,5	J/kg
entalpie	h_i	70316,5	J/kg
		70,3	kJ/kg
tlak nasycené vodní páry	p''_{vpi}	2984,4	Pa
tlak vodní páry	p_{vpi}	1641,4	Pa
tlak suchého vzduchu	p_{svi}	100648,9	Pa
tlak směsi vlhkého vzduchu	p_i	102290,4	Pa
měrná vlhkost vzduchu	x_i	0,0101	kg/kg s.v.
		10,1	g/kg s.v.
hustota vzduchu při t		1,149	kg/m ³

Obr. 2 - výpočet vlastností vzduchu

Použité vzorce:

t_i	(zadáno uživatelem)	[°C]	- interiérová teplota
r_{hi}	(zadáno uživatelem)	[%]	- interiérová relativní vlhkost
$h_{svi} = c_{sv} \cdot t_i$		[J/kg]	- entalpie suchého vzduchu
$h_{vpi} = x \cdot (c_{vp} \cdot t_i + L)$		[J/kg]	- entalpie vodní páry
$h_i = h_{svi} + h_{vpi}$		[J/kg]	- entalpie směsi vzduchu
$p''_{vpi} = e^{\frac{1500,3 + 23,5 \cdot t_i}{234 + t_i}}$		[Pa]	- Tlak nasycené vodní páry při int. teplotě
$p_{vpi} = \frac{r_{hi}}{100} \cdot p''_{vpi}$		[Pa]	- Tlak vodních par při int. teplotě
$p_{svi} = \rho_{vz} \cdot R_{sv} \cdot (t_i + 273,15)$		[Pa]	- Tlak suchého vzduchu při int. teplotě
$p_i = p_{vpi} + p_{svi}$		[Pa]	- Tlak směsi vzduchu při int. teplotě
$x = \frac{R_{sv}}{R_{vp}} \cdot \frac{p_{vpi}}{p_{svi}}$		[kg/kg s.v.]	- měrná vlhkost vzduchu v int.
ρ_{vz}	(z tabulky tab3)	[kg/m ³]	- hustota vzduchu při int. teplotě

9.3 Provoz haly a bazénu

V dalším bloku se vypočítává množství odpařené vody, která vzniká v interiérových prostorách bazénu. Je potřeba znát kompletní rozměry bazénové haly a samotného bazénu. Dále zde

Bazén				rozměry bazénu	
Teplota vody	t_{sniz}	2 °C	snížení teploty vody (dop 2-3°C)	délka a	25 m
$t_{vz} - (2-3)°C$	t_{vod}	30 °C		šířka b	12 m
Mn. odpařené vody	$m_w = \varepsilon \cdot A \cdot (p''_{vp} - p_{vp})$	114159,0 g/h 114,2 kg/h		budova	
typ bazenu		bazény - normální provoz		délka a	40 m
množství odp vody		20 [g/(hPa.m2.h)]		šířka b	15 m
plocha bazénu	A	300 m ²		výška v	7 m
Objem haly	V	4200 m ³			
Produkce vlhkosti osobami - v provozu					
počet osob v bazénu	n_{os}	60 počet	Produkce vlhkosti člověkem		
množství vlhkosti	m_{os}	6300 g/h 6,3 kg/h	člověk při středně těžké práci		
		1,75 g/s	60-150	105	g/h
		126481,9 g/h	rozmezí	průměr	
celkové množství odpařené vody				korekce	5 %

Obr.3 – Výpočet provozu haly a odparu vody

Použité vzorce:

t_{sniz} (zadáno uživatelem)	[°C]	- snížení teploty pro určení teploty vody
$t_{vod} = t_i - t_{sniz}$	[°C]	- teplota vody
$m_w = \varepsilon \cdot A \cdot (p''_{vp} - p_{vp})$	[g/h]	- produkce vodní páry
ε	[g/hPa.m ² .h]	- součinitel odparu vody (závisí na provozu)
$A = a \cdot b$	[m ²]	- plocha bazénu
$m_{os} = n_{os} \cdot X_{člověk}$	[g/h]	- množství produkce vodní páry člověkem
$X_{člověk}$	[g/h]	- tabulková hodnota podle zátěže člověka
$m_{celk} = m_w + m_{os}$	[g/h]	- celkové množství odpařené vodní páry
Korekce	[%]	

- korekce je zde implementována, protože nedochází k odparům pouze z vodních ploch nebo lidí, ale i z ostatních mokřých ploch bazénu. Tato korekce je zde pouze z bezpečnostních důvodů, abychom se s množstvím větraného vzduchu dostali na bezpečné hodnoty.

9.4 Výpočet množství větraného vzduchu

Následuje výpočet množství větraného vzduchu, kam vstupuje několik veličin.

- množství odparu vodní páry
- výměna objemu vzduchu bazénové haly
- tepelné ztráty/zisky
- minimální potřeba vzduchu pro osoby (komfort)

Dimenzování průtoku vzduchu bazénové větrací jednotky pro zátěž

z množství odpařené vody

požadovaná vlhkost přiváděná x_{poz} g/kg doporučená hodnota 8-10 g/kg
 V_1 m³/h g/kg s.v.

z objemu haly

výměna vzduchu n 1/h
 $V_2 = n \cdot V_H$ V_2 m³/h

z tepelných zisků

tepelné ztráty Q_{zt} kW teplotní spád výústky dt °C
 tepelné zisky Q_{zisk} kW
 Množství vzduchu V_3 m³/h

potřeba vzduchu pro osoby

V_4
 množství čerstvého vzduchu/osoba m³/h/os doporučená hodnota při zátěži (min hodnota 25m³/h)

Potřeba čerstvého vzduchu

Množství čerstvého vzduchu m³/h nepočítá s tím dál samo!
 pouze informativní charakter, množství V čerst rozhodne projektant

průtok vzduchu

V m³/h

V m³/s

Obr. 4 – výpočet množství větraného vzduchu

Použité vzorce:

x_{poz} (zadáno uživatelem) g/kg s.v. - požadovaná hodnota měrné vlhkosti vstupního vzduchu

$V_1 = \frac{m_{celk}}{\rho_{int} \cdot (x_i - x_{poz})}$ [m³/h] - výměna vzduchu bazénu z množství odpařené vody

n (zadáno uživatelem) [1/h] - výměna celkového objemu vzduchu za hodinu

$V_2 = V_{haly} \cdot n$ [m³/h] - výměna vzduchu bazénu z výměny vzduchu haly

$V_3 = \frac{Q_{zisky} - Q_{ztráty}}{\Delta t \cdot \rho_{vz} \cdot c}$ [m³/h] - výměna vzduchu bazénu z přehřívání prostor

$V_4 = n \cdot m_{os}$ [m³/h] - výměna vzduchu bazénu z potřeby osob

m_{os} (zadáno uživatelem) [m³/h/os] - potřeba vzduchu na osobu

$V = \max(V_1; V_2; V_3; V_4)$ [m³/h] - výsledná potřeba vzduchu pro halu bazénu

9.5 Výpočet množství odebrané vlhkosti

množství odebrané měrné vlh	Δx	<input type="text" value="3,8"/>	g/kg s.v.	doporučená hodnota 8-9 g/kg s.v.	
teplota chladiče	t_{ch}	<input type="text" value="9"/>	°C	vstupní měrná vlhkost do int	<input type="text" value="8,0"/>
relativní vlhkost	rh_{ch}	<input type="text" value="100"/>	%	měrná vlhkost xvýst=8 g/kg s.v.	<input type="button" value="Zjistí"/>
				měrná vlhkost xvýst=9 g/kg s.v.	<input type="button" value="Zjistí"/>
				měrná vlhkost xvýst=10 g/kg s.v.	<input type="button" value="Zjistí"/>

Obr. 5 – zadání/výpočet množství odebrané vlhkosti

Δx	(zadáno uživatelem)	[g/kg s.v.]	- odebraná měrná vlhkost
t_{ch}	(zadáno uživatelem)	[°C]	- teplota chladiče
rh_{ch}	(zadáno uživatelem)	[%]	- relativní vlhkost chladiče

Množství odebrané vlhkosti můžeme buď zadat ručně a vyvážit výstupní vlhkost podle našeho přání, nebo můžeme použít implementovaná makra pro výstupní měrnou vlhkost 8-9 g/kg s.v.

Makro: (pro výpočet 8g/kg s.v.)

```

Sheets("Vypocet").Select
If Range("P6") > 10 Then
Range("D60").Select
ActiveCell.FormulaR1C1 = "12"
If Range("G67") > 0 Then
Range("J60").GoalSeek Goal:=8, ChangingCell:=Range("D60")
Else
Range("D60").Select
ActiveCell.FormulaR1C1 = "0"
End If
Else
Range("J60").GoalSeek Goal:=8, ChangingCell:=Range("D60")
End If
    
```

- toto makro se opakuje pro každý jednotlivý list Vypocet-V12

Makro pro výpočet 9 g/kg s.v. je stejné, jako předchozí, liší se pouze v příkazu GOALSEEK

```

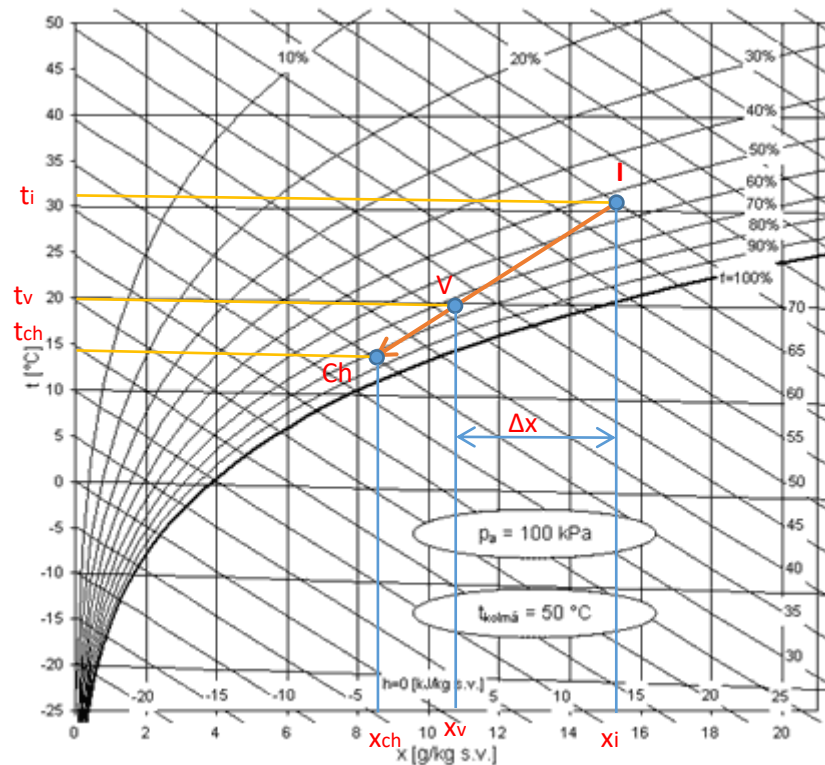
Range("J60").GoalSeek Goal:=9, ChangingCell:=Range("D60")
    
```

9.6 Parametry vzduchu za výparníkem

V následujícím kroku je popsán proces změny vzduchu při ochlazení na výparníku. Samotný proces znázorním přibližně na Moliérově diagramu a následně ho popíšu matematicky.

t3 parametry výduchu za výparníkem				t3 parametry výduchu za výparníkem			
teplota	tvyp	24 °C	36 tvyp-te	teplota	tvyp	16 °C	
relativní vlhkost	rh3	75,39 %		relativní vlhkost	rh3	74,96 %	
entalpie s.v.	h3	24240,0 J/kg		entalpie s.v.	h3	16160,0 J/kg	
entalpie v.p.	h3	36328,3 J/kg		entalpie v.p.	h3	21865,0 J/kg	
entalpie	h3	60568,3 J/kg		entalpie	h3	38025,0 J/kg	
		60,6 kJ/kg				38,0 kJ/kg	
tlak nasycené vodní páry	p''vps	2984,4 Pa		tlak nasycené vodní páry	p''vps	1817,5 Pa	
tlak vodní páry	pvp3	2250,0 Pa		tlak vodní páry	pvp3	1362,3 Pa	
tlak suchého vzduchu	psv3	98010,2 Pa		tlak suchého vzduchu	psv3	98027,7 Pa	
tlak směsi vlhkého vzduchu	ps	100260,2 Pa		tlak směsi vlhkého vzduchu	ps	99390,0 Pa	
měrná vlhkost vzduchu	x3	0,0143 kg/kg s.v.		měrná vlhkost vzduchu	x3	0,0086 kg/kg s.v.	
		14,3 g/kg s.v.				8,6 g/kg s.v.	
hustota vzduchu při t		1,149 kg/m3		hustota vzduchu při t		1,181 kg/m3	
teplo získané na výparníku Qv 62877,78 W				teplo získané na výparníku Qv 47003,77 W			
rosný bod 23,27 °C				rosný bod 14,41 °C			

Obr. 6 – výpočet parametrů vzduchu za výparníkem tepelného čerpadla



Obr. 7 – ochlazení vzduchu na výparníku – Moliérov diagram

K přesnému zjištění teploty jsem použil analytickou geometrii.

Měl jsem zadané dva základní body a to bod I (interiér) a bod Ch (chladič) a vím, že výsledný bod leží na spojnici těchto dvou bodů a věděl jsem hodnotu Δx , tedy hodnotu kolik měrné vlhkosti odebrané interiérovému vzduchu.

Popis postupu:

bod I [$x_i; t_i$]

bod Ch $[x_{ch}; t_{ch}]$

bod V $[x_v; t_v]$... $t_v = ?$; $x_v = x_i - \Delta x$

normálový vektor $n (t_i - t_{ch}; x_{ch} - x_i)$

rovnice přímky určené body I a Ch: $(t_i - t_{ch})x + (x_{ch} - x_i)y + c = 0$

bod c: $c = -(t_i - t_{ch})x_i - (x_{ch} - x_i)t_i$

rovnice přímky určené body I a Ch:

$$(t_i - t_{ch})x + (x_{ch} - x_i)y - (t_i - t_{ch})x_i - (x_{ch} - x_i)t_i = 0$$

vyjádření hledaného bodu

$$(t_i - t_{ch})x_v + (x_{ch} - x_i)t_v - (t_i - t_{ch})x_i - (x_{ch} - x_i)t_i = 0$$

$$(t_i - t_{ch})(x_i - \Delta x) + (x_{ch} - x_i)t_v - (t_i - t_{ch})x_i - (x_{ch} - x_i)t_i = 0$$

$$t_v = \frac{-(t_i - t_{ch})(x_i - \Delta x) + (t_i - t_{ch})x_i + (x_{ch} - x_i)t_i}{(x_{ch} - x_i)}$$

Relativní vlhkost a ostatní parametry vzduchu jsou zde dopočítávány z parametrů teploty a měrné vlhkosti. Výpočty jsou tedy lehce upravené:

t_v	(dopočítáno viz předchozí krok) [°C]	- teplota za výparníkem
$r h_v = \frac{p''_{vpi}}{p_{vpi}}$	[%]	- relativní vlhkost za výparníkem
$h_{svv} = c_{sv} \cdot t_i$	[J/kg]	- entalpie suchého vzduchu
$h_{vpp} = x \cdot (c_{vp} \cdot t_i + L)$	[J/kg]	- entalpie vodní páry
$h_v = h_{svi} + h_{vpi}$	[J/kg]	- entalpie směsi vzduchu
$p''_{vpp} = e^{\frac{1500,3 + 23,5 \cdot t_i}{234 + t_i}}$	[Pa]	- tlak nasycené vodní páry
$p_{vpp} = \frac{x \cdot p_{sv}}{0,622}$	[Pa]	- tlak vodních par při
$p_{svv} = \rho_{vz} \cdot R_{sv} \cdot (t_i + 273,15)$	[Pa]	- tlak suchého vzduchu
$p_v = p_{vpp} + p_{svv}$	[Pa]	- tlak směsi vzduchu
$x = x_i - \Delta x$ (vypočítáno)	[kg/kg s.v.]	- měrná vlhkost vzduchu
ρ_{vz} (z tabulky tab3)	[kg/m ³]	- hustota vzduchu
$Q_v = V \cdot \rho_{vz} \cdot (h_i - h_v)$	[W]	- teplo získané na výparníku
$t_{RB} = \frac{243,5 \cdot \ln\left(\frac{V}{100} \cdot e^{\frac{17,67 \cdot T}{243,5 + T}}\right)}{17,67 - \ln\left(\frac{V}{100} \cdot e^{\frac{17,67 \cdot T}{243,5 + T}}\right)}$	[°C]	- teplota rosného bodu

9.7 Distribuce čerstvého vzduchu

Distribuce tepla v závislosti na externí teplotě		
teplota předehřevu te	$t_{před}$	5 °C
množství čerst vzduchu		30 %
množství předehřivaného vzd		0,93 m ³ /h
potřeba tepla na předehřev		27283 W

Obr. 8 – distribuce tepla v závislosti na externí teplotě

Zde zadáváme dvě hodnoty, teplotu předehřevu a množství předehřivaného vzduchu. Teplotu předehřevu zadáváme kvůli možnosti zamrznutí výparníku, který by se mohl v případě nižších teplot poškodit.

Množství čerstvého vzduchu zadáváme především z důvodu komfortu uživatelů. Množství 30% je většinou určeno jako minimální, pokud vzduch nijak výrazně neupravujeme před vpuštěním, aby necirkuloval neustále stejný vzduch. Jeho množství je určeno především z množství škodlivin, v našem případě je určen z minimálního požadavku vzduchu na osobu, která je vypočítaná na začátku.

Dopočítání množství dohřivaného vzduchu se tedy odvíjí od procenta čerstvého vzduchu z celkového množství větraného vzduchu.

$t_{před}$ (zadáno uživatelem) [°C] - teplota předehřevu ext. vzduchu

$V_{dohřev} = V \cdot \frac{V_{čerstv}}{100}$ [m³/h] - množství dohřivaného vzduchu

$Q_v = V_{dohřev} \cdot \rho_{vz} \cdot c_{sc} (t_e - t_{před})$ [W] - teplo získané potřebné na předehřev

9.8 Předehřev a smíšení exteriérového vzduchu s cirkulačním

t4 Předehřev exteriérového vzduchu			t4 Předehřev exteriérového vzduchu		
teplota předehřevu	$t_{před}$	5 °C	teplota předehřevu	$t_{před}$	5 °C
	$rh_{před}$	27,8 %		$rh_{před}$	27,8 %
entalpie s.v.	h_{sv4}	5050,0 J/kg	entalpie s.v.	h_{sv4}	5050,0 J/kg
entalpie v.p.	h_{vp4}	3850,7 J/kg	entalpie v.p.	h_{vp4}	3850,7 J/kg
entalpie	h_4	8900,7 J/kg	entalpie	h_4	8900,7 J/kg
		8,9 kJ/kg			8,9 kJ/kg
tlak nasycené vodní páry	p''_{vp4}	870,5 Pa	tlak nasycené vodní páry	p''_{vp4}	870,5 Pa
tlak vodní páry	p_{vp4}	241,7 Pa	tlak vodní páry	p_{vp4}	241,7 Pa
tlak suchého vzduchu	p_{sv4}	97971,4 Pa	tlak suchého vzduchu	p_{sv4}	97971,4 Pa
tlak směsi vlhkého vzduchu	p_4	98213,1 Pa	tlak směsi vlhkého vzduchu	p_4	98213,1 Pa
měrná vlhkost vzduchu	x_4	0,0015 kg/kg s.v.	měrná vlhkost vzduchu	x_4	0,0015 kg/kg s.v.
		1,5 g/kg s.v.			1,5 g/kg s.v.
hustota vzduchu při t		1,227 kg/m ³	hustota vzduchu při t		1,227 kg/m ³

t4' smíšení vzduchu s exteriérovým			t4' smíšení vzduchu s exteriérovým		
Množství čerstvého vzduchu	$V_{čerstv}$	30 %	Množství čerstvého vzduchu	$V_{čerstv}$	30 %
teplota vzduchu	t_4	18 °C	teplota vzduchu	t_4	18 °C
relativní vlhkost	rh_4	61,1 %	relativní vlhkost	rh_4	60,8 %
entalpie s.v.	h_{sv4}	18180,0 J/kg	entalpie s.v.	h_{sv4}	18180,0 J/kg
entalpie v.p.	h_{vp4}	20263,2 J/kg	entalpie v.p.	h_{vp4}	20163,7 J/kg
entalpie	h_4	38443,2 J/kg	entalpie	h_4	38343,7 J/kg
		38,4 kJ/kg			38,3 kJ/kg
tlak nasycené vodní páry	p''_{vp4}	2063,5 Pa	tlak nasycené vodní páry	p''_{vp4}	2063,5 Pa
tlak vodní páry	p_{vp4}	1260,8 Pa	tlak vodní páry	p_{vp4}	1254,6 Pa
tlak suchého vzduchu	p_{sv4}	98037,1 Pa	tlak suchého vzduchu	p_{sv4}	98037,1 Pa
tlak směsi vlhkého vzduchu	p_4	99297,9 Pa	tlak směsi vlhkého vzduchu	p_4	99291,7 Pa
měrná vlhkost vzduchu	x_4	0,0080 kg/kg s.v.	měrná vlhkost vzduchu	x_4	0,0080 kg/kg s.v.
		8,0 g/kg s.v.			8,0 g/kg s.v.
hustota vzduchu při t		1,173 kg/m ³	hustota vzduchu při t		1,173 kg/m ³

Obr. 9 – předehřev a smíšení exteriérového vzduchu s cirkulačním

Zde jsou vypočítávány vlastnosti exteriérového vzduchu po předehřevu, pokud je nutný a co se děje po jeho smísení s cirkulačním vzduchem. Do políčka u předehřevu je dána podmínka **KDYŽ**, aby se zamezilo chlazení exteriérového vzduchu teplejšího než je stanovená teplota předehřevu.

=KDYŽ($t_e > t_p$)

t_p – teplota předehřevu

t_e – exteriérová teplota vzduchu

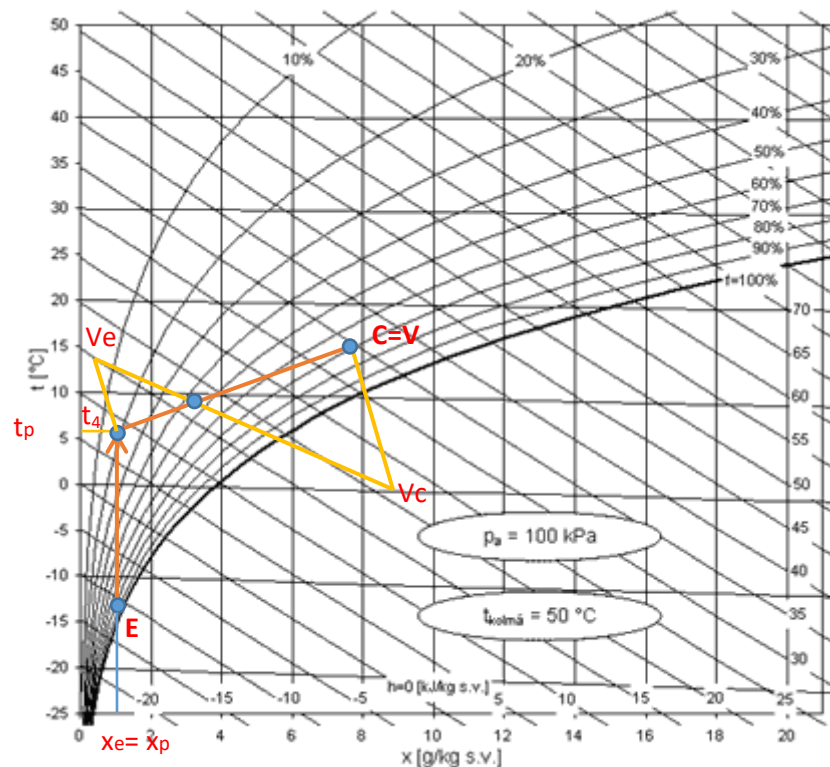
Dále je zde nastaveno, že pokud exteriérový vzduch dosáhne teploty větší, než je teplota cirkulačního vzduchu po ochlazení na výparníku, tak se naplno otevře vstup exteriérového vzduchu a cirkulační vzduch půjde výduchy ven a budeme ohřívat pouze vzduch z exteriéru. Tento krok je zde zařazen kvůli ekonomičnosti provozu, protože by bylo nesmyslné si záměrně ochlazovat vzduch víc, než musíme.

=KDYŽ($t_p > t_{vyp}; 100; t_{vyp}$)

t_p – teplota předehřevu

t_{vyp} – teplota tvyp, tedy teplota vzduchu po ochlazení na výparníku

$D86$ – množství zadaného čerstvého vzduchu



Obr. 10 – předehřev a smísení – Moliérov diagram

Na Moliérově diagramu můžeme vidět přesně znázorněný proces předehřevu a smísení, se kterým program počítá. U předehřevu využívám toho, že se měrná vlhkost se zvětšující teplotou nemění a proto $x_e = x_p$ z čehož dopočítávám relativní vlhkost, která se společně s entalpií snižuje.

Další proces je smísení s cirkulačním vzduchem, kde používám směšovací rovnici.

$$t_4 = \frac{\frac{V_{\text{čerst}}}{100} \cdot V \cdot t_{\text{předehřev}} + \left(1 - \frac{V_{\text{čerst}}}{100}\right) \cdot V \cdot t_{\text{vyp}}}{V} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad - \text{teplota vzduchu po smísení s exteriérovým}$$

$V_{\text{čerst}}$ [%] - teplota vzduchu po smísení s exteriérovým
 V [m^3/h] - množství větraného vzduchu za hodinu

9.9 Výpočet množství získaného a potřebného tepla

množství tepla na kondenzátoru	Q_k	75203,5	W
Požadované teplo na dohřev	$Q_{\text{pož}}$	95783,3	W
potřeba dohřevu	$Q_{\text{dohř}}$	20579,8	W
přebytečné teplo	$Q_{\text{přebyt}}$	0,00	W

přepočet mw na msv 3,61 m³/s

Obr. 11 – výpočet množství potřebného tepla

Zde můžeme vidět kompletní přehled získaného tepla z procesů. Do tepla na kondenzátoru se započítá teplo získané z procesu tepelného čerpadla, tedy teplo přidané kompresorem. Širší popis tohoto procesu bude následovat v další kapitole. Dále zde vidíme celkové požadované tepla jak na předehřátí čerstvého vzduchu, tak na finální dohřátí smíšeného vzduchu, který vstupuje do interiéru.

Poslední dvě položky potřeba dohřevu a přebytečné teplo jsou už jen informační hodnoty, jestli nám teplo přebývá, nebo jestli musíme energii do procesu dodat, abychom dosáhli požadované vstupní teploty do interiéru.

$$Q_{\text{pož}} = V \cdot \rho_{\text{vz4}} \cdot C_{\text{sv}} \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad - \text{celkové požadované teplo}$$

$$Q_{\text{dohř}} = Q_{\text{pož}} - Q_k \quad [\text{W}] \quad - \text{potřebné množství tepla na předehřev}$$

$$Q_{\text{přebyt}} = Q_{\text{pož}} - Q_k \quad [\text{W}] \quad - \text{přebytečné teplo z procesu}$$

$Q_{\text{dohř}}$ a $Q_{\text{přebyt}}$ mají zaimplementované funkce **KDYŽ**, aby se při zobrazování hodnot potřebného nebo přebytečného tepla nezobrazovaly záporné hodnoty.

9.10 Výpočet vlastností vstupního vzduchu do interiéru

teplota zvýšení do int	tzv	2 °C
		doporučená hodnota 1-2 °C
t5 parametry výduchu za kondenzátorem		
požadovaná teplota	teplota do ts	34 °C
relativní vlhkost	rh5	23,69 %
entalpie s.v.	hsv5	34340,0 J/kg
entalpie v.p.	hvp5	20498,7 J/kg
entalpie	h5	54838,7 J/kg
		54,8 kJ/kg
tlak nasycené vodní páry	p ["] vps	5321,3 Pa
tlak vodní páry	pvp5	1260,8 Pa
tlak suchého vzduchu	psv5	97958,1 Pa
tlak směsi vlhkého vzduchu	ps	99218,9 Pa
měrná vlhkost vzduchu	xs	0,0080 kg/kg s.v.
		8,0 g/kg s.v.
hustota vzduchu při t		1,111 kg/m ³

Obr. 12 – parametry vzduchu vstupujícího do interiéru

Na závěr musíme zadat poslední hodnotu navýšení teploty, která vstupuje do interiéru. Doporučená hodnota se pro bazény pohybuje okolo 1-2 °C, nicméně tato hodnota závisí na použitých vyústkách.

Zbylé parametry vzduchu se dopočítávají totožně jako v předešlých krocích. Velmi důležitá hodnota pro nás je měrná vlhkost vzduchu, která by neměla přesáhnout hodnotu 8-10 g/kg s.v., aby nedocházelo k přesycení vlhkostí z prostoru a tedy ani ke kondenzaci a poškození konstrukcí nadměrnou vlhkostí.

9.11 Výsledná bilanční tabulka

Sešit	t_e	$Q_{výpar}$	$dx_{výp}$	$Q_{P0,tč}$	Q_{kond}	$Q_{doh,te}$	Q_{doh}	$Q_{doh,celk}$	$Q_{zbývá}$	Q_{dodat}	$Q_{přebyt}$
	°C	[kW]	g/kg s.v.	kW	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Vypocet	-12	62,93	3,84	3,01	75,27	27,28	68,5	95,78	-20,52	20,52	0
V2	-10	72,16	4,47	3,45	86,31	23,71	68,5	92,2	-5,89	5,89	0
V3	-5	85,24	5,14	4,07	101,95	15,21	78,12	93,33	8,62	0	8,62
V4	0	108,26	6,53	5,17	129,48	7,33	87,98	95,31	34,17	0	34,17
V5	5	130,82	7,88	6,25	156,47	0	98,08	98,08	58,39	0	58,39
V6	10	147,83	9	7,07	176,8	0	98,08	98,08	78,72	0	78,72
V7	15	147,82	9	7,07	176,79	0	83,03	83,03	93,77	0	93,77
V8	20	147,82	9	7,07	176,79	0	59,01	59,01	117,78	0	117,78
V9	25	147,82	9	7,07	176,79	0	36,58	36,58	140,21	0	140,21
V10	30	147,82	9	7,07	176,79	0	15,49	15,49	161,31	0	161,31
V11	35	147,82	9	7,07	176,79	0	0	0	176,79	0	176,79
V12	40	147,82	9	7,07	176,79	0	0	0	176,79	0	176,79

Obr. 13 – tabulka tepelných bilancí systému

Legenda

t_e	[°C]	- exteriérová teplota
$Q_{doh,te}$	[kW]	- teplo použité na dohřátí exteriérového vzduchu
$Q_{výpar}$	[kW]	- teplo získané na výparníku
$dx_{výp}$	[g/kg s.v.]	- odebraná vlhkost na výparníku
$Q_{P0,tč}$	[kW]	- příkon tepelného čerpadla
Q_{kond}	[kW]	- teplo využitelné na kondenzátoru
$Q_{dohř}$	[kW]	- celkové teplo použité k dohřátí vzduchu
$Q_{zbývá}$	[kW]	- teplo, které případně zbývá na kondenzátoru
Q_{dodat}	[kW]	- teplo, které případně musíme do systému ještě dodat
$Q_{přebyt}$	[kW]	- teplo přebývající ze systému (možno využít jinde, případně nutno ochladit)

V Excelu jsou kromě záložky Výpočet, kde probíhá úvodní zadávání veškerých hodnot i další výpočetní listy a to V2-V12. Do těchto listů se nic nezadá a slouží pro uživatele pouze k informativním účelům. Automaticky se zde totiž vypočte z minimální exteriérové teploty vzestupná řada exteriérových teplot a to vzorcem:

=ZAOKR.NAHORU(Vypocet!P6;5)

=ZAOKR.NAHORU(Vypocet!P6+5;5)

=ZAOKR.NAHORU(Vypocet!P6+10;5)

... atd.

P6 ... původní zadávaná exteriérová teplota

Celkový výpočet se zaokrouhluje nahoru na celých 5.

Změnu vlhkosti jsem vyřešil pomocí vzorce $\frac{93 \cdot t_e - 3153,5}{t_e - 39,17}$, který je stanoven v normě ČSN 730540-3.

Veškeré hodnoty v tabulce jsou vloženy pouze přes odkazy do polí na jednotlivých výpočtových listech, jejich vzorce jsou tedy uvedeny v předešlých výpočtech. Pro informaci je u každého řádku s teplotou napsán i přiřazený list, abychom se mohli podívat na podrobný rozpis co se s daným vzduchem děje. Tento rozpis je dále zahrnut v záložce výsledky, nicméně je zde jen méně podrobná tabulka popisující jen teplotu a vlhkost.

Vzhledem k tomu, že rozsah teplot je dán na pevně, exteriérové teploty tedy dosáhnou vysokých hodnot a v podrobných výpočtech uvidíme, že teplota vzduchu po odevzdání vlhkosti na výparníku bude menší, než exteriérová a tedy se nám vyplatí plně použít exteriérový vzduch.

9.12 Tepelné čerpadlo

Teplo odevzdané na výparníku

$Q_v = V \cdot \rho \cdot (h_i - h_e)$ Q_v 62877,8 W
62,9 kW

Tepelné čerpadlo (TČ)

Topný faktor TČ COP 4,10 typ TČ Alfa S Duo

Tepelná bilance TČ

$Q_k = P_{el} + Q_v$

$\epsilon_t = COP$ $\epsilon_t = Q_v / P_{el}$

$P_{el} = Q_k / (1 + \epsilon_t)$

Výkon kompresoru P_{el} 12325,8 W
12,3 kW

Teplo na kondenzátoru

Výkon na kondenzát: Q_k 75203,5 W
75,2 kW

Obr. 14 – tepelné příspěvky na tepelném čerpadle

Zde vidíme kompletní přehled tepelného příspěvku od kompresoru v cyklu tepelného čerpadla. Teplo získané na výparníku je řešeno pouze přes odkaz, vypočítané je v kapitole 9.6.

Výkonový příspěvek kompresoru je řešen přes vzorec:

$$Q_k = P_{el} + Q_v \quad [\text{W}] \quad \text{teplo získané na kondenzátoru}$$

$$\varepsilon_t = \frac{Q_v}{P_{el}} \quad [-] \quad \text{topný faktor tepelného čerpadla (závislý na teplotě)}$$

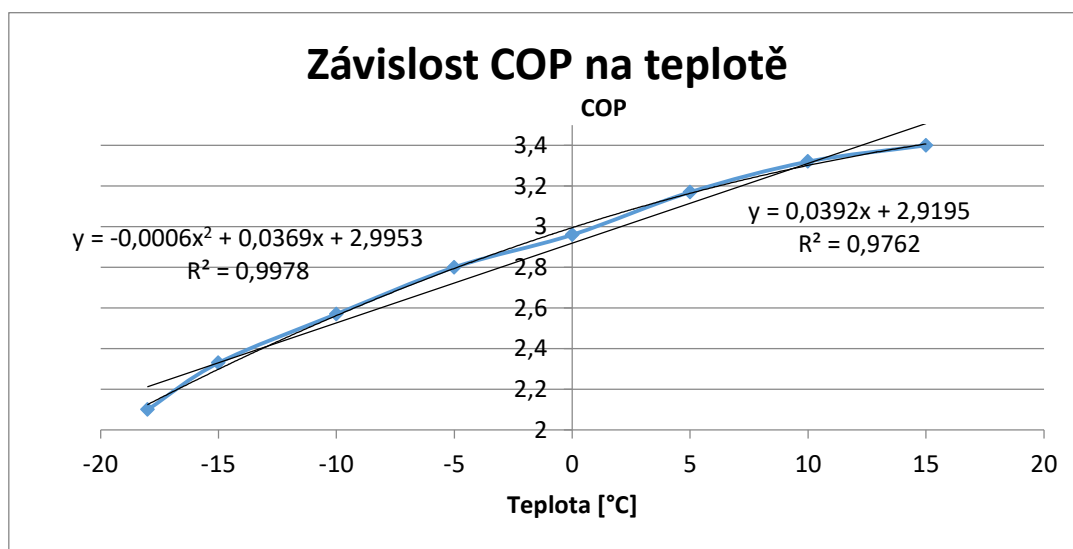
$$Q_v \quad [\text{W}] \quad \text{teplo získané na výparníku}$$

$$P_{el} = \frac{Q_v}{\varepsilon_{t-1}} \quad [\text{W}] \quad \text{výkon kompresoru}$$

Topný faktor je závislý na teplotě a jeho závislost je udávána výrobcem. Proto je nutné při zadávání nutné znát i tyto parametry. Takto může například vypadat tabulka závislosti COP na teplotě. Excel z těchto dat vyinterpoluje naší hledanou hodnotu.

teplota	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
COP	2,1	2,33	2,57	2,8	2,96	3,17	3,32	3,4	3,67	3,85	4,03

Obr. 15 – vstupní parametry tepelného čerpadla



Obr. 16 – výsledný graf závislosti COP na teplotě vstupního vzduchu

V našem případě je funkce nahrazena lineární rovnicí. Vidíme, že chybovost je poměrně malá 0,9762, čili se nedopouštíme příliš velké chyby.

V případě, že bude vybráno jiné tepelné čerpadlo, je potřeba nahradit kompletní tabulku závislosti COP na vstupní teplotě.

V našem případě je použito poměrně málo výkonné TČ TnG Air 13, vzduch/voda a slouží zde pouze pro demonstrační účely. Volba TČ je plně odvislá na volbě projektanta.

10. Záložky programu

Výpočetní program obsahuje několik záložek:

- Výpočet
- V2-V12
- Tabulky
- Konstanty
- Vzorce
- Jednotky
- Výsledky

Výpočet:

Úvodní sešit, na kterém probíhá zadání úlohy, výpočet pro extrémní případ exteriérové teploty a na kterém jsou zobrazeny všechny výsledné tepelné bilance.

V2-V12:

Sešity ve kterých probíhají pomocné výpočty pro ostatní vstupní hodnoty exteriérového vzduchu. Exteriérová teplota se s každým jednotlivým sešitem zvyšuje o 5 °C.

Tabulky:

Záložka tabulky obsahuje veškeré pomocné tabulky, které jsou použité pro výpočet, jako:

tabulka 1 : produkce vlhkosti člověkem

Produkce vlhkosti	
Zdroj	Intezita g/h
člověk - lehká práce	30-60
člověk - středně těžka práce	60-150
člověk - těžká práce	150-300
sprchování	2600

tabulka 2 : součinitel odparu vlhkosti z vodní hladiny

Součinitel odparu vody z vodní hladiny (100Pa)	ϵ [g/(hPa.m ² .h)]
vodní plocha zakryta folií	0,5
klidná vodní hladina	5
bazény RD s malou obsazeností	15
bazény - normální provoz	20
bazény s vodními atrakcemi	28
bazény s vlnami	35

tabulka 3 : hustota vzduchu v závislosti na tlaku a teplotě

p (kPa)	84	86	88	90	92	94	96	98	100	101,4	
h(m)	1502	1315	1132	953	778	606	438	273	111	0	
t (°C)											
-20	1,196	1,183	1,211	1,238	1,266	1,293	1,321	1,348	1,376	1,395	0
-19	1,191	1,179	1,206	1,234	1,261	1,288	1,316	1,343	1,371	1,389	0
-18	1,147	1,174	1,201	1,229	1,256	1,283	1,311	1,338	1,365	1,384	0,001
-17	1,142	1,17	1,197	1,224	1,251	1,278	1,306	1,333	1,36	1,379	0,001
-16	1,138	1,165	1,192	1,219	1,246	1,273	1,3	1,328	1,355	1,374	0,001
-15	1,133	1,16	1,187	1,214	1,241	1,268	1,295	1,322	1,349	1,368	0,001
-14	1,129	1,156	1,183	1,21	1,237	1,264	1,29	1,317	1,344	1,363	0,001
-13	1,125	1,152	1,178	1,2	1,232	1,259	1,285	1,312	1,339	1,358	0,001
-12	1,12	1,147	1,174	1,2	1,227	1,254	1,281	1,307	1,334	1,353	0,001
-11	1,116	1,143	1,169	1,196	1,222	1,249	1,276	1,302	1,329	1,347	0,001
-10	1,112	1,138	1,165	1,191	1,218	1,244	1,271	1,297	1,324	1,342	0,001
-9	1,108	1,134	1,16	1,187	1,213	1,24	1,266	1,292	1,319	1,337	0,001
-8	1,104	1,13	1,156	1,182	1,209	1,235	1,261	1,287	1,314	1,332	0,001
-7	1,099	1,126	1,152	1,178	1,204	1,23	1,256	1,283	1,309	1,327	0,002
-6	1,095	1,121	1,147	1,174	1,2	1,226	1,252	1,278	1,304	1,322	0,002
-5	1,091	1,117	1,143	1,169	1,195	1,221	1,247	1,273	1,299	1,317	0,002
-4	1,087	1,113	1,139	1,165	1,191	1,217	1,242	1,268	1,294	1,312	0,002
-3	1,083	1,109	1,135	1,16	1,186	1,212	1,238	1,264	1,289	1,307	0,002
-2	1,079	1,105	1,131	1,156	1,182	1,208	1,233	1,259	1,285	1,303	0,003
-1	1,075	1,101	1,126	1,152	1,178	1,203	1,229	1,254	1,28	1,298	0,003
0	1,071	1,097	1,122	1,148	1,173	1,199	1,224	1,25	1,275	1,293	0,003
1	1,067	1,093	1,118	1,144	1,169	1,194	1,22	1,245	1,271	1,288	0,003
2	1,063	1,089	1,114	1,139	1,165	1,19	1,215	1,241	1,266	1,284	0,003
3	1,06	1,085	1,11	1,135	1,161	1,186	1,211	1,236	1,261	1,279	0,004
4	1,056	1,081	1,106	1,131	1,156	1,181	1,207	1,232	1,257	1,274	0,004
5	1,052	1,077	1,102	1,127	1,152	1,177	1,202	1,227	1,252	1,27	0,004
6	1,048	1,073	1,098	1,123	1,148	1,173	1,198	1,223	1,248	1,265	0,004
7	1,044	1,069	1,094	1,119	1,144	1,169	1,194	1,219	1,243	1,261	0,004
8	1,041	1,066	1,09	1,115	1,14	1,165	1,189	1,214	1,239	1,256	0,005
9	1,037	1,062	1,086	1,111	1,136	1,161	1,185	1,21	1,235	1,252	0,005
10	1,033	1,058	1,083	1,107	1,132	1,156	1,181	1,206	1,23	1,247	0,006
11	1,03	1,054	1,079	1,103	1,128	1,152	1,177	1,201	1,226	1,243	0,006
12	1,026	1,051	1,075	1,099	1,124	1,148	1,173	1,197	1,222	1,239	0,007
13	1,023	1,047	1,071	1,096	1,12	1,144	1,169	1,193	1,217	1,234	0,007
14	1,019	1,043	1,068	1,092	1,116	1,14	1,165	1,189	1,213	1,23	0,008
15	1,015	1,04	1,064	1,088	1,112	1,136	1,161	1,185	1,209	1,226	0,008
16	1,012	1,036	1,06	1,084	1,108	1,132	1,157	1,181	1,205	1,222	0,008
17	1,008	1,032	1,057	1,081	1,105	1,129	1,153	1,177	1,201	1,217	0,009
18	1,005	1,029	1,053	1,077	1,101	1,125	1,149	1,173	1,196	1,213	0,009
19	1,002	1,025	1,049	1,073	1,097	1,121	1,145	1,169	1,192	1,209	0,01
20	0,998	1,022	1,046	1,069	1,093	1,117	1,141	1,165	1,188	1,205	0,011
21	0,995	1,018	1,042	1,066	1,09	1,113	1,137	1,161	1,184	1,201	0,011
22	0,991	1,015	1,04	1,062	1,086	1,109	1,133	1,157	1,18	1,197	0,012
23	0,988	1,012	1,035	1,059	1,082	1,106	1,129	1,153	1,176	1,193	0,012
24	0,985	1,008	1,032	1,055	1,079	1,102	1,125	1,149	1,172	1,189	0,013
25	0,981	1,005	1,028	1,052	1,075	1,098	1,122	1,145	1,168	1,185	0,014
26	0,978	1,001	1,025	1,048	1,071	1,095	1,118	1,141	1,164	1,181	0,015
27	0,975	0,998	1,021	1,045	1,068	1,091	1,114	1,137	1,16	1,177	0,016
28	0,972	0,995	1,018	1,041	1,064	1,087	1,11	1,134	1,157	1,173	0,016
29	0,968	0,991	1,015	1,038	1,061	1,084	1,107	1,13	1,153	1,169	0,017
30	0,965	0,988	1,011	1,034	1,057	1,08	1,103	1,126	1,149	1,165	0,018
31	0,962	0,985	1,008	1,031	1,054	1,077	1,1	1,122	1,145	1,161	0,019
32	0,959	0,982	1,005	1,027	1,05	1,073	1,096	1,119	1,142	1,158	0,02
33	0,956	0,979	1,001	1,024	1,047	1,07	1,092	1,115	1,138	1,154	0,022
34	0,953	0,975	0,998	1,021	1,043	1,066	1,089	1,111	1,134	1,15	0,023
35	0,95	0,972	0,995	1,017	1,04	1,063	1,085	1,108	1,13	1,146	0,024
36	0,947	0,969	0,992	1,014	1,037	1,059	1,082	1,104	1,127	1,143	0,026
37	0,943	0,966	0,988	1,011	1,033	1,056	1,078	1,101	1,123	1,139	0,027
38	0,94	0,963	0,986	1,008	1,03	1,052	1,075	1,097	1,12	1,135	0,028
39	0,937	0,96	0,982	1,004	1,027	1,049	1,071	1,094	1,116	1,132	0,03
40	0,934	0,957	0,979	1,001	1,023	1,046	1,068	1,09	1,112	1,128	0,031

Konstanty:

Zde jsou veškeré použité konstanty použité při výpočtech

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Konstanty					Pozn				
2	Měrná tepelná kapacita s.v.			csv	1010	J/kg.K	s.v.	suchý vzduch		
3	Měrná tepelná kapacita v.p.			cvp	1840	J/kg.K	v.p.	vodní pára		
4	výparné teplo vody			l	2500000	J				
5	měrná plynová konstanta s.v.			Rsv	287,062	J/kg.K	s.v.	suchý vzduch		
6	měrná plynová konstanta v.p.			Rvp	461,5	J/kg.K	v.p.	vodní pára		
7	tlak v 0 mnm			po	101,325	kPa				
8	hustota vzduchu v 0mnm			pvz	1,225	kg/m3				
9	Plynová konstanta			R	8,31432	J/mol.K				
10	Molární hmotnost s.v.			Msv	28,96	kg/mol	s.v.	suchý vzduch		
11	Molární hmotnost v.p.			Mvp	18,02	kg/mol	v.p.	vodní pára		
12	eulerova konstanta			e	2,718282	[-]				
13	gravitační zrychlení			g	9,80665	m/s ²				
14	tlak v 0 nadmořské výšce			p0	101325	Pa				
15										
16	hustota v urcite nadm vysce			vyska	273	m	1,265298	kg/m3		
17	tlak v urcite nadm vysce						104658,2	Pa		

Vzorce:

V poslední záložce Vzorce jsou rozepsány vzorce, které jsou použité při výpočtech a je tedy možné dohledat jejich správnost.

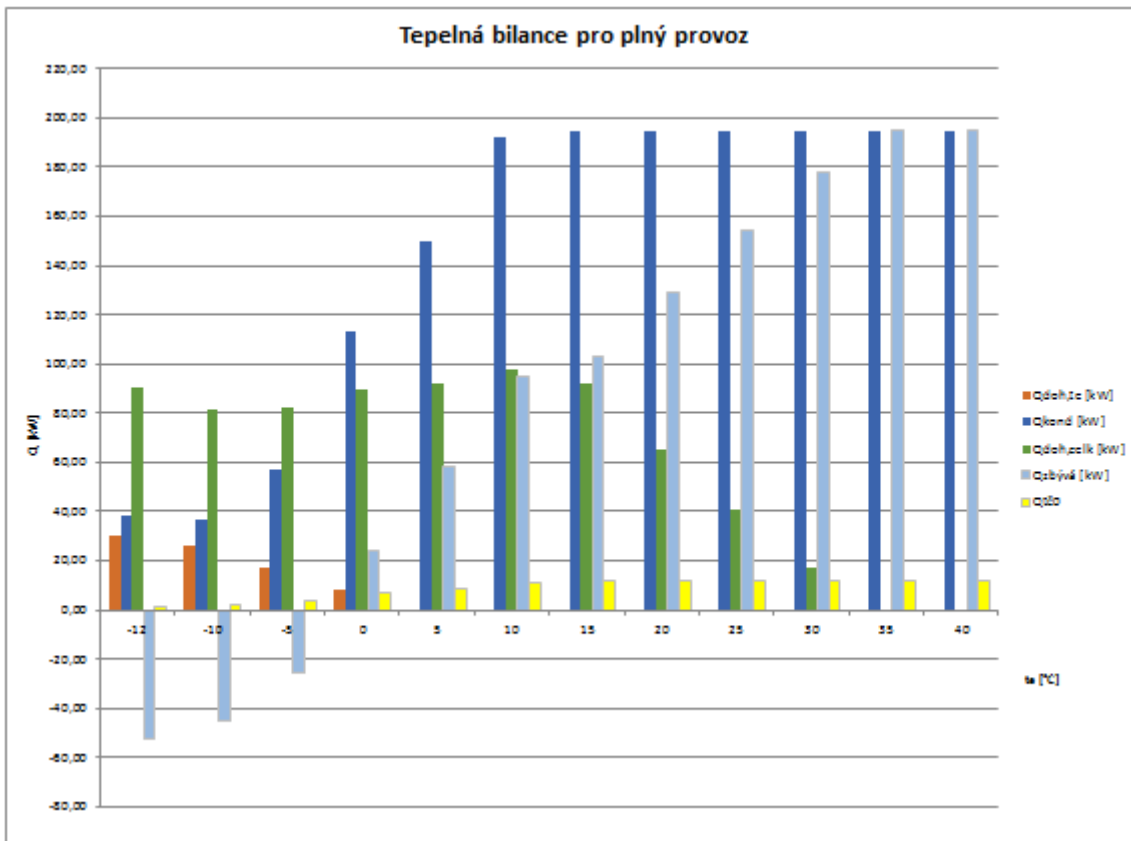
Výsledky:

Záložka Výsledky tedy obsahuje kompletní výstup programu. A tedy:

- tabulku s kompletní tepelnou bilancí daného systému

17	Sešit	te	Q _{vypar}	dx _{vyp}	Q _{P0,žerp}	Q _{kond}	Q _{doh,te}	Q _{doh}	Q _{doh,celk}	Q _{zbývá}	Q _{dodat}	Q _{plēbyt}
18		°C	[kW]	g/kg s.v.	kW	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
19	Vypocet	-12	32,35	1,65	1,55	38,69	30,28	60,45	90,73	-52,04	52,04	0,00
20	V2	-10	27,58	1,58	2,17	36,47	26,31	55,41	81,72	-45,25	45,25	0,00
21	V3	-5	42,87	2,31	3,37	56,70	16,88	65,55	82,43	-25,74	25,74	0,00
22	V4	0	85,63	4,63	6,73	113,24	8,13	81,24	89,37	23,87	0,00	23,87
23	V5	5	113,50	6,26	8,92	150,10	0,00	92,04	92,04	58,07	0,00	58,07
24	V6	10	145,58	7,92	11,45	192,52	0,00	97,54	97,54	94,98	0,00	94,98
25	V7	15	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	92,00	92,00	102,86	0,00	102,86
26	V8	20	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	65,49	65,49	129,38	0,00	129,38
27	V9	25	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	40,60	40,60	154,27	0,00	154,27
28	V10	30	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	17,19	17,19	177,67	0,00	177,67
29	V11	35	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	0,00	0,00	194,86	0,00	194,86
30	V12	40	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	0,00	0,00	194,86	0,00	194,86

- grafické znázornění tepelné bilance systému



- kompletní výpis stavů vzduchů, kterou prochází při ochlazování, smísení a následném dohřevu

	Sešit	jednotka	Výpočet	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10	V11	V12
int. vzduch	t_i	°C	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	ρ_{hi}	%	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	x	g/kg s.v.	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
ext. vzduch	t_e	°C	-12	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
	ρ_{he}	%	100,0	83,0	81,9	81,0	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x_e	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
vlh odebraná na výparníku	Δx	g/kg	1,7	1,6	2,3	4,6	6,3	7,9	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1
vzduch za výparníkem	t_{vyp}	°C	28,0	29,0	27,0	22,0	19,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
	ρ_{h3}	%	68,6	65,0	69,8	80,3	85,0	94,2	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6
	x_3	g/kg s.v.	16,5	16,5	15,8	13,5	11,9	10,2	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
teplota předehřevu	$t_{před}$	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	předehřev	Ano/Ne	Ano	Ano	Ano	Ano	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne
předehřátý ext. vzduch	$t_{před}$	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	$\rho_{hpřed}$	%	27,8	27,1	39,5	56,7	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x_4	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
smísení vzduchu s ext.	t_5	°C	21,0	22,0	20,0	17,0	15,0	14,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	ρ_{h5}	%	56,4	53,6	60,7	73,2	83,2	88,8	86,7	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x_5	g/kg s.v.	8,9	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,4	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
vstupní vzduch do int.	t_5	°C	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0
	ρ_{h5}	%	26,4	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7
	x_5	g/kg s.v.	8,9	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0

11. Použité jednotky

Značka	index	Veličina		jednotka
t		teplota		°C
rh		relativní vlhkost		%
h		měrná entalpie		J/kg
	sv		suchého vzduchu	
	vp		vodní páry	
p		tlak vzduchu		Pa
	sv		suchého vzduchu	
	vp		vodní páry	
p''		tlak nasycené vodní páry		Pa
x		měrná vlhkost		g/kg s.v.
Δx		změna měrné vlhkosti		g/kg s.v.
ρ		hustota vzduchu		kg/m ³
	e		exteriérová	
	i		interiérová	
	vyp		na výparníku	
	4		předehřev exteriérového vzduchu	
	4'		po smísení	
	5		za kondenzátorem	
	před		předehřev	
	zv		zvýšení do exteriéru	
	ch		chladič	
	zv		zvýšení do interiéru	
Q		výkon		W
	v		výparníku	
	k		kondenzátoru	
	pož		požadováno na dohřev vzduchu	
	dohř		požadováno dodat na dořev	
	přebyt		přebytečné po dohřevu vzduchu	
COP		topný faktor tepelného čerpadla		
P _{et}		výkon tepelného čerpadla		
n		výměna vzduchu		1/h
V		množství potřeby vzduchu		m ³ /h
	1		od produkované vlhkosti	
	2		z výměny vzduchu haly	
	3		z tepelných zisků/potřeb	
	4		pro osoby	
a		délka bazénu		m
b		šířka bazénu		m
c		délka bazénové haly		m
d		šířka bazénové haly		m
v		výška bazénové haly		m

12. Závěr – Část II

Tento výpočetní program byl sestrojen pro vypočtení všech potřebných dat k podrobnému analyzování chování tepelného čerpadla integrovaného ve vzduchotechnické jednotce. Bylo by jistě možné použít již hotový program a počítat to s jeho pomocí, nicméně touto tvorbou jsem si velmi výrazně pomohl a zorientoval se v problematice a přesně vím, co kde program počítá, což mi pomáhá ke kvalitním výsledkům v analytické části.

Program je koncepčně řešen, aby do něj bylo možno zadat jakoukoli budovu s bazénem. Po zadání všech požadovaných údajů o budově program sám dopočítá všechna data potřebná k analýze. Pro jeho úplnou automatickou činnost byla vytvořena příslušná makra, která upraví hodnotu odebrané měrné vlhkosti na výparníku tepelného čerpadla tak, aby vstupní hodnota do interiéru odpovídala buď 8, nebo 9 g/kg s.v..

Orientaci při zadávání usnadňuje jeho grafická podoba a veškerá data jsou patřičně popsána s potřebnými orientačními schémata.

Karta Výsledky obsahuje tabulku s kompletními hodnotami tepelné bilance, graf, který tuto bilanci znázorní v grafické podobě a v poslední řadě tabulku s úplným přehledem vlastností vzduchu v průběhu jeho ochlazování, směšování a následného dohřátí.

Část III – Analýza

13. Úvod – část III

V následující části využijeme programu, který jsme vytvořili a provedeme analýzu tepelného čerpadla integrovaného do vzduchotechnické jednotky pro konkrétní případ bazénové haly.

Rád bych upozornil, že tepelné čerpadlo v tomto systému neslouží pouze jako rekuperátor, resp. jako možnost zpětného získání energie, ale i k vysušení vzduchu vzhledem k nadměrné tvorbě vlhkosti v námi vybraném objektu. Vzhledem k velké potřebě vysušení vzduchu je zde použito vysušování vzduchu na kondenzátoru tepelného čerpadla, kde je vzduch ochlazován pod teplotu rosného bodu a zkondenzovaná přebytečná vlhkost je odvedena do kanalizace.

Další důvod, proč použít pro vlhké provozy tepelné čerpadlo místo běžného ZZT je ten, že vlhký vzduch má vysoké hodnoty vázaného tepla. Běžné rekuperátory by toto vázané teplo ignorovaly a nevyužily tedy plný tepelný potenciál odváděného vzduchu. V našem případě je odchozí vzduch výrazně ochlazován a to pod rosný bod vzduchu. Odváděný vzduch je tedy kondenzací vysušován a zároveň je mu odebíráno i vázané teplo ve vlhké složce vzduchu.

Pro každou jednotlivou variantu můžeme vidět výstup z programu a to v podobě tabulky a grafu tepelných bilancí, zisků a potřeb, které se odehrávají ve vzduchotechnické jednotce a na tepelném čerpadle v průběhu exteriérových teplot od námi zadaného minima t_0 , přes teploty které jsou určeny krokem 5 °C až po maximum, které je určeno jako t_0+50 °C (první teplota se zaokrouhuje dolů na celých 5 °C pro větší přehlednost). A na závěr uvidíme pro každou variantu jednotlivé stavy, kterými vzduch prochází nejprve při vysušování a následně při smísení a dohřátí.

Z výpočetní metody programu nám tedy vyjdou data do tabulky i hodnoty exteriérových teplot 35°C a 40°C, kdy tato teplota přesahuje požadovanou teplotu v interiéru a příchozí čerstvý vzduch bude případně potřeba chladit. Těmito teplotami se tedy nadále nebudeme výrazně zabývat. Získané teplo můžeme při těchto teplotách využít pouze k dohřevu užitkové vody, nebo bazénu.

Pro všechny analyzované případy bylo použito stejné tepelné čerpadlo TNG Air 13, jehož parametry jsou znázorněny v každé variantě.

14. Analyzované stavy

V následující kapitole je znázorněno několik provozních variant a jejich konkrétní rozpis tepelných bilancí pro úplný průběh exteriérových teplot. Provozní stavy jsou záměrně zvoleny tak, aby jejich vypovídací hodnota výstupních dat byla co největší. Volíme tedy různé výstupní stavy vzduchu a různé teploty požadované v interiéru. Změna každého tohoto požadavku výrazně ovlivní i provoz tepelného čerpadla. A dále je v analyzovaných stavech rozebrán i průběh vlhkostí pro konkrétní jeden teplotní stav exteriéru. S měnící se relativní vlhkostí se bude i výrazně měnit měrná vlhkost a tedy i potřeba odvlhčení vzduchu. Tato vlhkostní analýza je provedena na teplejším stavu vzduchu, protože například u výrazně chladného vzduchu není rozdíl měrných vlhkostí tak markantní.

Základní údaje haly

V průběhu analyzovaných stavů se tyto hodnoty nemění.

Konstrukce:

Hala	40x18x7 m (d/š/v)
Bazén	25x12 m

Tabulka 1 – Stavby vzduchu pro použité exteriérové teploty

sešit	te	rhe	x
	°C	%	g/kg s.v.
Vypocet	-12	100	1,5
V2	-10	83	1,5
V3	-5	82	2,2
V4	0	81	3,1
V5	5	79	4,4
V6	10	76	5,9
V7	15	73	7,9
V8	20	67	9,9
V9	25	58	11,7
V10	30	58	26,9
V11	35	58	35,7

Teplotní rozmezí je zvolené od -12 °C do +35 °C a relativní vlhkost je dopočítaná podle normy ČSN 730540-3, podle vzorce $\frac{93.t_e-3153,5}{t_e-39,17}$.

Minimální teplota je určena z minimální výpočtové teploty pro Prahu. Maximální teplota však přesáhne interiérovou návrhovou teplotu díky pevně daným hodnotám v programu. Je zde dán Přibližný rozdíl 50 °C, abychom mohli analyzovat i stavy s nižší počáteční teplotou.

14.1 Varianta 1

Vnitřní prostředí:

Interiérová teplota	32	°C	(plný provoz)
Max. relativní vlhkost int.	60	%	(plný provoz)
Teplota vody	30	°C	
Výměna vzduchu	2	h ⁻¹	(plný provoz)
Provoz bazénu	normální provoz -> 20 g/(hPa.m ² .h)		
Počet osob	60	os	(plný provoz)
Produkce vlhkosti člověkem	střední zátěž -> 105 g/h		

Použité tepelné čerpadlo

TnG Air 13, vzduch/voda 2x

Tabulka 2 – parametry použitého tepelného čerpadla TnG Air 13, vzduch voda

teplota	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
COP	2,1	2,33	2,57	2,8	2,96	3,17	3,32	3,4	3,67	3,85	4,03

Vypočtené hodnoty:

Množství odpařené vody	126,46	kg/h
Potřebný průtok vzduchu	3,11	m ³ /s
Výstupní měrná vlhkost do int.	8	g/kg

Tabulka 3 - Výsledná tepelná bilance pro kompletní průběh exteriérových teplot pro Variantu 1

Sešit	t_e	$Q_{výpar}$	$d_{x,výp}$	$Q_{P0,čerp}$	Q_{kond}	$Q_{doh,te}$	Q_{doh}	$Q_{doh,celk}$	$Q_{zbývá}$	Q_{dodat}	$Q_{přebyt}$
	°C	[kW]	g/kg s.v.	kW	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Vypocet	-12	62,80	3,82	4,94	83,05	27,28	68,50	95,78	-12,74	12,74	0,00
V2	-10	62,39	3,78	4,90	82,50	23,71	68,50	92,21	-9,70	9,70	0,00
V3	-5	85,24	5,14	6,70	112,72	15,21	78,12	93,33	19,39	0,00	19,39
V4	0	108,26	6,53	8,51	143,16	7,33	87,98	95,31	47,86	0,00	47,86
V5	5	130,82	7,88	10,29	173,01	0,00	98,08	98,08	74,92	0,00	74,92
V6	10	147,83	9,00	11,62	195,49	0,00	98,08	98,08	97,41	0,00	97,41
V7	15	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	83,03	83,03	112,46	0,00	112,46
V8	20	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	59,01	59,01	136,47	0,00	136,47
V9	25	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	36,58	36,58	158,90	0,00	158,90
V10	30	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	15,67	15,67	179,81	0,00	179,81
V11	35	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	0,00	0,00	195,48	0,00	195,48
V12	40	147,82	9,00	11,62	195,48	0,00	0,00	0,00	195,48	0,00	195,48

Legenda tabulky tepelné bilance

t_e exteriérová teplota

$Q_{doh,te}$ teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu

$Q_{výpar}$ teplo získané na výparníku při odvlhčení vzduchu

$d_{x,výp}$ měrná vlhkost odebraná na výparníku kondenzací z cirkulačního vzduchu

$Q_{P0,tč}$ příkon tepelného čerpadla

Q_{kond} teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelným čerpadlem)

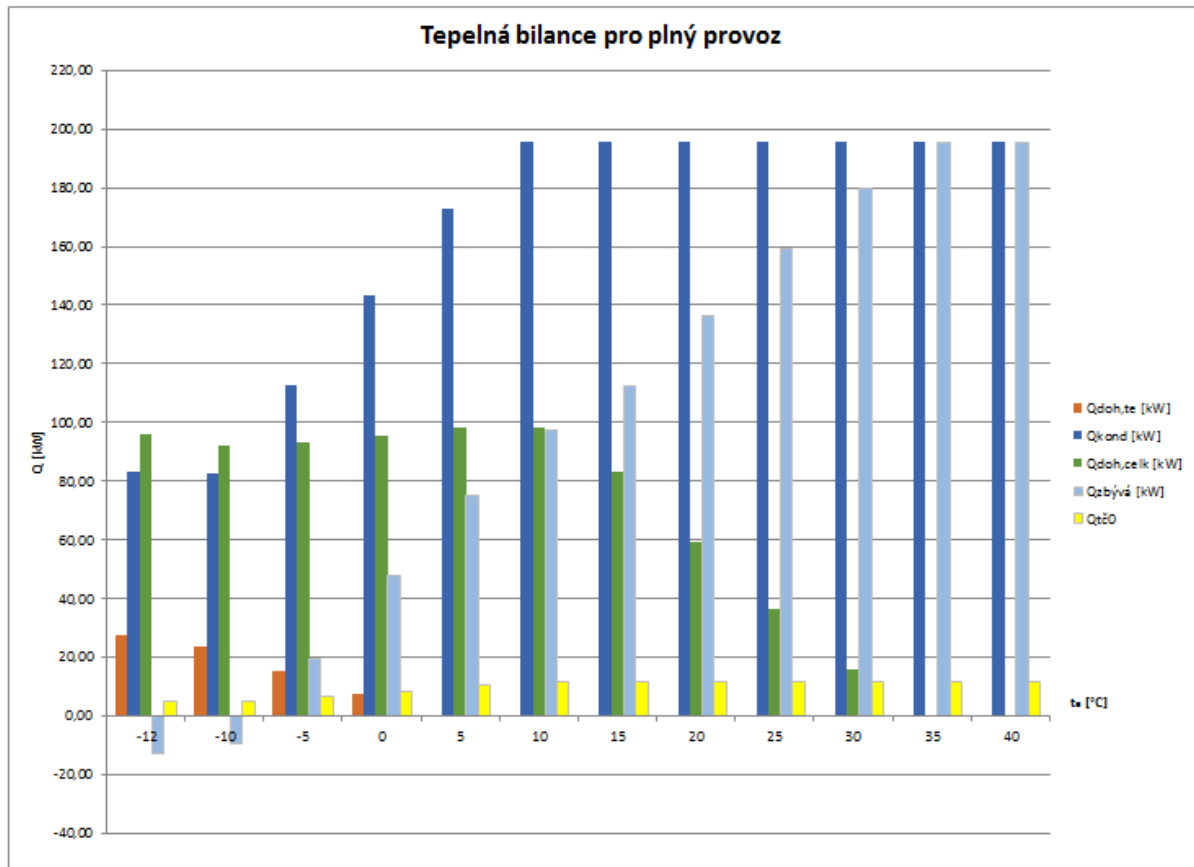
$Q_{doh,celk}$ celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu

$Q_{zbývá}$ teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)

Q_{dodat} teplo které musíme případně do systému dodat

$Q_{přebyt}$ teplo, které nám po dohřátí vzduchu na požadovaný stav přebyde

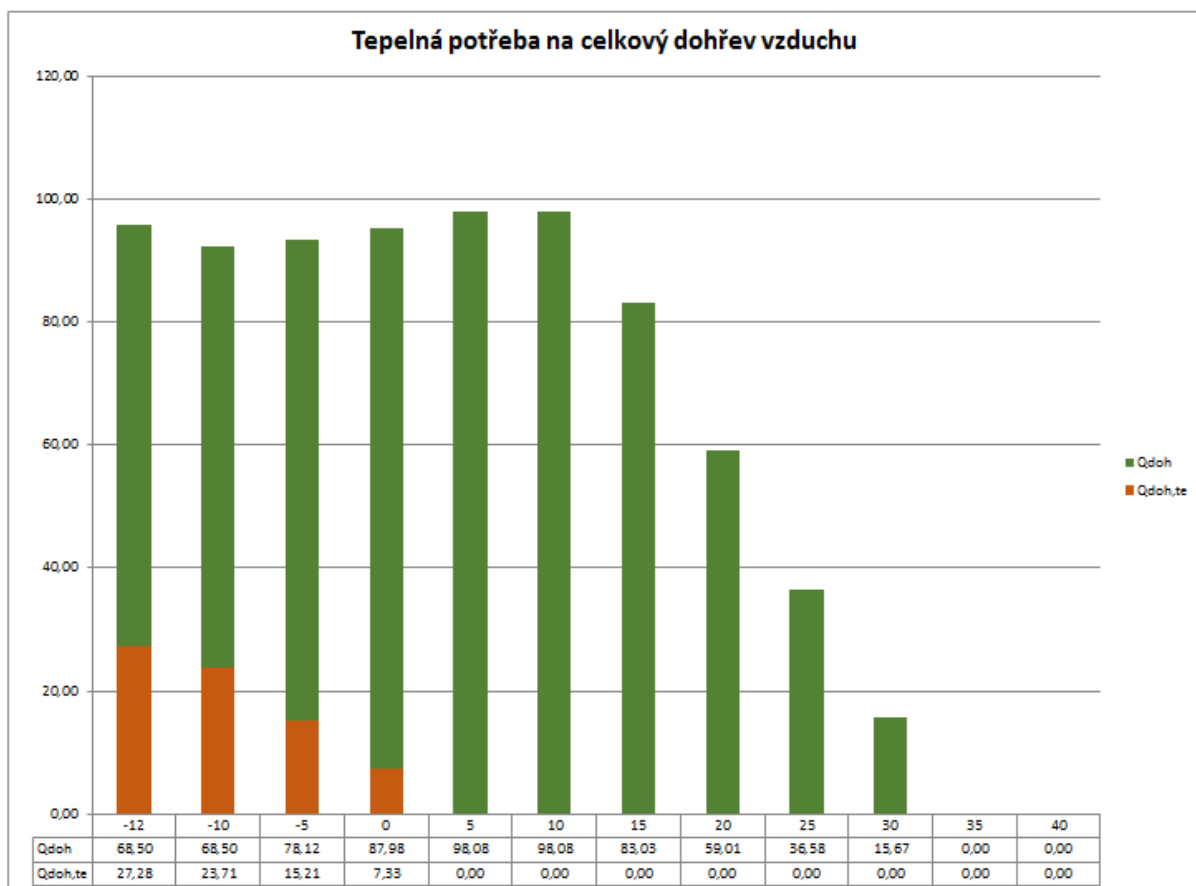
Graf 1 – tepelná bilance Varianty 1, tepelné zisky a výdaje systému



Legenda grafu tepelné bilance

- t_e *exteriérová teplota*
- $Q_{doh,te}$ *teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu*
- Q_{kond} *teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelný čerpadlem)*
- $Q_{doh,celk}$ *celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu*
- $Q_{zbývá}$ *teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)*
- $Q_{tč,0}$ *příkon TČ*

Graf 1.a – celkové množství energie spotřebované při dohřátí vzduchu na požadovanou úroveň interiéru



Tabulka 4 – rozpis vlastností vzduchu v průběhu úprav uvnitř vzduchotechnické jednotky, Varianta 1

	Sešit	jednotka	výpočet	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10	V11	V12
int. vzduch	ti	°C	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	rhi	%	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	x	g/kg s.v.	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
ext. vzduch	te	°C	-12	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
	rhe	%	100,0	83,0	81,9	81,0	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	55,0	55,0	55,0
	xe	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	14,8	19,6	25,8
vlh odebraná na výparníku	Δx	g/kg	3,8	3,8	5,1	6,5	7,9	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
vzduch za výparníkem	tvyp	°C	24,0	24,0	21,0	18,0	15,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
	rh3	%	75,4	75,7	82,2	88,4	94,6	95,9	95,9	95,9	95,9	95,9	95,9	95,9
	x3	g/kg s.v.	14,3	14,3	13,0	11,6	10,2	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
teplota předehřevu	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	předehřev	Ano/Ne	Ano	Ano	Ano	Ano	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne
předehřátý ext. vzduch	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rhpřed	%	27,8	27,1	39,5	56,7	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	55,0	55,0	55,0
	x4	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	14,8	19,6	25,8
smíčení vzduchu s ext.	t5	°C	18,0	18,0	16,0	14,0	12,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rh5	%	61,1	61,1	69,4	78,9	89,9	89,9	73,0	67,0	58,0	55,0	55,0	55,0
	x5	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	7,9	9,9	11,7	14,8	19,6	25,8
vstupní vzduch do int.	t5	°C	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0
	rh5	%	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7
	x5	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0

Analýza

14.1.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$

$Q_{doh,te}$, tedy veličina popisující množství tepla, které je potřeba na předehřátí exteriérového vzduchu na námi zadanou hodnotu (v našem případě 5 °C). Tento předehřev probíhá proto, aby nedošlo k namrznání výměníků. Trend má tato veličina přesně podle očekávání klesající, tedy s vyšší exteriérovou teplotou je potřeba méně tepla na dohřátí a od 5 °C výš už nebude potřeba vůbec.

14.1.2 Kondenzační teplo - Q_{kond}

Q_{kond} , tedy veličina popisující množství energie získané ochlazením a vysušením vzduchu na kondenzátoru. Řídící jednotkou pro výkon tepelného čerpadla je zde množství odebrané vlhkosti z odcházejícího vzduchu tak, aby pro vstupní vzduch platilo, že jeho měrná vlhkost bude 8 g/kg s.v.. Tato veličina má také přesně podle předpokladů stoupající charakter a zastaví se přibližně na 10 °C. Za touto hranicí se už nevyplatí vzduch vysušovat pomocí tepelného čerpadla, protože pro vysušení na požadovanou hranici je vzduch chladnější, než přichází z exteriéru. A dále narážíme na výkonnostní limity tepelného čerpadla a tedy od 10 °C máme konstantní zisk tepla, které se dále využívá například pro dohřev čerstvého vzduchu. O využití přebytečného tepla budu hovořit v další kapitole.

14.1.3 Teplo potřebné k celkovému dohřátí vzduchu - $Q_{doh,celk}$

$Q_{doh,celk}$, je veličina popisující celkové množství energie, které je potřebná pro úplné dohřátí vzduchu do stavu ve kterém vstupuje do interiéru a zahrnuje dvě zásadní složky. První složkou je předehřátí exteriérového vzduchu $Q_{doh,te}$, která je rozebrána v odstavci výše. A složku Q_{doh} , která v grafu znázorněna není, ale její hodnoty můžeme vidět v tabulce a jedná se o množství energie vynaložené na dohřátí vzduchu po smísení cirkulačního s předehřátým exteriérovým. Zde bychom na první pohled očekávali klesající trend, tedy s vyšší exteriérovou teplotou bude potřeba menší množství tepla na dohřev, nicméně opak je pravdou.

Musíme zde brát v potaz vstupní vlhkosti jednotlivých vzduchů. Výrazně se totiž mění vlastnosti vzduchu exteriérového, kde s vyšší teplotou sice klesá relativní vlhkost vzduchu, ale stoupá měrná vlhkost, o kterou nám jde především. Při větrání je dáno kvůli pohodě ve vnitřním prostředí fixní minimální množství čerstvého vzduchu (v našem případě $V_{min} = 30\%$) a vlastnosti exteriérového vzduchu nám tedy tepelnou bilanci budou ovlivňovat vždy.

Vzhledem k tomu, že tedy měrná vlhkost přiváděného čerstvého vzduchu roste, musíme odcházející vzduch z interiéru vysušet výrazně více a cirkulační vzduch se tedy bude i výrazně více ochlazovat. Po smísení cirkulačního a čerstvého vzduchu teplota smíšeného vzduchu bude klesat a potřeba tepla na celkový dohřev bude růst. Jak ale můžeme vidět z grafu a tabulky rozdíly nebudou však nijak markantní (přibližně 4 kW).

Nejvýraznější zlom nastane mezi 10-15 °C, kde exteriérová teplota přesáhne teplotu, na kterou je ochlazen vysoušený vzduch z exteriéru a program tedy začne dohřívát pouze vzduch exteriérový a vysušený a vychlazený interiérový vzduch bude vypouštět ven. Máme tedy teplo odebrané interiérovému vzduchu, které využijeme k dohřátí exteriérového a dojde k jeho přebytku daného rozdílem tepla dodaného kondenzátorem tepelného čerpadla a odběrem na dohřev na vstupní teplotu do interiéru.

14.1.4 Příkon TČ – $Q_{tč,0}$

$Q_{tč,0}$ tedy veličina vyjadřující množství energie, která bude spotřebována na tepelném čerpadle pro dosažení potřebného výkonu. Vzhledem k velkým nárokům bazénové haly na potřeby větrání, resp. na množství větraného vzduchu se nám potřebný příkon TČ dostane na velmi vysokou mez. V našem případě až na 7 kW a proto zde použijeme dvě tepelná čerpadla, která poběží souběžně.

14.1.5 Teplu zbývající v systému - $Q_{zbývá}$

$Q_{zbývá}$, tedy veličina vyjadřující množství tepla, které nám případně zbyde po kompletním dohřátí vzduchu na požadovanou hodnotu pro vstup do interiéru (v našem případě 34°C pro teplotu vzduchu do výústků). Vypočítá se jako $Q_{zbývá} = Q_{kond} - Q_{doh, celk}$, a pokud je tato veličina pod osou, znamená to záporné množství zbývajícího tepla a je tedy vzduch nutno dohřát externím zdrojem tepla. Zbývající množství tepla má přesně podle předpokladů stoupající charakter. Přibližné místo, kdy jsou všechny energie v rovnováze, tedy žádné teplo nezbyvá ani není potřeba dodat je okolo -8,3 °C. Od této teploty systém pracuje pouze s teplem tepelného čerpadla.

Dále přibližně okolo 10-15 °C už nám zbyde tepla poměrně výrazné množství a to takové, že bychom s ním vzduch dohřáli na požadovanou úroveň hned dvakrát a musíme se tedy věnovat problematice jeho využití. Pokud teplo neodvedeme, integrované tepelné čerpadlo pak přestane plnit svou funkci, protože chladivo vstupující do výparníku bude mít příliš vysokou teplotu a nebude tak schopný odebrat teplo cirkulačnímu vzduchu.

Variant se nabízí několik. Můžeme teplo vypustit přes chladič ven, nicméně tato metoda je velmi neefektivní a je škoda přebytečného tepla nevyužít. Další varianta se nabízí například pomocný dohřev teplé vody do sprch, nebo bazénové vody. A v neposlední řadě můžeme přebytečné teplo využít i k pomocnému dohřátí otopné soustavy. Vzhledem k tomu, že v bazénech bývá použitý systém podlahového vytápění, tak zde můžeme naše nízkopotenciální teplo využít. Podrobnou problematikou užití zbytkového tepla se do větších podrobností dále nebude tato diplomová práce zabírat.

14.2 Varianta 2

Vnitřní prostředí:

Interiérová teplota	32	°C	(plný provoz)
Max. relativní vlhkost int.	60	%	(plný provoz)
Teplota vody	30	°C	
Výměna vzduchu	2	h ⁻¹	(plný provoz)
Provoz bazénu	normální provoz -> 20 g/(hPa.m ² .h)		
Počet osob	60	os	(plný provoz)
Produkce vlhkosti člověkem	střední zátěž -> 105 g/h		

Použité tepelné čerpadlo

TnG Air 13, vzduch/voda 2x

Tabulka 2 – parametry použitého tepelného čerpadla TnG Air 13, vzduch voda

teplota	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
COP	2,1	2,33	2,57	2,8	2,96	3,17	3,32	3,4	3,67	3,85	4,03

Vypočtené hodnoty:

Množství odpařené vody	126,46	kg/h
Potřebný průtok vzduchu	3,45	m ³ /s
Výstupní měrná vlhkost do int.	9	g/kg

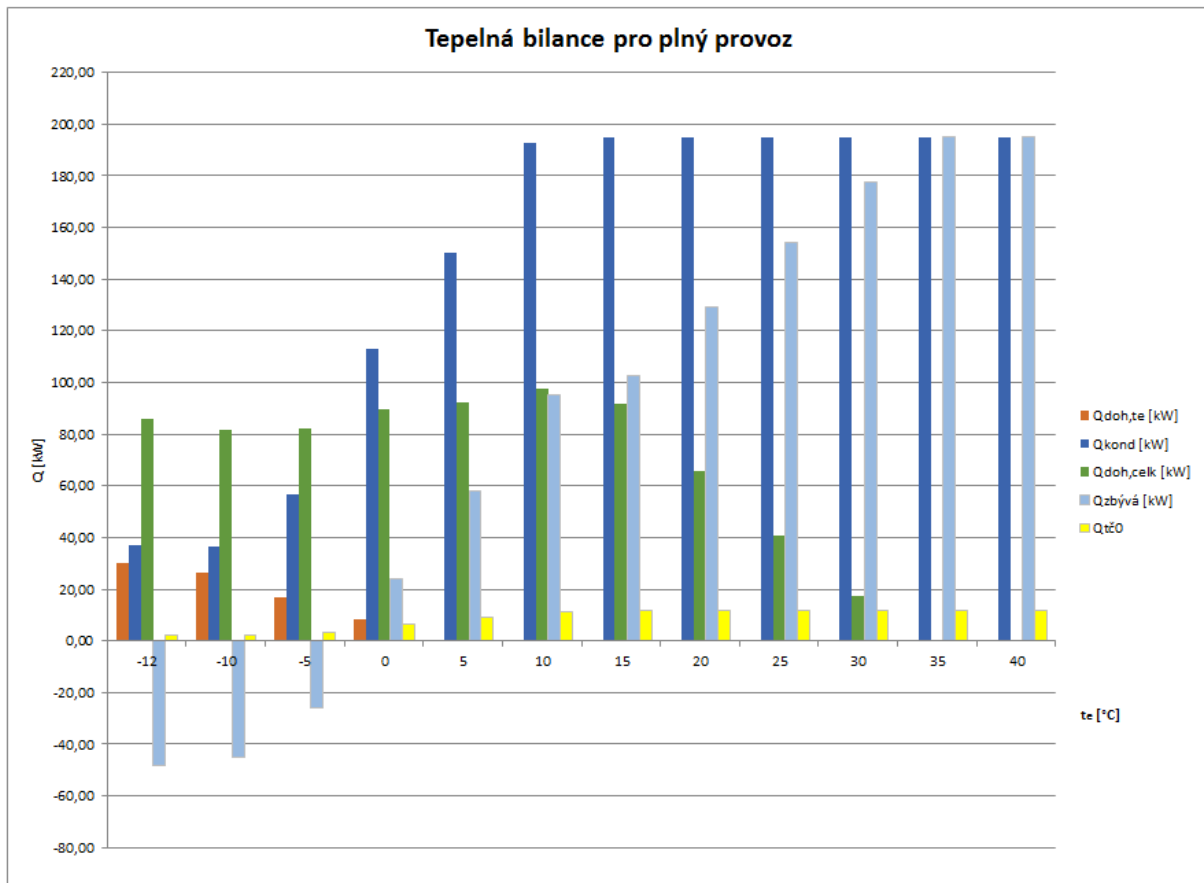
Tabulka 5 - Výsledná tepelná bilance pro kompletní průběh exteriérových teplot pro Variantu 2

Sešit	t_e	$Q_{výpar}$	$d_{x,výp}$	$Q_{p0,čerp}$	Q_{kond}	$Q_{doh,te}$	Q_{doh}	$Q_{doh,celk}$	$Q_{zbývá}$	Q_{dodat}	$Q_{přebyt}$
	°C	[kW]	g/kg s.v.	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Vypocet	-12	28,15	1,63	2,21	37,23	30,28	55,41	85,69	-48,46	48,46	0,00
V2	-10	27,58	1,58	2,17	36,47	26,31	55,41	81,72	-45,25	45,25	0,00
V3	-5	42,87	2,31	3,37	56,70	16,88	65,55	82,43	-25,74	25,74	0,00
V4	0	85,63	4,63	6,73	113,24	8,13	81,24	89,37	23,87	0,00	23,87
V5	5	113,50	6,26	8,92	150,10	0,00	92,04	92,04	58,07	0,00	58,07
V6	10	145,58	7,92	11,45	192,52	0,00	97,54	97,54	94,98	0,00	94,98
V7	15	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	92,00	92,00	102,86	0,00	102,86
V8	20	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	65,49	65,49	129,38	0,00	129,38
V9	25	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	40,60	40,60	154,27	0,00	154,27
V10	30	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	17,19	17,19	177,67	0,00	177,67
V11	35	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	0,00	0,00	194,86	0,00	194,86
V12	40	147,35	8,10	11,58	194,86	0,00	0,00	0,00	194,86	0,00	194,86

Legenda tabulky tepelné bilance

t_e	<i>exteriérová teplota</i>
$Q_{doh,te}$	<i>teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu</i>
$Q_{výpar}$	<i>teplo získané na výparníku při odvlhčení vzduchu</i>
$d_{x,výp}$	<i>měrná vlhkost odebraná na výparníku kondenzací z cirkulačního vzduchu</i>
$Q_{p0,tč}$	<i>příkon tepelného čerpadla</i>
Q_{kond}	<i>teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelný čerpadlem)</i>
$Q_{doh,celk}$	<i>celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu</i>
$Q_{zbývá}$	<i>teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)</i>
Q_{dodat}	<i>teplo které musíme případně do systému dodat</i>
$Q_{přebyt}$	<i>teplo, které nám po dohřátí vzduchu na požadovaný stav přebyde</i>

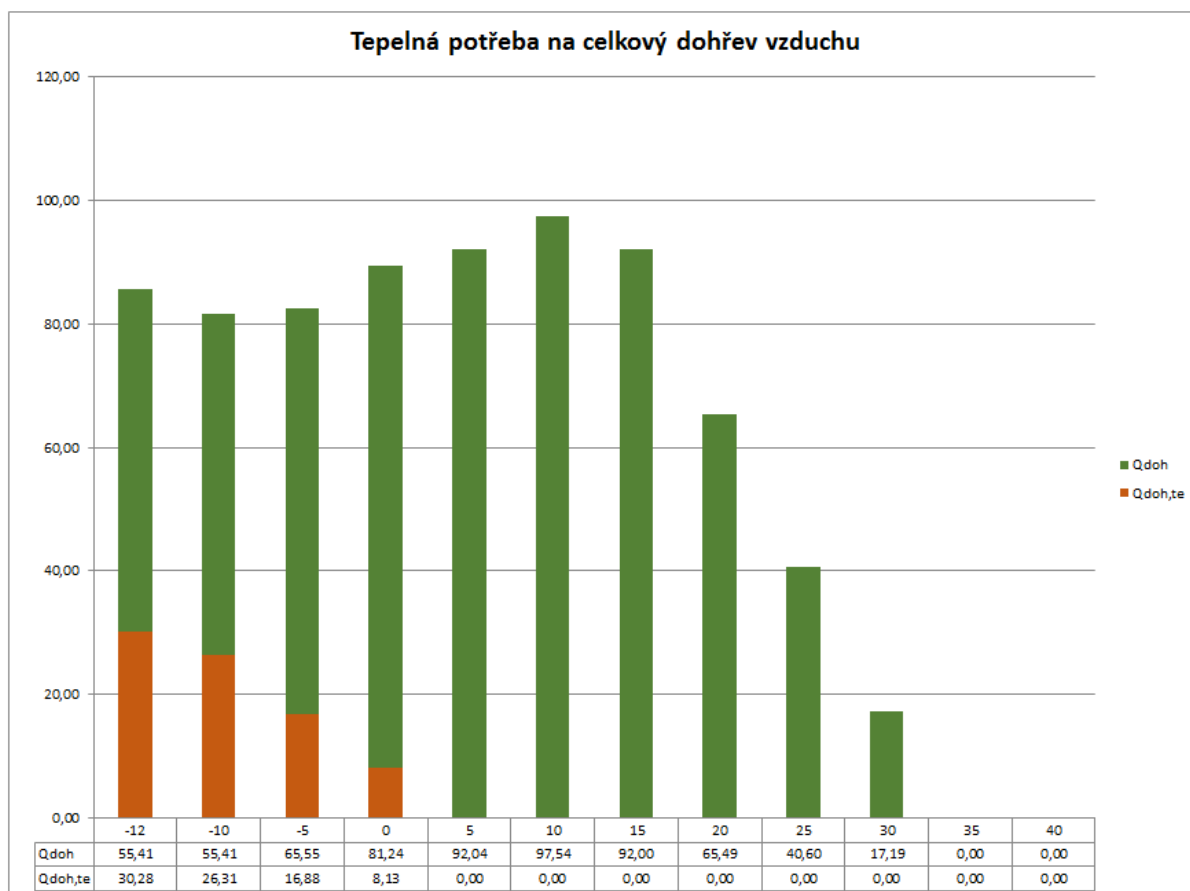
Graf 2 – tepelná bilance Varianty 2, tepelné zisky a výdaje systému



Legenda grafu tepelné bilance

- t_e *exteriérová teplota*
- $Q_{doh,te}$ *teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu*
- Q_{kond} *teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelným čerpadlem)*
- $Q_{doh,celk}$ *celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu*
- $Q_{zbývá}$ *teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)*
- $Q_{tč,0}$ *příkon TČ*

Graf 1.a – celkové množství energie spotřebované při dohřátí vzduchu na požadovanou úroveň interiéru



Tabulka 6 – rozpis vlastností vzduchu v průběhu úprav uvnitř vzduchotechnické jednotky, Varianta 2

	Sešit	jednotka	Výpočet	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10	V11	V12
int. vzduch	ti	°C	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	rhi	%	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	x	g/kg s.v.	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
ext. vzduch	te	°C	-12	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
	rhe	%	100,0	83,0	81,9	81,0	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	xe	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
vlh odebraná na výparníku	Δx	g/kg	1,6	1,6	2,3	4,6	6,3	7,9	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1
vzduch za výparníkem	tvyp	°C	29,0	29,0	27,0	22,0	19,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
	rh3	%	64,8	65,0	69,8	80,3	85,0	94,2	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6	92,6
	x3	g/kg s.v.	16,5	16,5	15,8	13,5	11,9	10,2	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
teplota předehřevu	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	předehřev	Ano/Ne	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne
předehřátý ext. vzduch	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rhpřed	%	27,8	27,1	39,5	56,7	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x4	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
smíšení vzduchu s ext.	t5	°C	22,0	22,0	20,0	17,0	15,0	14,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rh5	%	53,7	53,6	60,7	73,2	83,2	88,8	86,7	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x5	g/kg s.v.	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,4	9,9	11,7	26,9	35,7
vstupní vzduch do int.	t5	°C	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0
	rh5	%	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7
	x5	g/kg s.v.	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0

Analýza

14.2.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$

Tato veličina je totožná s teplem potřebným na dohřev pro první variantu, popis viz kapitola 14.1.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$.

14.2.2 Kondenzační teplo - Q_{kond}

Q_{kond} je veličina popisující množství energie získané ochlazením a vysušením vzduchu na kondenzátoru.

Řídící jednotkou pro výkon tepelného čerpadla je množství odebrané vlhkosti z odcházejícího vzduchu tak, aby pro vstupní vzduch platilo, že jeho měrná vlhkost bude 9 g/kg s.v.. V této variantě jsme navýšili výstupní měrnou vlhkost o 1 g/kg s.v., což nám výrazně ovlivní i množství odebírané vlhkosti z cirkulačního vzduchu. Trend této veličiny je též rostoucí, jako u předešlé varianty, nicméně hodnoty jsou z počátku výrazně nižší než u varianty 1. Zlomovým bodem je znovu exteriérová teplota okolo 10-15 °C, kdy vysušený vzduch je chladnější než čerstvý exteriérový a cirkulační se tedy úplně vypouští a dohřívá se pouze čerstvý. Nad 15 °C už máme znovu konstantní zisk tepla daný výkonnostními možnostmi tepelného čerpadla.

14.2.3 Teplo potřebné k celkovému dohřátí vzduchu - $Q_{\text{doh,celk}}$

$Q_{\text{doh,celk}}$ je veličina popisující celkové množství energie, která je potřebná pro úplné dohřátí vzduchu do stavu ve kterém vstupuje do interiéru. Vysvětlení rostoucího trendu, který je zdánlivě proti logice věci je v předešlé kapitole 14.1.3 *Teplo potřebné k celkovému dohřátí - $Q_{\text{doh,celk}}$* .

Celkový maximální dohřev je pak podle předpokladů nižší, než u předešlé varianty, kde je potřeba vzduch výrazně víc vysušit (tedy i zchladit), abychom dosáhli menší vstupní měrné vlhkosti. Kondenzační teplo získané z tepelného čerpadla je v této variantě z počátku výrazně nižší. A i když jsou nároky na celkový dohřev menší, tak jsou i zisky menší a proto bude nutno dodat do systému větší množství tepla pro úplný dohřev vzduchu oproti variantě 1.

14.2.4 Příkon TČ – $Q_{\text{tč,0}}$

$Q_{\text{tč,0}}$ je veličina vyjadřující množství energie, která bude spotřebována na tepelném čerpadle, abychom dosáhli potřebného výkonu. Vzhledem k velkým nárokům bazénové haly na potřebu větrání, resp. na množství větraného vzduchu se nám potřebný příkon TČ dostane na velmi vysokou úroveň. V našem případě až na 7 kW a proto zde použijeme dvě tepelná čerpadla, která poběží souběžně.

14.2.5 Teplo zbývající v systému - $Q_{\text{zbývá}}$

$Q_{\text{zbývá}}$, tedy veličina, vyjadřující množství tepla, které nám případně zbyde po kompletním dohřátí vzduchu na požadovanou hodnotu pro vstup do interiéru (v našem případě 34°C) a vypočítá se jako $Q_{\text{zbývá}} = Q_{\text{kond}} - Q_{\text{doh,celk}}$.

Zde vidíme, že se nulová hranice (bod kdy nebudeme muset dodávat do systému teplo a ani nebude žádné zbývat), posunula na -2,4 °C což je přibližně o 6 °C více než v předchozí variantě 1 a o 2 °C více než v následující variantě 2

Využití přebytečného tepla viz předchozí kapitola 14.1.4 *Teplo zbývající v systému $Q_{\text{zbývá}}$*

14.3 Varianta 3

Snížení interiérové teploty o 2°C

Vnitřní prostředí:

Interiérová teplota	30	°C	(plný provoz)
Max. relativní vlhkost int.	60	%	(plný provoz)
Teplota vody	30	°C	
Výměna vzduchu	2	h ⁻¹	(plný provoz)
Provoz bazénu	normální provoz	-> 20 g/(hPa.m ² .h)	
Počet osob	60	os	(plný provoz)

Produkce vlhkosti člověkem střední zátěž -> 105 g/h

Použité tepelné čerpadlo

TnG Air 13, vzduch/voda 2x

Tabulka 2 – parametry použitého tepelného čerpadla TnG Air 13, vzduch voda

teplota	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
COP	2,1	2,33	2,57	2,8	2,96	3,17	3,32	3,4	3,67	3,85	4,03

Vypočtené hodnoty:

Množství odpařené vody 126,46 kg/h
 Potřebný průtok vzduchu 3,11 m³/s
 Výstupní měrná vlhkost do int. 8 g/kg

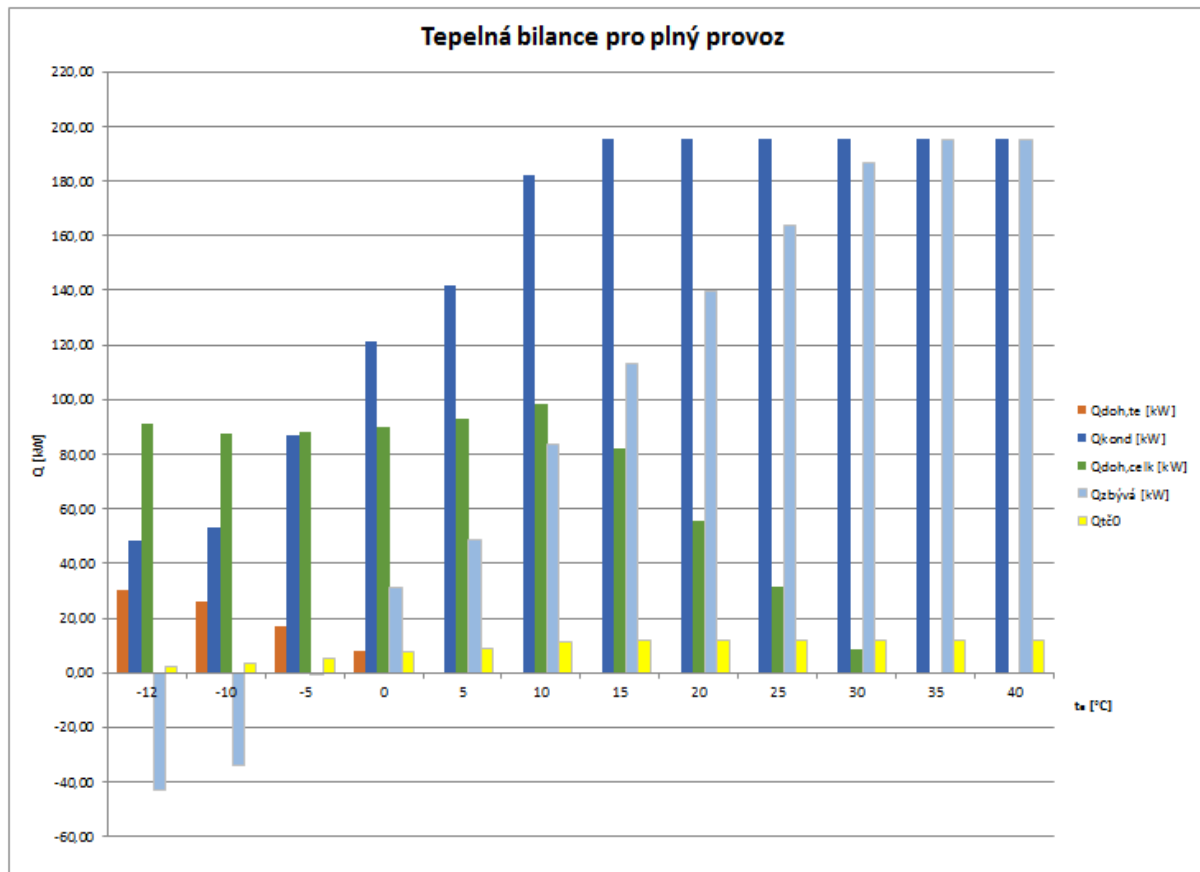
Tabulka 7 - Výsledná tepelná bilance pro kompletní průběh exteriérových teplot pro Variantu 3

Sešit	te	Q _{výpar}	dx _{výp}	Q _{PO,čerp}	Q _{kond}	Q _{doh,te}	Q _{doh}	Q _{doh,celk}	Q _{zbývá}	Q _{dodat}	Q _{přebyt}
	°C	[kW]	g/kg s.v.	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Vypocet	-12	40,44	2,07	3,31	53,79	30,14	61,07	91,21	-37,42	37,42	0,00
V2	-10	39,89	2,01	3,27	53,05	26,19	61,07	87,26	-34,22	34,22	0,00
V3	-5	65,55	3,40	5,37	87,18	16,81	71,44	88,25	-1,07	1,07	0,00
V4	0	91,41	4,82	7,49	121,58	8,10	82,06	90,16	31,42	0,00	31,42
V5	5	106,41	5,54	8,71	141,53	0,00	92,96	92,96	48,57	0,00	48,57
V6	10	137,09	7,06	11,23	182,34	0,00	98,51	98,51	83,83	0,00	83,83
V7	15	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	82,07	82,07	113,23	0,00	113,23
V8	20	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	55,88	55,88	139,42	0,00	139,42
V9	25	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	31,43	31,43	163,87	0,00	163,87
V10	30	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	8,56	8,56	186,74	0,00	186,74
V11	35	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	0,00	0,00	195,30	0,00	195,30
V12	40	146,84	7,65	12,03	195,30	0,00	0,00	0,00	195,30	0,00	195,30

Legenda tabulky tepelné bilance

te exteriérová teplota
Q_{doh,te} teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu
Q_{výpar} teplo získané na výparníku při odvlhčení vzduchu
dx_{výp} měrná vlhkost odebraná na výparníku kondenzací z cirkulačního vzduchu
Q_{PO,tč} příkon tepelného čerpadla
Q_{kond} teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelným čerpadlem)
Q_{doh,celk} celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu
Q_{zbývá} teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)
Q_{dodat} teplo které musíme případně do systému dodat
Q_{přebyt} teplo, které nám po dohřátí vzduchu na požadovaný stav přebyde

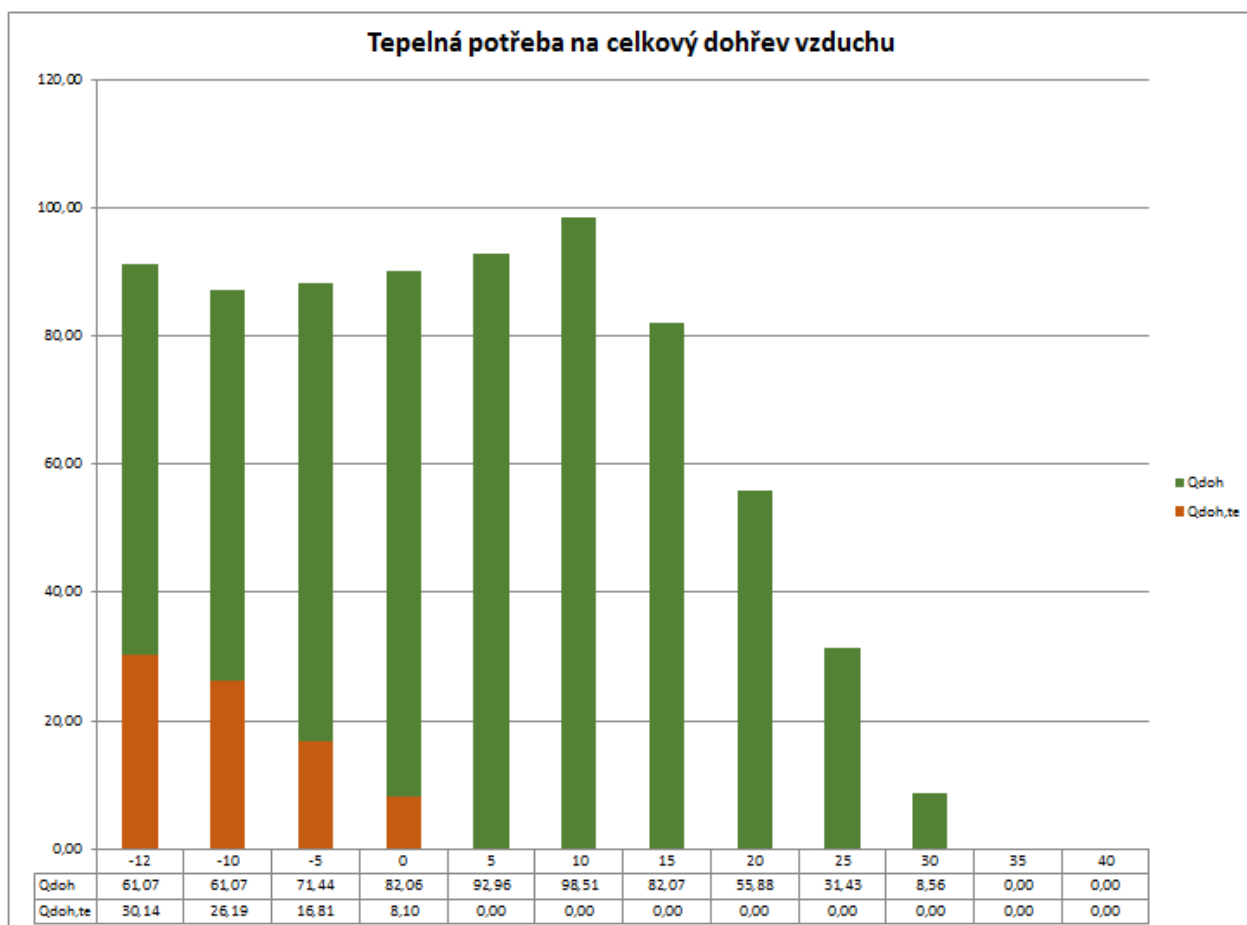
Graf 3 – tepelná bilance Varianty 3, tepelné zisky a výdaje systému



Legenda grafu tepelné bilance

t_e	exteriérová teplota
$Q_{doh,te}$	teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu
Q_{kond}	teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelným čerpadlem)
$Q_{doh,celk}$	celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu
$Q_{zbývá}$	teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)
$Q_{tč,0}$	příkon TČ

Graf 1.a – celkové množství energie spotřebované při dohřátí vzduchu na požadovanou úroveň interiéru



Tabulka 8 – rozpis vlastností vzduchu v průběhu úprav uvnitř vzduchotechnické jednotky, Varianta 3

	Sešit	jednotka	výpočet	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10	V11	V12
int. vzduch	ti	°C	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
	rhi	%	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	x	g/kg s.v.	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
ext. vzduch	te	°C	-12	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
	rhe	%	100,0	83,0	81,9	81,0	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	xe	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
vih odebraná na výparníku	Δx	g/kg	2,1	2,0	3,4	4,8	5,5	7,1	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7
vzduch za výparníkem	tvyp	°C	25,0	25,0	22,0	19,0	17,0	13,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
	rh3	%	70,1	70,4	76,1	81,4	86,5	95,9	95,7	95,7	95,7	95,7	95,7	95,7
	x3	g/kg s.v.	14,1	14,2	12,8	11,3	10,6	9,1	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
teplota předehřevu	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	předehřev	Ano/Ne	Ano	Ano	Ano	Ano	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne
předehřátý ext. vzduch	tpřed	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rhřed	%	27,8	27,1	39,5	56,7	79,0	76,0	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x4	g/kg s.v.	1,5	1,5	2,2	3,1	4,4	5,9	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
smíšení vzduchu s ext.	t5	°C	19,0	19,0	17,0	15,0	13,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
	rh5	%	57,4	57,4	65,1	74,0	84,2	89,9	73,0	67,0	58,0	100,0	100,0	100,0
	x5	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	7,9	9,9	11,7	26,9	35,7	46,8
vstupní vzduch do int.	t5	°C	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0
	rh5	%	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5	26,5
	x5	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0

Analýza

14.3.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$

Tato veličina je totožná s teplem potřebným na dohřev pro první variantu, popis viz kapitola 14.1.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$.

14.3.2 Kondenzační teplo - Q_{kond}

Q_{kond} je veličina popisující množství energie získané ochlazením a vysušením vzduchu na kondenzátoru.

Řídící jednotkou pro výkon tepelného čerpadla je zde množství odebrané vlhkosti z odcházejícího vzduchu tak, aby pro vstupní vzduch platilo, že jeho měrná vlhkost bude 8 g/kg s.v.. Zde je však snížena potřebná hranice teploty interiérového vzduchu z 32 °C na 30 °C (teploty vzduchu na výústkách z 34 °C na 32 °C). Logicky nám tedy klesne množství tepla, které získáme jeho vysušením, resp. ochlazením.

Znovu při teplotách okolo 15 °C se úplně vypouští cirkulační vzduch a ohříváme pouze exteriérový čerstvý. Důvodem je nízká teplota cirkulačního vzduchu po odebrání požadovaného množství vlhkosti.

14.3.3 Teplo potřebné k celkovému dohřátí vzduchu - $Q_{doh,celk}$

$Q_{doh,celk}$ je veličina popisující celkové množství energie, která je potřebná pro úplné dohřátí vzduchu do stavu ve kterém vstupuje do interiéru. Vysvětlení rostoucího trendu, který je zdánlivě proti logice věci je v předešlé kapitole *14.1.3 Kondenzační teplo - $Q_{doh,celk}$* .

Celkový maximální dohřev je podle předpokladů nižší, než u první varianty, ale vyšší než u varianty druhé. Důvodem je potřeba dohřátí vzduchu na menší požadovanou teplotu a to o 2 °C

14.3.4 Příkon TČ – $Q_{tč,0}$

$Q_{tč,0}$ je veličina vyjadřující množství energie, která bude spotřebována na tepelném čerpadle, abychom dosáhli potřebný výkon. A vzhledem k velkým nárokům bazénové haly na potřeby větrání, resp. na množství větraného vzduchu se nám potřebný příkon TČ dostane na velmi vysokou mez. V našem případě až na 7 kW a proto zde použijeme dvě tepelná čerpadla, která poběží souběžně.

14.3.5 Teplo zbývající v systému - $Q_{zbývá}$

$Q_{zbývá}$ je veličina, vyjadřující množství tepla, které nám případně zbyde po kompletním dohřátí vzduchu na požadovanou hodnotu pro vstup do interiéru (v našem případě 32 °C) a vypočítá se jako $Q_{zbývá} = Q_{kond} - Q_{doh,celk}$.

Zde vidíme, že se nulová hranice (bod kdy nebudeme muset dodávat do systému teplo a ani nebude žádné zbyvat), posunula na -4,9 °C což je přibližně o 2 °C méně než u varianty 2 a o 3 stupně méně než u varianty 1. Tepelné čerpadlo se nám tedy začne vyplácet dřív, a tedy už při nižších teplotách nebudeme muset používat externí zdroj tepla.

Využití přebytečného tepla viz předchozí kapitola *14.1.4 Teplo zbývající v systému - $Q_{zbývá}$*

14.4 Průběh vlhkostí při konstantní teplotě

Pro předešlé situace jsou zvoleny pevné stavy exteriérového vzduchu podle normy ČSN 730540-3. Vlhkost je tedy v předešlých variantách fixní, budeme tedy potřebovat zjistit, jak bude vypadat průběh tepelných bilancí pro různé vlhkostní stavy jednoho konkrétního teplotního případu.

Není však úplně jedno, který teplotní stav zvolíme. Příliš nízké teploty vzduchu neobsahují potřebný velký rozdíl měrných vlhkostí, protože vzduch s malou teplotou není schopný absorbovat příliš velké množství vodní páry a rozdíly měrné vlhkosti by byly tedy příliš malé pro smysluplnou analýzu. Pro vysoké teploty vzduchu je naopak měrná vlhkost vzduchu příliš velká a po vysušení cirkulačního vzduchu je jeho teplota nižší než venkovní teplota a proto by analyzovat tyto stavy nemělo smysl. Zvolíme tedy ideálně teplotu mezi těmito body, v našem případě jsem použil vzduch teploty 0 °C. Teplota, při které je rozsah měrné vlhkosti přijatelný a zároveň je systém odvlhčení stále plně funkční.

Vstupní parametry pro tuto variantu jsou:

Vnitřní prostředí:

Interiérová teplota	32	°C	(plný provoz)
Max. relativní vlhkost int.	60	%	(plný provoz)
Exteriérová teplota	0	°C	
Relativní vlhkost	10-100	%	(krok po 10%)
Teplota vody	30	°C	
Výměna vzduchu	2	h ⁻¹	(plný provoz)
Provoz bazénu	normální provoz -> 20 g/(hPa.m ² .h)		
Počet osob	60	os	(plný provoz)
Produkce vlhkosti člověkem	střední zátěž -> 105 g/h		

Použité tepelné čerpadlo

TnG Air 13, vzduch/voda 2x

Tabulka 2 – parametry použitého tepelného čerpadla TnG Air 13, vzduch voda

teplota	-18	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
COP	2,1	2,33	2,57	2,8	2,96	3,17	3,32	3,4	3,67	3,85	4,03

Vypočtené hodnoty:

Množství odpařené vody	126,46	kg/h
Potřebný průtok vzduchu	3,11	m ³ /s
Výstupní měrná vlhkost do int.	8	g/kg

Tabulka 8 - Výsledná tepelná bilance pro kompletní průběh relativních vlhkostí pro te=0°C

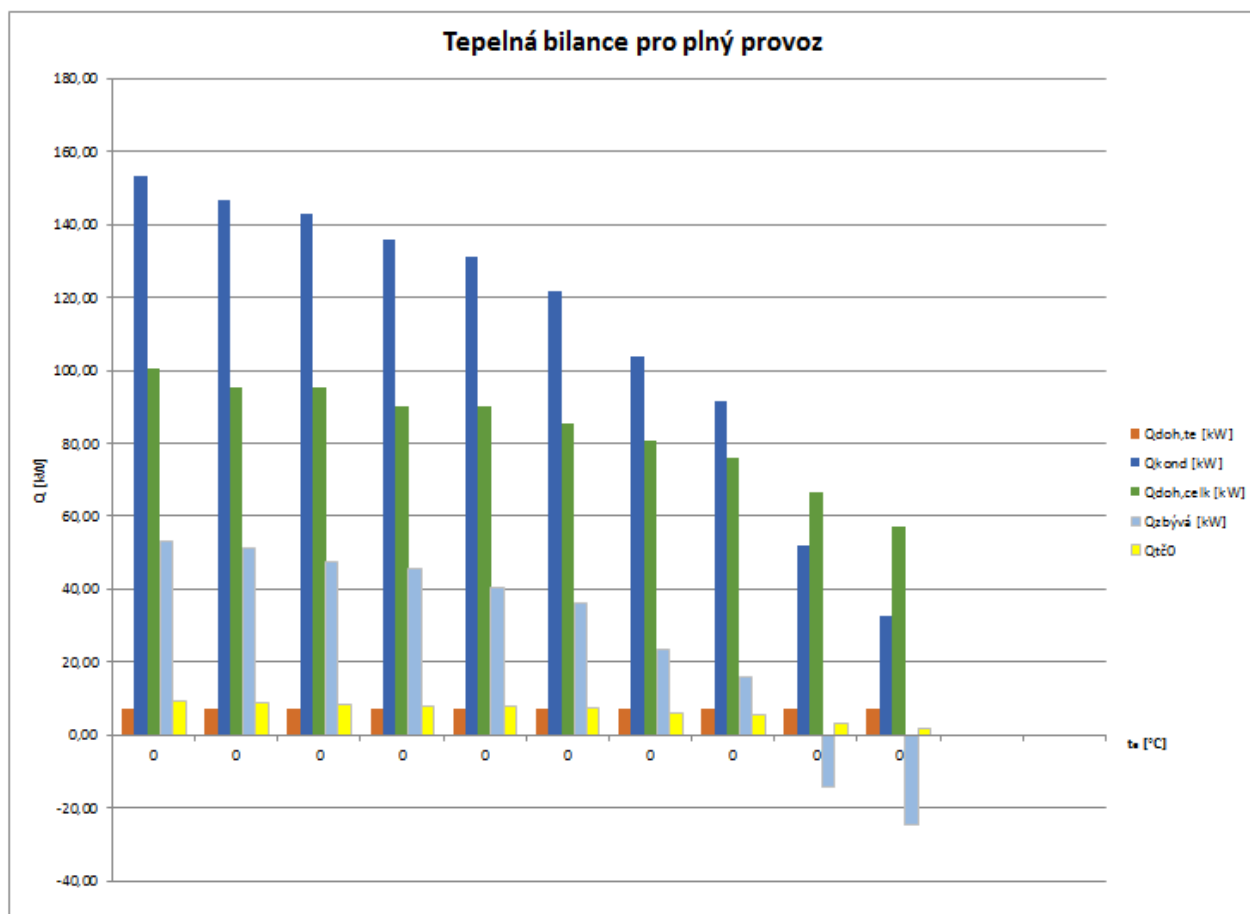
Sešit	te	rh	Q _{výpar}	d _{x,výp}	Q _{PO,čerp}	Q _{kond}	Q _{doh,te}	Q _{doh}	Q _{doh,celk}	Q _{zbývá}	Q _{dodat}	Q _{přebyt}
	°C	%	[kW]	g/kg s.v.	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Vypocet	0	100	115,97	7,00	9,12	153,37	7,32	93,00	100,32	53,05	0,00	53,05
V2	0	90	110,88	6,83	8,72	146,63	7,33	87,97	95,30	51,33	0,00	51,33
V3	0	80	107,91	6,49	8,48	142,71	7,33	87,98	95,31	47,40	0,00	47,40
V4	0	70	102,69	6,31	8,07	135,80	7,33	83,02	90,35	45,45	0,00	45,45
V5	0	60	99,01	5,89	7,78	130,93	7,33	83,02	90,35	40,58	0,00	40,58
V6	0	50	91,99	5,50	7,23	121,65	7,34	78,11	85,45	36,20	0,00	36,20
V7	0	40	78,63	4,80	6,18	103,98	7,34	73,29	80,63	23,35	0,00	23,35
V8	0	30	69,29	4,15	5,45	91,63	7,34	68,50	75,84	15,79	0,00	15,79
V9	0	20	39,39	2,40	3,10	52,09	7,35	59,13	66,48	-14,39	14,39	0,00
V10	0	10	24,62	1,55	1,94	32,56	7,35	49,98	57,33	-24,77	24,77	0,00

Legenda tabulky tepelné bilance

te	exteriérová teplota
rh	relativní vlhkost vzduchu
Q _{doh,te}	teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu
Q _{výpar}	teplo získané na výparníku při odvlhčení vzduchu
d _{x,výp}	měrná vlhkost odebraná na výparníku kondenzací z cirkulačního vzduchu
Q _{PO,tč}	příkon tepelného čerpadla
Q _{kond}	teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelný čerpadlem)
Q _{dohř,celk}	celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu

$Q_{zbývá}$ teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)
 Q_{dodat} teplo které musíme případně do systému dodat
 $Q_{přebyt}$ teplo, které nám po dohřátí vzduchu na požadovaný stav přebyde

Graf 4 – tepelná bilance pro různé relativní vlhkosti exteriérového vzduchu pro teplotu 0°C



Legenda grafu tepelné bilance

t_e exteriérová teplota
 $Q_{doh,te}$ teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu na programem danou hodnotu
 Q_{kond} teplo dodávané na kondenzátoru (teplo dodávané tepelný čerpadlem)
 $Q_{doh,celk}$ celkové teplo potřebné k dohřátí vzduchu na interiérovou teplotu
 $Q_{zbývá}$ teplo, které nám po dohřátí vzduchu zbyde (pokud hodnota záporná, musíme teplo do systému ještě dodat)
 $Q_{tč,0}$ příkon TČ

Tabulka 9 – rozpis vlastností vzduchu v průběhu úprav uvnitř vzduchotechnické jednotky

	Sešit	jednotka	Výpočet	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10
int. vzduch	t _i	°C	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	rh _i	%	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	x	g/kg s.v.	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
ext. vzduch	t _e	°C	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	rh _e	%	100,0	90,0	80,0	70,0	60,0	50,0	40,0	30,0	20,0	10,0
	x _e	g/kg s.v.	3,9	3,5	3,1	2,7	2,3	1,9	1,5	1,2	0,8	0,4
vlh odebraná na výparníku	Δx	g/kg	7,0	6,8	6,5	6,3	5,9	5,5	4,8	4,1	2,4	1,5
vzduch za výparníkem	t _{vyp}	°C	17,0	18,0	18,0	19,0	19,0	20,0	22,0	23,0	27,0	29,0
	rh ₃	%	90,4	86,2	88,7	84,7	87,7	85,0	79,3	78,3	69,4	65,1
	x ₃	g/kg s.v.	11,1	11,3	11,6	11,8	12,2	12,6	13,3	14,0	15,7	16,6
teplota přehřevu	t _{před}	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	přehřev	Ano/Ne	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano
přehřátý ext. vzduch	t _{před}	°C	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	rh _{před}	%	69,9	63,0	56,0	49,0	42,0	35,0	28,0	21,0	14,0	7,0
	x ₄	g/kg s.v.	3,9	3,5	3,1	2,7	2,3	1,9	1,5	1,2	0,8	0,4
smíšení vzduchu s ext.	t ₅	°C	13,0	14,0	14,0	15,0	15,0	16,0	17,0	18,0	20,0	22,0
	rh ₅	%	84,3	79,2	78,9	74,0	74,0	70,0	63,9	61,1	52,8	47,7
	x ₅	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,1	7,9	8,0	7,8	8,0
vstupní vzduch do int.	t ₅	°C	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0
	rh ₅	%	23,7	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8
	x ₅	g/kg s.v.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0

14.4.1 Teplo potřebné na dohřátí exteriérového vzduchu - $Q_{doh,te}$

Teplota přehřevu zůstává v tomto případě neměnná a je tedy pro naši analýzu irelevantní.

14.4.2 Kondenzační teplo - Q_{kond}

Q_{kond} , tedy veličina popisující množství energie získané ochlazením a vysušením vzduchu na kondenzátoru.

Řídící jednotkou pro výkon tepelného čerpadla je zde množství odebrané vlhkosti z odcházejícího vzduchu tak, aby pro vstupní vzduch platilo, že jeho měrná vlhkost bude 8 g/kg s.v.. Získané kondenzační teplo se snižuje se snižující se vlhkostí vzduchu, protože čím menší bude vlhkost venkovního vzduchu tím menší bude potřeba na vysušení cirkulačního. Čím méně budeme odebírat vlhkosti tím méně bude vzduch ochlazován a tím méně získáme tepla.

Závislost kondenzačního tepla na relativní vlhkosti není lineární, protože měrná vlhkost není lineárně závislá na relativní vlhkosti. Závislost kondenzačního tepla by byla lineární pokud by byl konstantní úbytek měrné vlhkosti.

14.4.3 Teplo potřebné k celkovému dohřátí vzduchu - $Q_{doh,celk}$

$Q_{doh,celk}$ je veličina popisující celkové množství energie, která je potřebná pro úplné dohřátí vzduchu do stavu ve kterém vstupuje do interiéru.

Zdánlivě by měla tato hodnota zůstat stejná, nicméně opak je pravdou. V případě velké relativní vlhkosti a tedy i větší měrné vlhkosti exteriérového vzduchu je potřeba cirkulační vzduch více vysušit (ochladit), abychom docílili požadovaného stavu vnitřního vzduchu. Po smíšení vysušeného, předchlazeného cirkulačního a exteriérového vznikne tedy chladnější směs vzduchu a potřeba na dohřev vzroste. Můžeme tedy vynést závěr, že v tomto systému s rostoucí relativní vlhkostí vzduchu při konstantní teplotě poroste potřeba tepla na celkový dohřev.

14.4.5 Teplot zbyvající v systému - $Q_{zbývá}$

$Q_{zbývá}$ je veličina, vyjadřující množství tepla, které nám případně zbyde po kompletním dohřátí vzduchu na požadovanou hodnotu pro vstup do interiéru (v našem případě 32 °C) a vypočítá se jako $Q_{zbývá} = Q_{kond} - Q_{doh,celk}$.

S rostoucí relativní vlhkostí poroste tedy teplo získané na kondenzátoru a teplo potřebné pro celkový dohřev vzduchu. Trend této veličiny bude totožný s trendem tepla získaného na

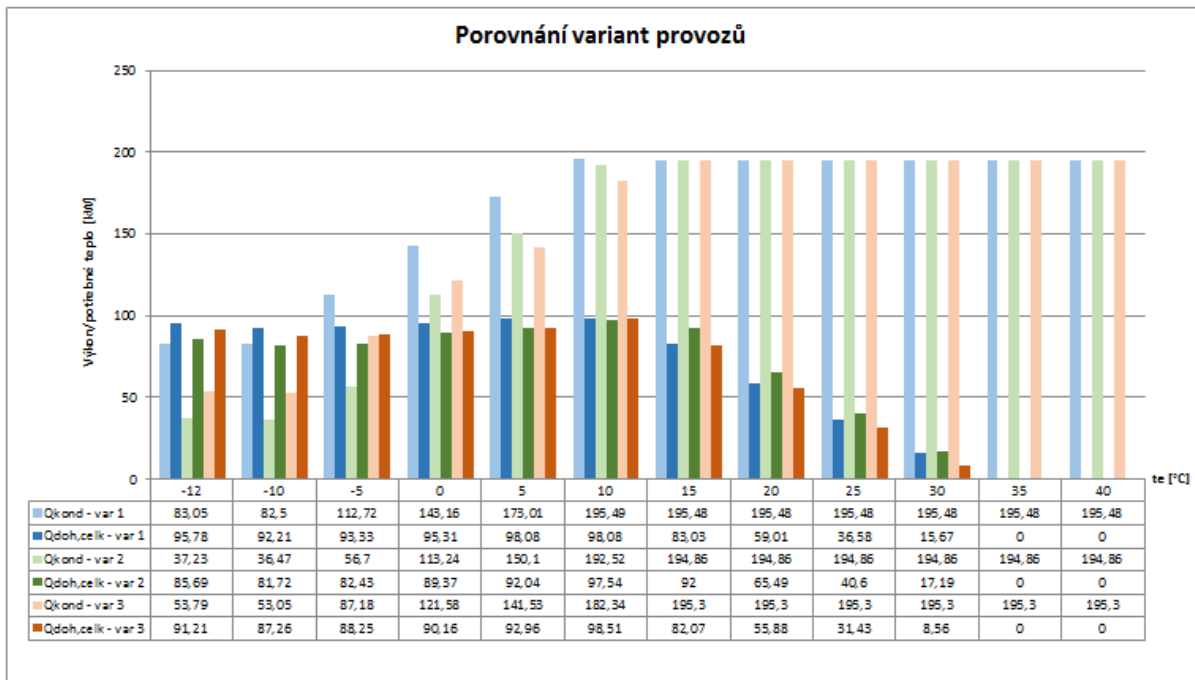
kondenzátoru, protože zbývající teplo je jen rozdílem tepla získaného na kondenzátoru a tepla potřebného k celkovému dohřátí vzduchu.

Přibližně u 20 % relativní vlhkosti nám zbývající hodnota tepla poklesne do záporných čísel (musíme tedy teplo dodat), nicméně takováto relativní vlhkost vzduchu při 0 °C je v našich podnebných podmínkách velmi nepravděpodobná.

Můžeme tedy říct, že čím nižší relativní vlhkost, tím menší bude celkový přebytek tepla a při velmi nízkých relativních vlhkostech hrozí i tak malé zisky na kondenzátoru, že budeme muset teplo do systému dodávat.

15. Srovnání jednotlivých variant

Graf 5 – porovnání získaného kondenzačního tepla a celkové potřeby tepla na dohřátí pro varianty 1-3



V této tabulce můžeme vidět porovnání všech tří ukázkových variant a můžeme z těchto dat usoudit, která varianta a tedy přibližně jaké nastavení požadavků na vnitřní prostředí jsou nejvýhodnější při umístění tepelného čerpadla do vzduchotechnické jednotky. Každá varianta je znázorněna dvěma odstíny barvy, světlá barva znázorňuje množství tepla získaného na kondenzátoru a tmavší barva znázorňuje potřebu celkového množství tepla na dohřev vzduchu. Pokud seřadíme varianty podle množství získaného tepla na kondenzátoru, vyjde nám pořadí (1 nejlepší – 3 nejhorší)

-12 až 15 °C

- 1) Varianta 1 – nejvíc získaného tepla (modrá)
- 2) Varianta 3 (oranžová)
- 3) Varianta 2 – nejméně získaného tepla (zelená)

15 až 30 °C

Tepelné čerpadlo jede na maximální výkon, všechny varianty mají tedy stejné zisky

A pokud seřadíme varianty podle potřeby tepla na celkové dohřátí vzduchu vyjde nám takovéto pořadí (1 nejlepší – 3 nejhorší)

-12 až 15 °C

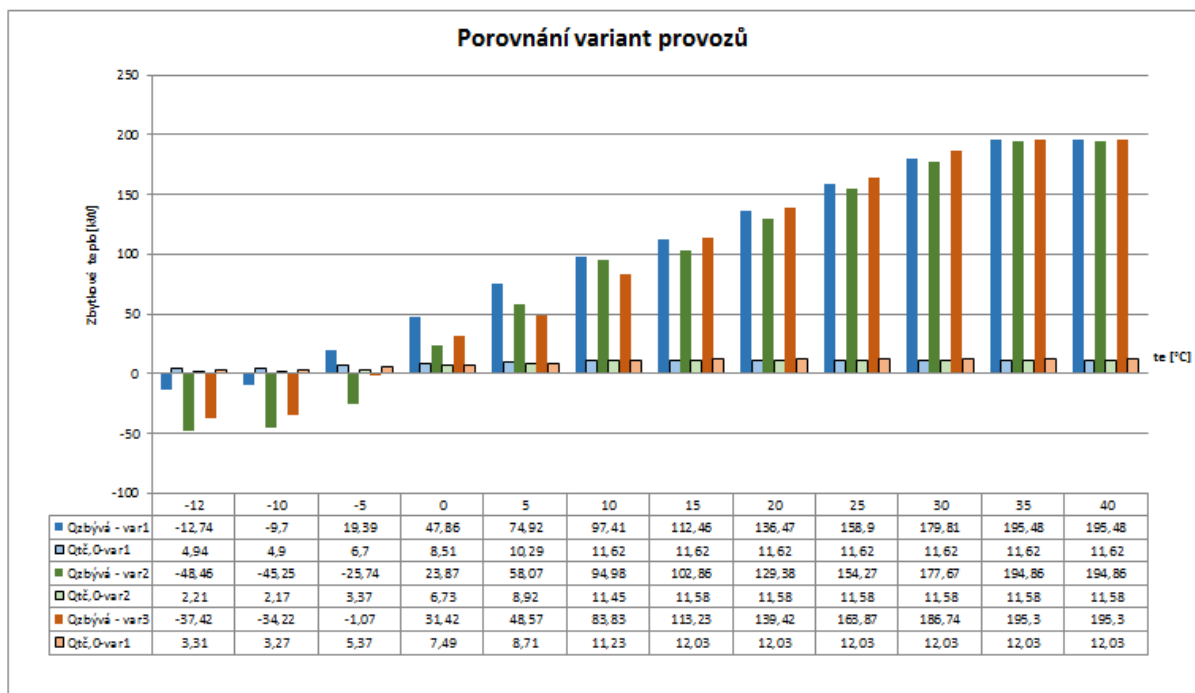
- 1) Varianta 2 – nejmenší potřeba dohřevu (zelená)
- 2) Varianta 3 (oranžová)
- 3) Varianta 1 – největší potřeba dohřevu (modrá)

15 až 30 °C

- 1) Varianta 3 – nejmenší potřeba dohřevu (oranžová)
- 2) Varianta 1 (modrá)
- 3) Varianta 2 – největší potřeba dohřevu (zelená)

Z množství získaného tepla na kondenzátoru nám vyjde nejlépe varianta 1 dokud se po 15 °C všechny varianty nesrovnají, nicméně v množství potřeby tepla na celkový dohřev nám tato varianta vyjde nejhůře. Nelze tedy srovnávat jen která varianta vyjde nejlépe, ale i o kolik. Toto srovnání uvidíme v následujícím grafu.

Graf 6 – porovnání zbývajících tepla po úplném dohřátí vzduchu pro každou analyzovanou variantu



V tomto grafu vidíme porovnání zbývajících tepla $Q_{zbývá} = Q_{kond} - Q_{doh,celk}$, tedy teplo, které můžeme následně zužít (pokud si nevybereme variantu teplo marnit na venkovním chladiči). Vychází pak nejlépe varianta 1, která především při nižších teplotách nepotřebuje takové množství dodaného tepla na úplné dohřátí.

Pro teploty -12 až -10 °C mají všechny 3 varianty zbytkové teplo záporné a je tedy nutné vzduch dohřívát externím zdrojem a tepelné čerpadlo tedy nedokáže plně pokrýt ztráty. Varianta 1 má pětinou potřeby oproti Variantě 2 a čtvrtinovou oproti Variantě 3. Varianta 3 má tedy přibližně 70% potřeby tepla Varianty 2.

Pro teplotu -5 °C se už varianta 1 překlání přes nulovou osu a odpadne tedy potřeba dodatečného dohřevu. Oproti tomu Varianty 2 a 3 stále dodatečný dohřev potřebují.

Varianta 1 se překlání přes nulovou osu v bodě -8,3 °C a Varianta 3 v bodě -4,9 °C a Varianta 2 nejpозději v bodě -3,5 °C.

Pro teplotu 0 °C je zbytkové teplo pro všechny varianty v kladné části a tedy není nutné používat další zdroj tepla pro dohřev. Hodnoty tohoto zbytkového tepla už se začínají pomalu vyrovnávat.

Varianta 2 produkuje přibližně o 50 % méně energie než Varianta 1 a přibližně 75 % energie proti Variantě 3.

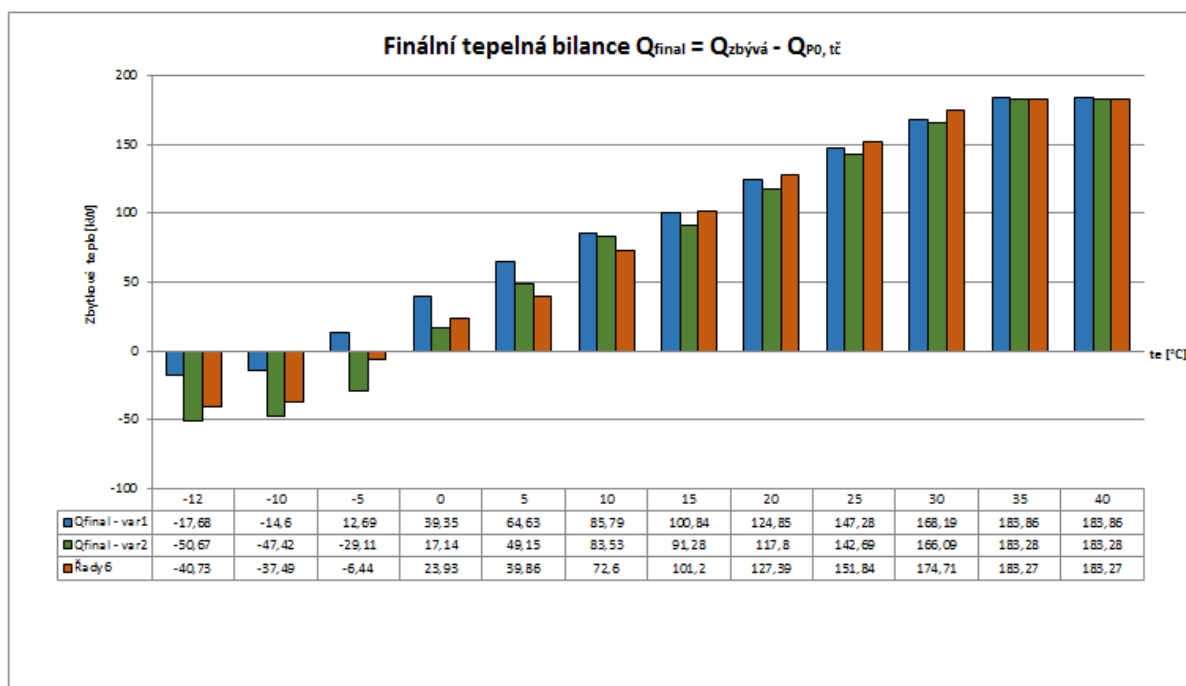
Pro teplotu 5 °C má stále nejvyšší přebytek tepla Varianta 1. Varianta 3 získá přibližně 65% tepla oproti Variantě 1 a 80 % oproti Variantě 2. Pro teplotu 15 °C je to velmi podobný průběh, jen se Varianta 2 přiblíží Variantě 1.

Pro následující teploty 15 až 30 °C zůstává trend nárůstu zbytkového tepla a téměř neustále zůstává Varianta 1 v čele produkce zbytkového tepla. Při těchto teplotách už bude fungovat tepelné čerpadlo pouze jako zdroj energie a bude fungovat s maximálním výkonem. Důvod proč nebudeme cirkulační vzduch vysušovat, je že se teplota cirkulačního vzduchu po vysušení dostane pod teplotu venkovního a nevyplatí se nám tyto dva vzduchy směšovat (viz kapitola 14. *Analyzované varianty*). Výkon tepelného čerpadla a tedy i celkové množství přebytkového tepla můžeme tedy ovlivnit.

V celém předchozím grafu jsou však rozdělené hodnoty zbývajícího tepla příkonu tepelného čerpadla, tedy potřebné energie, kterou musíme ještě do systému dodat.

Poslední graf obsahuje pak nejvíce relevantní výsledky a to díky odečtení energie potřebné pro pohánění tepelného čerpadla od zbytkového tepla. Získáme tak finální zisk tepla ze systému.

Graf 7 – finální množství tepla získaného tepelným čerpadlem (příkon tepelného čerpadla započítán)



V tomto grafu můžeme tedy vidět, jaká bude úplná tepelná bilance a tepelné zisky systému pokud odečteme energetické nároky tepelného čerpadla od tepla, které v tomto systému zbyde.

Pro teploty -12 až -10 °C budou hodnoty (resp. poměry hodnot) velmi podobné pro všechny 3 stavy. Varianta 1 bude potřebovat přibližně třetinu energie než Varianta 2 a přibližně polovinu energie než Varianta 3.

Pro teplotu -5 °C nastane zlom pro Variantu 1, ve které se bude teplo už jen produkovat a nebudeme ho muset dodávat. Ve Variantách 2 a 3 stále bude nutné dohřívat vzduch z externího zdroje tepla a to tak, že Varianta 3 spotřebuje o 20 % méně energie než Varianta 2.

Pro teplotu 0 °C už jsou všechny zbytkového tepla v kladných hodnotách a systém bude tedy fungovat pouze z tepla získaného na tepelném čerpadle a to pro jakoukoli variantu. Rozdíly v přebytečné energii zde vypadají následovně. Varianta 2 vyprodukuje přibližně 45 % energie Varianty 1 a 75 % Varianty 3. Varianta 3 vyprodukuje pak přibližně 60 % energie než Varianta 1.

Pro teplotu 5°C, kde už nefunguje první přehřev, se pořadí vzduchů mírně změní, nicméně stále nejlépe vyjde Varianta 1. Nejhůře na tom bude Varianta 3, která bude produkovat přibližně 60% tepla oproti Variantě 1 a přibližně 80 % tepla oproti Variantě 2.

Pro teplotu 10 °C bude srovnání velmi podobné jako pro 5 °C a dominovat bude stále Varianta 1 jen s menšími poměry oproti zbylým variantám.

A pro teploty 15 až 30 °C se začnou finální hodnoty zbytkové energie srovnávat do velmi podobných hodnot.

16. Vyhodnocení

Umístěním tepelného čerpadla do vzduchotechnické jednotky, jak bylo již několikrát zmíněno, nechceme docílit pouze zpětné získání tepla, ale i jeho odvlhčení, aby v interiéru nedocházelo k nadměrnému vzniku vodní páry, následné kondenzaci a tedy degradaci až poškození vnitřních konstrukcí a diskomfortu pro uživatele. U vyhodnocení tedy musíme vnímat nejen faktor množství získaného tepla TČ, ale i podmínky vnitřního prostředí při kterých tohoto výsledku bylo dosaženo.

Varianta 1

Vstupní podmínky jsou znázorněny v kapitole 14.1 Varianta 1. Ze všech tří variant má tato asi nejslibnější průběh co se týče zbytkového tepla. Systém bude tepelně plně soběstačný už při velmi nízkých teplotách (-8,3 °C) a od této teploty výš už bude teplo přebývat k dalšímu alternativnímu použití. Vstupní vzduch do interiéru bude mít pro tuto variantu nižší hodnotu (8 g/kg s.v.), což je velmi příznivé pro interiér a dovoluje to například větší nárazovou tvorbu vlhkého vzduchu. Relativní vlhkost vstupujícího vzduchu je při této hodnotě 23,7 % a s teplotou na výústkách 34 °C. Teplota v interiéru je nastavena na 32 °C.

Nevýhodou této varianty je, že tepelné čerpadlo bude fungovat s daleko vyšším výkonem než u ostatních variant a je tu možnost rychlejšího opotřebení. Dále musíme započítat, že při vyšším výkonu tepelného čerpadla bude i větší příkon, tedy větší spotřeba elektrické energie samotným tepelným čerpadlem.

Varianta 1 se vyplatí především pro nízké venkovní teploty (-12 až 5 °C) a systém začne být soběstačný pouze s tepelným čerpadlem od nejnižší teploty ze všech tří posuzovaných variant. Při vyšších teplotách (10 až 30 °C) se všechny systémy přibližně vyrovnají, nicméně Varianta 1 má ve většině případů nejvyšší produkci zbytkového tepla.

Varianta 2

Vstupní podmínky jsou znázorněny v kapitole 14.2 Varianta 2. Tato varianta má nejvyšší možnou výstupní vlhkost a to 9 g/kg s.v., což je ještě stále hodnota v bezpečných mezích a relativní vlhkosti je v tomto případě 26,6 %. Teplota vzduchu na výústkách je 34 °C. Toto nastavení systému umožní jeho soběstačnost pouze s tepelným čerpadlem už od teploty -2,4 °C. Ze tří posuzovaných variant tato začne být soběstačná nejpozději, tedy při nejvyšších exteriérových teplotách.

Při této variantě však tepelné čerpadlo nefunguje s takovými příkony jako u první, náročnější, varianty a mez úplné soběstačnosti se tedy posune blíže ke zbylým dvěma variantám. Další z tohoto faktu vyplývající výhoda bude právě menší potřeba elektrické energie, kterou bude potřeba vynaložit k provozu tepelného čerpadla. Tento fakt bude kompenzován pro nižší teploty větší potřebou elektrické energie pro dohřev při nižších exteriérových teplotách.

Tato varianta se tedy začne vyplácet nejpozději a při velmi nízkých teplotách (-12 až 0 °C) má výrazně nižší zbytkovou teplotu než zbylé dvě varianty 1 a 2. Pro 5-10 °C se dostane na druhé místo zbytkového tepla, ale už od 15 °C je znovu na posledním místě.

Zlomová teplota je však sice nejvýše ze všech hodnocených variant, nicméně je stále nad průměrem teplot pro nejchladnější měsíc v roce pro Prahu (-0,9 °C [9]) a ve velké většině roka bude naprosto dostatečná a systém bude pracovat jen s tepelným čerpadlem.

Varianta 3

Vstupní podmínky jsou znázorněny v kapitole 14.3 Varianta 3. U této varianty tedy zůstává vstupní měrná vlhkost do interiéru 8 g/kg s.v., ale mění se požadovaná teplota interiéru na 30 °C (na vyústkách 32°C). Relativní vlhkost vstupního vzduchu je pak 26,5%. Tato varianta představuje určitou střední cestu mezi Variantou 1 a 2. Výkonově se výrazně víc blíží Variantě 2. Systém při těchto podmínkách začne být soběstačný při teplotě -4,9 °C. Snížením interiérové teploty o 2 °C jsme tedy docílili nežádoucího efektu navýšení zlomové teploty o 4 °C. Tímto nastavením podmínek pro vnitřní prostředí tedy docílíme prostřední varianty, co se týče zbylého tepla.

Tepelné čerpadlo ze začátku nebude fungovat s takovým výkonem a bude tedy uspořena část elektrické energie na jeho provoz, ale bude naopak potřeba víc energie dodat pro externí dohřev.

Pro nízké teploty (-12 až 0 °C) je tedy tato varianta střední cestou. Musíme brát v potaz, že návrhová teplota pro Prahu je sice -12 °C, ale těchto teplot je v roce dosaženo jen zřídkakdy. Nejnižší průměrná teplota je pro Prahu pak -0,9 °C [9] a tedy teploty, kdy je tato varianta už plně soběstačná jen s tepelným čerpadlem.

Průběh vlhkostí na konstantní teplotě

V poslední variantě je ukázáno, jaký vliv má na zisky z tepelného čerpadla různá vlhkost vzduchu. U předešlých 3 variant je relativní vlhkost exteriérového vzduchu dána fixní hodnotou podle normy používané ve stavební fyzice ČSN 730540-3. Podle této normy se relativní vlhkost bude pohybovat pravděpodobně okolo těchto hodnot, nicméně se může vychylovat všemi směry. Změna relativní vlhkosti vzduchu má tedy poměrně výrazný vliv na tepelné zisky (resp. na potřebu odběru vlhkosti potažmo tepla z cirkulačního vzduchu). Čím vyšší bude relativní vlhkost, tím budou i větší zisky tepla při odvlhčení cirkulačního vzduchu a tím se systém vyplatí více. Při opravdu malých vlhkostech je odběr tepla nedostatečný a při nízkých venkovních teplotách nebude stačit na jeho zpětný dohřev a bude tedy nutné použít externí dohřev. Tyto velmi malé vlhkosti jsou však velmi nepravděpodobné a tento stav tedy nenastane tak často.

S jistotou tedy lze tvrdit, že s klesající relativní vlhkostí vzduchu budou klesat i zbytkové teplo systému a bude případně hýbat s hranicí, kdy systém bude fungovat pouze s tepelným čerpadlem. Pokud naopak relativní vlhkost vzroste nad námi danou fixní průměrnou hranicí systém bude efektivnější.

17. Závěr a doporučení pro praxi

Provozy s velkou produkcí vodní páry se setkávají v praxi s několika problémy. Nadměrná vlhkost může způsobovat například kondenzaci vody na konstrukcích a tím jejich případnou degradaci, nebo vnitřní diskomfort pro uživatele a je potřeba jí eliminovat. Vysoká vlhkost vzduchu však nemá jen negativní vliv. Znamená to totiž, že je ve vzduchu obsaženo velké množství vázaného tepla, které pokud se nám podaří zužítkovat, nalezneme poměrně velký zdroj energie. Pro zpětné získání tepla se běžně užívají dva typy rekuperátorů. Ty, které využívají pouze citelné teplo (předání tepla přes stěnu výměníku a příchozí vzduch se pak nezvlhčuje od odchozího), nebo ty které předávají i vázané teplo (regenerační rekuperátory, kdy se předává kromě tepla i vlhkost). Ani jeden způsob nevyhovuje pro náš případ a to buď proto, že nevyužije plně vázaného tepla, nebo nevysuší odchozí vzduch.

Řešení tohoto problému nabídne umístění tepelného čerpadla přímo do vzduchotechnické jednotky, s jehož pomocí cirkulační vzduch ochladíme na výparníku pod teplotu rosného, vzduch zde zkondenzuje a tak odevzdá nejen své citelné, ale i vázané teplo obsažené ve vlhké složce zkondenzované části. Tím, že vzduch zkondenzuje, pak docílíme i dalšího žádoucího efektu a tedy, že cirkulační vzduch zbavíme přebytečné vlhkosti vytvořené v interiéru. Teplo získané na výparníku bude dále „zhodnoceno“ kompresorem a na straně kondenzátoru s jeho pomocí dohřejeme přírodní vzduch do interiéru. Vzhledem k atypické úloze tepelného čerpadla se musíme zaměřit na stavy, ve kterých bude nejefektivnější a při jakých podmínkách bude nejvýhodnější tepelná bilance celého systému. Pomocí mnou vytvořeného výpočetního programu jsem pak dospěl k několika závěrům.

Výkon bude kolísat jak se změnou teploty a vlhkosti venkovního vzduchu, tak i se změnou stavu požadovaného přírodního vzduchu. Podmínky venkovního vzduchu však nejsou ovlivnitelné a z analytické části můžeme vidět pouze průběhy tepelných bilancí pro jednotlivé stavy. Co naopak ovlivnit můžeme, je požadovaný stav přírodního vzduchu do interiéru. Lze ovlivnit například požadovanou teplotu, nebo vlhkost, kdy při každé změně těchto parametrů se pak výrazně mění i výstupní tepelné hodnoty na kondenzátoru tepelného čerpadla. Tyto hodnoty však nemůžeme měnit bez uvážení a musíme zachovat určité podmínky, aby nedošlo například k přílišnému vychlazení, nebo vysušení interiéru.

Venkovní teplotu a vlhkost být nemůžeme ovlivnit, tak bude velmi výrazně zasahovat do analyzovaných stavů. Důvod je takový, že pro větrání je vždy potřeba dodat nějaké minimální množství venkovního čerstvého vzduchu a nemůžeme použít tedy pouze cirkulační vzduch.

Z analyzovaných tepelných bilancí pak vidíme, že se při snížení požadované interiérové teploty od 2 K (32 °C na 30 °C) sníží i teplo získané na výparníku a tedy i teplo dodávané kondenzátorem (získané teplo na kondenzátoru pro -10°C klesne až o 40 % a při 0 °C až 5°C přibližně o 20 %). Důvodem je výrazně menší potřeba na odebrání vlhkosti cirkulačního vzduchu a tedy i menší zisk tepla. Pro vyšší teploty už se zisky přibližně vyrovnají. Dalším možným měněným parametrem vzduchu je jeho relativní vlhkost, resp. požadovaná měrná vlhkost vstupního vzduchu. Analyzovali jsme dva případy a to vstupní vzduch s měrnou vlhkostí 8 a 9 g/ks s.v. a zjistili, že při navýšení měrné vlhkosti vstupního vzduchu klesne množství tepla získaného na výparníku resp. produkovaného kondenzátorem (získané teplo na kondenzátoru při -10 °C klesne až o 55 % a při 0 až 5 °C o 20 %). Důvodem tohoto poklesu je pak znovu podstatně menší potřeba odvlhčení cirkulačního vzduchu. Pro vyšší teploty se znovu zisky kondenzačního tepla poměrně vyrovnají, takže hlavní rozdíly jsou pro nízké teploty.

Výraznou výhodou tepelného čerpadla oproti užití běžných rekuperátorů je především jeho zhodnocení dodaného tepla pomocí kompresoru. Celý systém bude pak fungovat výrazně efektivněji, než při pouhém použití rekuperátorů.

Při umístění tepelného čerpadla do vzduchotechnické jednotky můžeme tedy rozlišit na dva základní stavy. Pro nízké venkovní teploty, tedy pro teploty od -12 °C do 10 °C a pro vyšší teploty od 10 °C do 30 °C .

Pro nízké venkovní teploty se vyplatí nastavit parametry vnitřního vzduchu spíše na vyšší teploty s menší měrnou vlhkostí, čímž docílíme výrazně větší produkce tepla na tepelném čerpadle a tak i dříve dosáhneme hranice teploty, kdy nebude potřeba žádného externího dohřevu a systém bude plně soběstačný pouze s tepelným čerpadlem. Například snížením požadované měrné vlhkosti vstupního vzduchu do interiéru při stejné teplotě o 1 g/kg/ s.v. posuneme hranici soběstačnosti systému pouze s tepelným čerpadlem o 6 °C (z $-2,4\text{ °C}$ na $-8,4\text{ °C}$). Při snížení interiérové teploty o 2 °C posuneme hranici soběstačnosti systému pouze s tepelným čerpadlem přibližně o 3 °C (z $-4,9\text{ °C}$ na $-8,3\text{ °C}$). Rozmezí měrných vlhkostí by mělo být pro bazény pak $8\text{--}10\text{ g/kg s.v.}$ a interiérové teploty mezi hodnotami $28\text{--}32\text{ °C}$ především kvůli dodržení vnitřní pohody a komfortu.

Pro vyšší stavy venkovního vzduchu už pak jednotky neslouží primárně pro odvlhčení, protože odvlhčený cirkulační vzduch je chladnější než exteriérový a tepelné čerpadlo pak slouží jen jako zdroj tepla pro dohřev přichozícího čerstvého.

Pokud však vezmeme v potaz umístění bazénu v Praze, kde je nejmenší průměrná teplota v lednu a to $-0,9\text{ °C}$, tak vyjde po většinu roku soběstačně i ta nejnepříznivější varianta. Při výkyvech teploty, nebo při umístění do nepříznivějších oblastí pak můžeme soběstačnost řešit zvýšením teploty nebo snížením požadované měrné vlhkosti na vstupu do interiéru.

Další faktor, který ovlivní tepelnou bilanci systému a zároveň i bod kdy systém začne být naprosto soběstačný pouze s tepelným čerpadlem je jeho topný faktor. Z definice topného faktoru můžeme říct, že s jeho navýšením se zvýší i produkce tepla a posune se pak tedy i hranice kdy bude fungovat pouze tepelné čerpadlo, nicméně tuto hranici nemůžeme posouvat do nekonečna především z důvodů technologických hranic.

Dále je tu otázka volby tepelného čerpadla. V našem případě vždy musíme zvolit tepelná čerpadla vzduch/chladivo a vzhledem k jeho povaze a funkci nevybíráme primárně podle jeho výkonu, nýbrž podle příkonu. Při venkovních teplotách okolo 15 °C bude cirkulační vzduch chladnější než venkovní a tato hranice nám tedy určí i maximální potřebný příkon tepelného čerpadla. A vzhledem k poměrně velkým nárokům na množství větraného vzduchu zde budou vznikat i velké nároky na potřebné příkony a z ekonomického hlediska se pak vyplatí pořídit spíše větší množství tepelných čerpadel, než jedno, které by plně pokrylo provoz.

Poslední problém u tohoto systému je zbytkové teplo při vyšších teplotách, které zbyde po dohřátí vzduchu na požadovanou úroveň. Správná funkčnost tepelného čerpadla je totiž postavena na faktu, že teplo poskytnuté na kondenzátoru je plně využito a chladivo uvnitř tepelného čerpadla zkondenzuje a může tak být znovu odpařeno na výparníku. Zbytkové teplo narůstá se zvyšující se venkovní teplotou a tedy i menší potřebou dohřevu na požadovanou teplotu interiéru a kondenzační teplo je tedy nutné plně využít. Nejjednodušší způsob je varianta externího chladiče, nicméně ekonomičnost této varianty je velmi špatná a celý systém by postrádal smysl. Další možnosti využití tepla jsou tedy například dohřev otopné vody podlahového topení, pomocný dohřev užitkové teplé vody, nebo dohřev vody bazénu. Pro opravdu vysoké venkovní teploty bude zbytkové teplo výrazně narůstat a nabízí se pak dvě možnosti řešení. Buď nalezneme uplatnění i pro velké přebytky, nebo snížíme výkon tepelného čerpadla. Nutno však dodat, že energetické požadavky těchto provozů jsou velké a snižování výkonu nejspíš nebude nutné.

Tepelné čerpadlo umístěné do vzduchotechnické jednotky je tedy oproti běžným rekuperátorům v provozech s velkou produkcí vodní páry velmi efektivní varianta. S jeho pomocí totiž docílíme jak vysušení vzduchu, tak odebrání vázaného tepla na vlhké složce větraného vzduchu.

18. Zdroje

- [1] – Tepelná čerpadla, [online], Dostupné: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla> , Použito 26.2.2017
- [2] – Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel:COP a SCOP, Ing. Tomáš, Matuška, 14.9.2015, Dostupné: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivite-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>, použito 18.3.2017
- [3] – Kompresory pro tepelná čerpadla, [online], Petr David, 26.11.2015, Dostupné: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla> , Použito 25.3.2017
- [4] – obrázek Rankinova cyklu, [online], dostupné: <http://vytapani.tzb-info.cz/docu/clanky/0091/009147o5.png>, Použito 25.3.2017
- [5] – Historie a vývoj tepelných čerpadel v ČR a EU, [online], Ing. Josef Slováček, Dostupné: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vytapani/historie-avyvoj-tepelnych-cerpadel-vcr-aeu>, Použito 13.9.2016
- [6] – Tepelná čerpadla, [online], Dostupné: <http://www.cne.cz/seniori/tepelna-cerpadla/uvod-do-tepelnych-cerpadel/> Použito:
- [7] – Tepelná čerpadla, [online], Wikipedia, Dostupné: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%A9_%C4%8Derpadlo, použito 20.5.2016
- [8] – Tepelné čerpadlo země voda, [online], Martin Hynička, Dostupné: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5554, Použito 12.3.2017
- [9] – Průměrné venkovní teploty v otopném období pro vybrané lokality, [online], Dostupné: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/26-prumerne-venkovni-teploty-v-otopnem-obdobi-pro-vybrane-lokality>, Použito 20.5.2017
- [10] – Bazénové jednotky, C.I.C Jan Hřebec, [online], Dostupné: <http://www.cic.cz/hhl-bazenove-jednotky/>
- [11] – Skripta: Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika, Prof. Ing. František Drkal, CSc., Ing. Miloš Lain, Ph.D., Ing Jan Schwarzer, Ph.D., Ing. Vladimír Zmrhal Ph.D., Praha 2009
- [12] – Skripta: Skripta: Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika, Vybrané příklady ke cvičení I., Ing. Jan Schwarzer, Ph.D., Praha 2011
- [13] – Teorie vlhkého vzduchu I, II a III, Ing. Jan Schwarzer, [online], Dostupné: <http://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3353-teorie-vlhkeho-vzduchu-ii>, Pooužito: 2.3.2017
- [14] – Gebauer G., Horká H., Rubinová O., Vzduchotechnika, Era vydavatelství, ISBN:80-7366-027-X, 262 s., 2005.
- [15] – Petrák J., Dvořák Z., Tepelná čerpadla první vydání, Praha:Ediční středisko ČVUT, 1993, 141s. ISBN 80-01-00643-3

19. Přílohy

Příloha 1 – CD s výpočtním programem