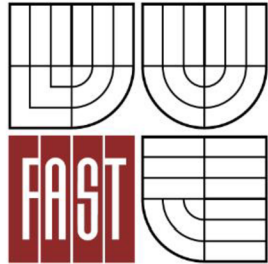




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ENERGETICKÁ NÁROČNOST VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK PRO BAZÉNOVÉ HALY

ENERGY PERFORMANCE OF AIR HANDLING UNITS FOR SWIMMING POOL HALLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. VÁCLAV BATELKA

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ALEŠ RUBINA, PH.D.

BRNO 2015



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant	Bc. Václav Batelka
Název	Energetická náročnost vzduchotechnických jednotek pro bazénové haly
Vedoucí diplomové práce	doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce	31. 3. 2014
Datum odevzdání diplomové práce	16. 1. 2015
V Brně dne 31. 3. 2014	

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Zásady pro vypracování

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení

Návrh technického řešení ve 2 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů)

v rozsahu studie projektu: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, UT, silnoproud, MaR) v zadané budově

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí nebo ekonomiky provozu

C1. Experimentální řešení a zpracování výsledků

Experiment realizovaný v laboratoři nebo reálné budově postihující zadanou problematiku

Předepsané přílohy

Licenční smlouva o zveřejňování vysokoškolských kvalifikačních prací

.....

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

Vedoucí diplomové práce

Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na stanovení energetických toků a tvorbu vnitřního mikroklima bazénových hal. Popisuje problematiku návrhu, možná rizika spojená s užíváním bazénů a termodynamické děje přenosu tepla a hmoty. Pro tento účel byl vytvořen simulační program, který zkoumá tepelné a vlhkostní chování místnosti v závislosti na vnějších vlivech. Místnost je možné simulovat pro libovolný časový úsek a geografickou polohu. Výstupem simulace jsou tepelné a látkové bilance, které budou pokryty vzduchotechnickými jednotkami. Byly navrženy tři varianty a hledáno optimální řešení s porovnáním nároků na jejich provoz.

Experimentální část je zaměřena na odpar z vodní hladiny. Měření zkoumá závislost rychlosti odparu vody na různých okrajových podmínkách. Byla zjišťována závislost na teplotě vody, teplotě a relativní vlhkosti vzduchu a na rychlosti proudění vzduchu nad hladinou.

Klíčová slova

Bazén, simulace, přenos tepla, přenos hmoty, odpar z vodní hladiny, bazénové jednotky, energetická náročnost.

Abstract

The thesis is focused on determining the energy flows and the creation of an internal microclimate swimming pool halls. It describes the problems of design, the potential risks associated with the use of pools and thermodynamic processes heat and mass transfer. For this purpose was developed simulation program, which examines the behavior of heat and humidity in the room depending on external factors. The room can be simulated for any time period and geographic location. The outputs of the simulation are heat and mass balance, which will be covered air condition units. Three variants were designed and optimized solutions comparing claims on their operations.

The experimental part is focused on the evaporation of the water. Measurement examines dependence of the speed of evaporation of water at different boundary conditions. Was investigated temperature dependence of water, temperature and relative humidity and air velocity above the water surface.

Keywords

Swimming pool, simulation, heat transfer, mass transfer, evaporation from the water surface, air condition units for swimming pool, energy performance.

Bibliografická citace VŠKP

Bc. Václav Batelka *Energetická náročnost vzduchotechnických jednotek pro bazénové haly*. Brno, 2015. 101s, 3 s. příloh. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

Prohlášení:

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

V Brně dne 15.1.2015

.....

podpis autora

Bc. Václav Batelka

Prohlášení o shodě listinné a elektronické formy VŠKP

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané diplomové práce je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 15.1.2015

.....

podpis autora

Bc. Václav Batelka

Poděkování:

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Aleši Rubinovi, Ph.D. za velmi cenné rady a připomínky, odborné vedení a ochotu při konzultacích. Dále děkuji Ing. Petru Blasinskému, Ph.D. za ochotu při zpracování dat experimentální části. Poděkování patří také Ústavu vodního hospodářství na FAST VUT v Brně za poskytnutá data z meteorologické stanice.

Obsah

Obsah	9
Úvod	12
ČÁST A – ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ	13
1 Problematika bazénových hal.....	14
1.1 Požadavky na vnitřní prostředí	14
1.2 Odvod vlhkosti	15
1.3 Nebezpečí bazénové chemie	16
1.4 Vytápění.....	16
1.5 Zásady návrhu větrání bazénových hal.....	18
1.6 Právní předpisy a normy	18
2 Mechanismy přenosu tepla	19
2.1 Kondukce – vedení	19
2.2 Konvekce – proudění	20
2.3 Radiace - záření.....	23
3 Mechanismy přenosu hmoty	26
3.1 Přenos vlhkosti difuzí (molekulární přenos)	26
3.2 Přenos vlhkosti konvekci	28
3.3 Přenos vlhkosti k fázovému rozhraní – přestup	28
4 Odpar z vodní hladiny.....	30
4.1 Výpočet VDI 2089 (starší vydání).....	30
4.2 Výpočet VDI 2089 (nové vydání).....	31
4.3 Výpočet podle L2	31
4.4 Zjednodušený výpočet využívající empirických závislostí.....	32
4.5 Výpočet podle L. Oppla.....	33
4.6 Výpočet v programu Teruna v 1.5b	33
4.7 Vlastní řešení	34
ČÁST B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ	35
1 Matematický model místnosti.....	36
1.1 Popis programového řešení.....	36
1.2 Zjednodušující předpoklady.....	37
1.3 Vstupní hodnoty	37
1.4 Tepelná zátěž okny	37
1.5 Tepelná zátěž vnějších stěn	41

1.6	Validita programového řešení	44
1.7	Tepelná zátěž vnitřních stěn	47
1.8	Tepelné zisky od lidí	47
1.9	Tepelné zisky od svítidel	47
1.10	Vodní zisky	47
1.11	Zátěž citelným teplem od přestupu tepla mezi vodní hladinou a vzduchem	48
1.12	Zátěž vázaným teplem	48
1.13	Schéma výpočtového programu	49
2	Aplikace na zadané budově	50
2.1	Geometrie objektu	50
2.2	Půdorys bazénové haly	51
2.3	Materiálové charakteristiky	51
2.4	Geografická poloha	52
2.5	Časový krok	52
2.6	Import dat z meteorologické stanice	53
2.7	Vnitřní parametry místnosti	53
2.8	Okrajové podmínky sousedních místností	53
2.9	Výpočet tepelné zátěže	53
3	Sestavy VZT jednotek	65
3.1	Typy vzduchotechnických jednotek	65
3.2	Komponenty	66
3.3	Výpočet energetické náročnosti	67
3.4	Vyhodnocení	71
3.5	Závěr	72
ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ŘEŠENÍ A ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ		73
1	Odpar z vodní hladiny	74
1.1	Bez vlivu konvekce	74
1.2	S nucenou konvekcí	75
2	Měřené veličiny	75
3	Měřící pomůcky	76
3.1	Teplotní čidlo ALMEMO ZA 9020-FS Thermo E4	76
3.2	Vlhkostní čidlo ALMEMO Feuchte FH A6461	76
3.3	Centrála ALMEMO 2890-9	77
3.4	Digitální váha TSPRW-30	78
3.5	Anemometr – vrtulkový anemometr FVAD15-SMA1	79
4	Komponenty	79

5	Bez vlivu konvekce	80
5.1	Naměřená data	80
5.2	Vyhodnocení výsledků	84
6	S nucenou konvekcí	86
6.1	Naměřená data	86
6.2	Vyhodnocení výsledků	89
7	Metoda nejmenších čtverců	90
8	Sestavení empirického vztahu	91
9	Závěr	91
Závěr		92
Seznam použitých zdrojů		93
	Knihy, články v odborných časopisech a akademické práce	93
	Zákony, vyhlášky, normy směrnice	93
	Elektronické zdroje	93
	Obrazové zdroje	94
Seznam použitých zkratk a symbolů		95
Seznam obrázků, tabulek a grafů		98
	Obrázky	98
	Grafy	99
	Tabulky	100
Přílohy		101
	Jednotka 1	102
	Jednotka 2	103
	Jednotka 3	104

Úvod

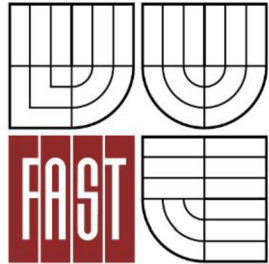
Práce je zaměřena na tvorbu vnitřního mikroklima bazénových hal. Zkoumá energetické nároky na jeho udržení a porovnává různé sestavy vzduchotechnických jednotek, zajišťující tyto podmínky. Cílem práce je vytvoření obecného matematicko-fyzikálního modelu místnosti, na kterém lze simulovat její tepelně-vlhkostní chování. Umožňuje sledovat průběh tepelných a vlhkostních bilancí v průběhu dne i několika let. Je založen na metodě elementárních bilancí. Zohledňuje vliv nestacionárního vedení tepla. Diferenciální rovnice pro nestacionární vedení tepla konstrukcí je řešena metodou kontrolních objemů. Je zavedeno zjednodušení vedení tepla pro 1D. Model není omezen pouze na území České republiky. Dává možnost výpočtu pro kterékoliv místo na zeměkouli. Pro řešení reálných situací je vstup přizpůsoben pro import naměřených dat z meteorologických stanic. Díky tomu je možné stanovit skutečné náklady na provoz vzduchotechnických jednotek a s tímto operovat při jejich návrhu na realizaci.

Řešení hodnocení energetických nároků pro různé sestavy vzduchotechnických jednotek vychází z předpokladu udržování konstantních parametrů vzduchu v místnosti. Vnější energetické toky, měnící tyto parametry, budou pokryty právě VZT jednotkami. U každé sestavy bude zaznamenán výkon na jednotlivých výměnících a provedena sumarizace.

Experimentální část je zaměřena na odpar z vodní hladiny. Tento fyzikální jev se projevuje u všech vodních hladin a mokřých povrchů. U bazénových hal je zvýšení vlhkosti nežádoucí z důvodu namáhání konstrukce a negativnímu působení na vnitřní mikroklima. Proto je zde kladen velký důraz na požadavky odvlhčení vzduchu. Cílem experimentu je pozorovat rychlost odparu vody z vodní hladiny v závislosti na různých okrajových podmínkách. Měření bylo prováděno při udržování jednoho až dvou parametrů soustavy a změnou parametrů ostatních. Byla měřena teplota vody, teplota vzduchu, rychlost proudění vzduchu nad hladinou, relativní vlhkost, měrná vlhkost. Dalším cílem bylo odvození empirického vztahu pro výpočet odparu z vodní hladiny, zohledňující všechny tyto podmínky.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST A – ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ

ENERGETICKÁ NÁROČNOST VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK PRO BAZÉNOVÉ HALY

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. VÁCLAV BATELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ALEŠ RUBINA, PH.D.

1 Problematika bazénových hal

Primárním úkolem vzduchotechnických jednotek pro bazénové haly je zajištění vhodného mikroklima pro uživatele bazénu a ochrana stavební konstrukce před nepříznivými účinky zvýšené vlhkosti. Vlivem vysoké absolutní vlhkosti vzduchu dochází k riziku vzniku kondenzace vodních par na povrchu stavební konstrukce, převážně v místech tepelných mostů, prosklených ploch, rohů a koutů. Následkem toho dochází k degradaci konstrukce, korozi nevhodně ošetřených spojů, popraskání nátěrů a řada dalších kosmetických závad na zařízení bazénových hal, jejichž výměna bývá velmi nákladná. Vysoká vlhkost rovněž ovlivňuje komfort a bezpečí uživatelů. Tyto vlhké podmínky jsou spjaty s tvorbou plísní, bakterií a hub, které negativně působí na lidský organismus. Z toho důvodu je nutno v těchto prostorách klást velký důraz na odvlhčení vzduchu a zajištění jeho distribuce v celém prostoru. Nežádoucí je vznik míst se stagnací vzduchu. Pro zamezení vniknutí vlhkosti do sousedních místností nebo stavební konstrukce, je nutné zajistit v hale podtlak. Množství přiváděného vzduchu je na úrovni 90 – 95% množství odváděného. VZT jednotky je nutno navrhovat v provedení do agresivního prostředí. Rekuperační výměník a kondenzační vany z nerezové oceli, plastu, nebo se speciálními úpravami.

1.1 Požadavky na vnitřní prostředí

- Teplota vody se doporučuje 26 – 28°C v závislosti na charakteru bazénu
- Teplota vzduchu vždy o 2 – 3 °C vyšší, než teplota vody. Vyšší teplota zajistí tepelnou pohodu člověka a sníží relativní vlhkost vzduchu.
- Relativní vlhkost maximálně 65 %
- Absolutní vlhkost maximálně 14,3 g·kg_{sv}⁻¹
- Rychlost proudění nad hladinou 0,2 m·s⁻¹
- Přívod čerstvého vzduchu pro osoby pobývající v prostoru bazénové haly
- Odvod škodlivin (bazénová chemie, CO₂, chlor, trichloramin, ozon, oxid chloričnatý)
- Odvod vlhkosti
- Pokrytí tepelné zátěže

1.1.1 Požadavky dle vyhlášky č. 238/2011 Sb.¹

Tab. 1 - Požadavky dle vyhlášky č. 238/2011 Sb

Faktor prostředí	Hala bazénu	Přilehlé prostory pro uživatele (šatny, WC, sprchy, chodby atd.)	Vstupní hala
Intenzita osvětlení	Min. 200 luxů pro rekreační koupání, min. 300 luxů pro plavecký výcvik (500 luxů při závodech v 50 m bazénů)	200 luxů	100 luxů
Teplota vzduchu	O 1-3°C vyšší než teplota vody v bazénu	Sprchy 24 – 27 °C Šatny a místnosti pro pobyt osob 20 – 22 °C	Min. 17 °C
Relativní vlhkost vzduchu	Max. 65%	Sprchy max. 85 % Ostatní místnosti max. 50%	
Intenzita výměny vzduchu	Min. 2x za hodinu	Sprchy min. 8x za hodinu Šatny 5-6 x za hodinu Ostatní prostory tak, aby vyhovovaly limitním hodnotám relativní vlhkosti vzduchu	Min. 1x za hodinu
Trichloramin	0,5 mg·m ⁻³	-	-

1.2 Odvod vlhkosti

Vznikající vlhkost lze odvádět dvěma způsoby:²

- Odvod vlhkosti větráním využívá rozdílu absolutních vlhkostí mezi vnitřním a vnějším vzduchem. Tyto směsi se mísí ve směšovací komoře tak, aby byla zajištěna minimální požadovaná výměna čerstvého vzduchu. V zimním období se s výhodou využívá cirkulačního vzduchu, který projde ZZT. Tímto z kondenzuje vodní pára a vzduch o nižší měrné vlhkosti se může smístit s vnějším.
- Kompresorovým chladícím okruhem, kdy se ve výparníku cirkulující vzduch nejdříve ochladí. Kondenzací se sníží měrná vlhkost a uvolní latentní teplo. Vzduch poté putuje do směšovací

¹ Příloha č. 12 k vyhlášce č. 238/2011 Sb. Mikroklimatické požadavky, osvětlení a vnitřní ovzduší bazénové haly krytého bazénu a jeho přilehlých prostor. 2011

² Topenářství instalace. Praha: Technické vydavatelství Praha, spol. s r.o., 2004, roč. 2004, č. 2. ISSN 2336-4718

komory a smíchá se s venkovním vzduchem. Při průchodu vzduchu kondenzátorem se vzduch opět ohřeje a je transportován zpět do prostoru bazénu. Kompresorové jednotky se vyrábějí jako samostatné kompaktní odvlhčovací jednotky s předáváním tepla z kondenzátoru do vzduchu, nebo bazénové vody. V případě ohřívání bazénové vody odpadním teplem je nutno řešit vytápění prostoru ohřívatelem. Další možností je osazení chladicího okruhu jako součást VZT jednotky, zajišťující ohřev i chlazení. Dimenzování odvlhčovacího zařízení se provádí na základě maximálního odparu z vodní hladiny a vodních zisků od lidí.

1.3 Nebezpečí bazénové chemie

Pro desinfekci bazénové vody je ve většině případů využíván chlor. Z důvodu snadného monitorování jeho koncentrací, známých účinků na lidský organismus a jeho nízké ceny, se jedná o nejrozšířenější řešení. Rozpuštěním chlorových přípravků ve vodě vzniká volný chlor, který vodu desinfikuje a oxiduje nečistoty, nezapáchá ani nedráždí. Nemá pro lidský organismus škodlivý účinek.

Reakcí s organickými nečistotami obsahující dusík (moč, pot, šupinky kůže) vzniká vázaný chlor. V bazénové vodě je vázaný chlor tvořen zejména chloraminy (monochloramin, dichloramin, trichloramin). Tyto látky jsou dráždivé, zdraví škodlivé a jsou příčinou typického bazénového zápachu. Chloraminy nepatří do skupiny karcinogenních látek. Látky podezřelé z karcinogenity jsou souhrnně označovány jako THM – trihalometany. Ty však nevznikají při chloraci bazénové vody.³

Doporučená limitní hodnota trichloraminu v ovzduší je dle vyhlášky č. 238/2011 Sb. $0,5 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$. Také chloroform patří do skupiny trihalogenmetanů. Je těžší než vzduch a koncentruje se na povrchu vodní hladiny. Zvláště pro děti a mladistvé, kteří se zdržují ve vodě často a dlouho, je chloroform nebezpečný. Regulovaný přívod vnějšího vzduchu je i proto rozhodující veličinou pro pocit pohody. Uvolněné aromatické a škodlivé látky musí být odváděny.⁴

1.4 Vytápění

Bazénové haly jsou zařízení s celoročním provozem a vysokými nároky na teplotu vnitřního vzduchu. Na území České republiky, kde jsou vnější vysoké teploty pouze v letním období, je nutné vzduch ohřívát takřka v průběhu celého roku. Z tohoto důvodu je kladen velký důraz na úsporná provozní opatření.

³ HOUŽVIČKA, J. Desinfekce bazénové vody chlorem, ano či ne? Zdroj: <http://www.tzb-info.cz/3836-desinfekce-bazenove-vody-chlorem-ano-ci-ne>. In: Tzb-info [online]. 2007 [cit. 2015-01-14]

⁴ ROBATHERM. Vzduchotechnické systémy pro kryté bazény [Technický list]. 2011 [cit. 2015-01-14].

Na tepelné ztráty bazénové haly má vliv kromě obálky budovy také nutnost větrání pro zajištění přívodu čerstvého vzduchu a odvodu vlhkosti. Podle hygienických předpisů je minimální požadovaná výměna čerstvého vzduchu dvojnásobná za hodinu. Prostory bazénů jsou zpravidla vytápěny teplovzdušně, případně v kombinaci s otopnými tělesy (konvekčními). Konvekční tělesa není vhodné umísťovat pod prosklenou plochu oken, nad kterými je navržen přívod vzduchu. Proudění přívodního vzduchu jsou brzděny stoupajícím vzduchem od konvektorů. Podlahové vytápění není primárně vhodné pro ohřev vzduchu bazénové haly kvůli nízkému teplotnímu potenciálu. Pracuje při nízkých teplotách a není schopen dostatečně ohřát bazénový prostor. Je však vhodné z důvodu tepelného komfortu při styku s bosou nohou.

1.4.1 Ohřev vzduchu

Zajišťuje vodní nebo elektrický ohřívač, případně kompresorový okruh umístěný ve VZT jednotce.

Pro úsporné řešení je nutnost jednotku osadit rekuperačním výměníkem pro zpětné získávání tepla.

Jako zdroj tepla může sloužit:

- vlastní kotelna
- centrální zásobárna tepla
- solární kolektory
- tepelné čerpadlo

1.4.2 Ohřev vody

V provozu plaveckého bazénu je celoročně prováděn ohřev bazénové vody, spolu s ohřevem vody pro účely sprchování a úklid. Tepelné ztráty bazénové vody obsahují ztrátu prostupem do zeminy, ztráty přestupem z vodní hladiny do vzduchu a ztrátu tepla odparem vody z hladiny bazénu (výparné teplo vody). Další spotřebou je teplo pro ohřev ředící vody, doplňované podle hygienického předpisu do bazénu v závislosti na počtu návštěvníků ($30 \text{ l}\cdot\text{os}^{-1}$) průběžně, nebo jednorázově po ukončení denního provozu. Další významnou spotřebu tepla tvoří ohřev teplé užitkové vody pro očistné sprchy, kterými prochází každý návštěvník při vstupu do bazénu. Ohřev bazénové vody je prováděn výměníky tepla, zařazenými do recirkulačního okruhu, ohřev přídatné ředící vody a vody pro očistné sprchy je prováděn zpravidla samostatným systémem výměníků, u ohřevu teplé vody pro sprchy doplněným někdy akumulací.⁵

Ohřev vody je možný stejně jako u ohřevu vzduchu. Z důvodu udržování vysoké teploty vody a velkým ztrátám při odparu, je vhodné využít přímý ohřev vody slunečním kolektorem nebo tepelným čerpadlem vzduchotechnické jednotky.

⁵ POVÝŠIL, R., K. FUKA a M. DOLEŽAL. PROJEKTA SPOL. S R.O. Snižování energetické náročnosti provozu plaveckých bazénů [Technický průvodce]. Praha 2: Česká energetická agentura, 1999 [cit. 2015-01-14].

1.5 Zásady návrhu větrání bazénových hal

- Zajistit důkladnou distribuci vzduchu pro celý prostor a vyhnout se nevětraným místům, rohům s možností kondenzace.
- Vždy zajistit dostatečně suchý přírodní vzduch na zasklení, s dostatečnou rychlostí a nízkou absolutní vlhkostí.
- Prostor bazénové haly udržovat v podtlaku, aby se zamezilo vniknutí vlhkosti do sousedních prostor, nebo do stavební konstrukce vlivem chybně provedené parozábrany
- Distribuční prvky a potrubí vždy z nerezového materiálu s dostatečnou tepelnou izolací
- Dokonalá těsnost nerezového potrubí, svažující se směrem k odtoku kondenzátu
- VZT jednotky vždy navrhovat v provedení určené pro agresivní prostředí. Rekuperační výměník z nerezové oceli nebo plastu, vana kondenzátu z nerezové oceli, nebo se speciální úpravou.
- Odsávání vzduchu navrhovat v místě protilehlém okenním plochám. Nad vířivkami a masážními vanami není vhodné umísťovat odvodní vyústku z důvodu zanášení vzduchových filtrů masážními oleji.⁶

1.6 Právní předpisy a normy

Návrh vzduchotechnických jednotek pro bazénové haly se řídí následujícími předpisy:

- vyhláška č. 97/2014 Sb., kterou se mění vyhláška č. 238/2011 Sb.
- vyhláška č. 238/2011 Sb., o stanovení hygienických požadavků na koupaliště, sauny a hygienické limity písku v pískovištích venkovních hracích ploch
- norma ČSN EN 13451 – Vybavení plaveckých bazénů
- VDI 2089, list 1 Technická výbava budov krytých bazénů – krytých plaveckých hal
- VDI 2089, list 2 Technická výbava budov krytých bazénů – efektivní využití energie a vody
- ČSN 730540-3 Tepelná ochrana budov - Část 3: Návrhové hodnoty veličin

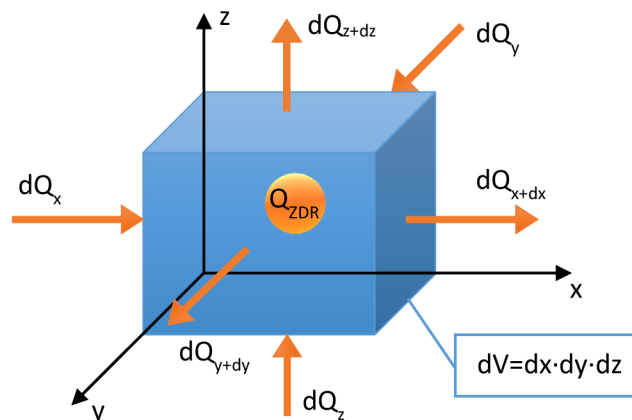
⁶ Indoor pool ventilation [online]. 2000 [cit. 2015-01-14]. Dostupné z: http://www.iklimnet.com/expert_hvac/pool_ventilation.html

2 Mechanismy přenosu tepla

2.1 Kondukce – vedení

Způsob šíření tepla, k němuž dochází vlivem vzájemných srážek k předávání kinetické energie částic látky s vyšší pohybovou energií částicím s nižší. Tyto částice se přitom nepřemísťují, ale kmitají kolem svých rovnovážných poloh. Vedením se teplo šíří převážně v tuhých látkách. V kapalinách a plynech převažuje šíření tepla prouděním.

2.1.1 Obecná diferenciální rovnice vedení tepla



Obr. 1 - Element dV a toky tepla

Přenos tepla popisuje Fourierova diferenciální rovnice vedení tepla

$$\frac{dT}{dt} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{Q_{ZDR}}{c \cdot \rho} \quad \text{rov. 1}$$

kde:

a	- teplotní vodivost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Q_{ZDR}	- vnitřní objemový zdroj tepla	$[W \cdot m^{-3}]$
c	- měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
ρ	- měrná hmotnost	$[kg \cdot m^{-3}]$

Platí pro homogenní izotropní tuhé látky s vnitřním zdrojem tepla.

2.1.2 Stacionární vedení tepla

Teplota se v daném místě v prostoru nemění v čase. Tepelný tok je ve všech místech konstrukce konstantní.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0 \quad \text{rov. 2}$$

kde:

λ	- součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
-----------	--------------------------------	---------------------------------

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = konst. \quad \text{rov. 3}$$

Hustota tepelného toku

$$\dot{q} = -\lambda \cdot gradT = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad \text{rov. 4}$$

$$\dot{q} = (t_2 - t_1) \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{h_i} \quad \text{rov. 5}$$

2.1.3 Nestacionární vedení tepla

Velikost tepelného toku není ve všech místech konstrukce konstantní. Teplota se v daném místě mění v čase. Množství energie vstupující do elementu není rovno množství energie vystupující. Projevuje se akumulace tepla v hmotě.

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right) \quad \text{rov. 6}$$

kde:

a - teplotní vodivost [m²·s⁻¹]

2.1.4 Okrajové podmínky

- Dirichlet – zadává rozložení teplot na povrchu tělesa

$$t_\tau = f(x, y, z, \tau) \quad \text{rov. 7}$$

- Neumann – zadává rozložení tepelného toku na povrchu tělesa

$$\dot{q}_\tau = f(x, y, z, \tau) \quad \text{rov. 8}$$

- Newton – zadává na hranici tělesa rozložení teplot okolní tekutiny a součinitel přestupu tepla

$$\alpha \cdot (t_e - t_\tau) = f(x, y, z, \tau) \quad \text{rov. 9}$$

2.2 Konvekce – proudění

Konvekce je forma přenosu tepla mezi tekutinou a povrchem, k němuž dochází vlivem proudění hmoty o různé teplotě. Uplatňuje se pouze u kapalin a plynů. Představuje současný přenos tepla vedením (kondukcí) a prouděním (advekcí). Přenos tepla mezi tekutinou a povrchem probíhá v mezní vrstvě a je ovlivněn řadou fyzikálních veličin. Pro účely praxe se pro zjednodušení výpočtů užívají geometrická a teplotní podobnostní kritéria.

Současné proudění látky s přenosem tepla respektuje fyzikální zákony zachování:

- hmotnosti
- hybnosti
- energie

2.2.1 Advekce

Proudění vyvolané silami:

- nucenými
- přirozenými
- kombinací

2.2.2 Newtonův ochlazovací zákon

$$\bar{q} = \bar{\alpha} \cdot (T_w - T_\infty) \quad \text{rov. 10}$$

kde:

$\bar{\alpha}$ - střední součinitel přestupu tepla [W·m⁻²·K⁻¹]

T_w - teplota stěny [K]

T_∞ - teplota tekutiny [K]

2.2.3 Přenosová kritéria

2.2.3.1 Reynoldsovo kritérium

Poměr setrvačných a viskózních sil. Jeho hodnota stanovuje charakter proudění.

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad \text{rov. 11}$$

2.2.3.2 Nusseltovo kritérium

Poměr tepelného odporu při přestupu tepla a přenosu tepla vedením.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad \text{rov. 12}$$

2.2.3.3 Prandtlovo kritérium

Poměr mezi rychlostním a teplotním polem.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{rov. 13}$$

2.2.3.4 Grashofovo kritérium

Poměr vztakových a viskózních sil. Jeho hodnota udává, zda při proudění tekutiny převažují gravitační, nebo třecí síly.

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3 \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad \text{rov. 14}$$

2.2.3.5 Rayleighovo kritérium

Poměr vztakových a viskózních sil v otevřeném prostoru. Jeho hodnota udává, zda při proudění tekutiny převažují gravitační, nebo třecí síly.

$$Ra = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3 \cdot \Delta t}{\nu \cdot a} \quad \text{rov. 15}$$

2.2.3.6 Pecletovo kritérium

Poměr přenosu tepla prouděním a vedením při konvekci.

$$Pe = Gr \cdot Pr \quad \text{rov. 16}$$

2.2.3.7 Archimédovo kritérium

Vyjádřuje poměr vztlakových a setrvačných sil.

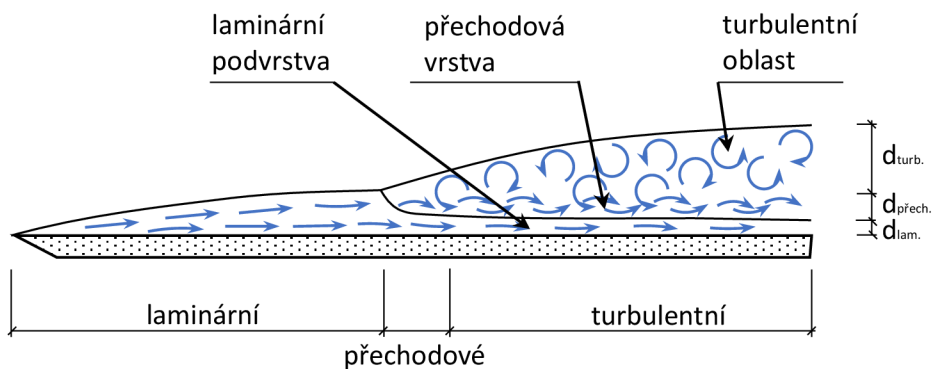
$$Ar = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_o}{\rho} \quad \text{rov. 17}$$

kde:

w	- rychlost proudění kapaliny	[m·s ⁻¹]
L	- charakteristický rozměr	[m]
ν	- kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
α	- součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
β	- objemová roztažnost plynu	[K ⁻¹]
g	- gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]

2.2.4 Mezní vrstva

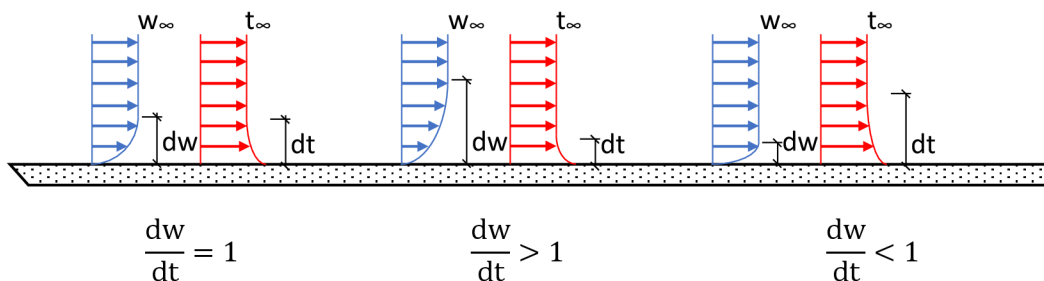
Velmi tenká oblast obtékaného tělesa, kde se silně projevují viskózní síly.



Obr. 2 - Mezní vrstva

2.2.5 Vazba mezi teplotním a rychlostním polem

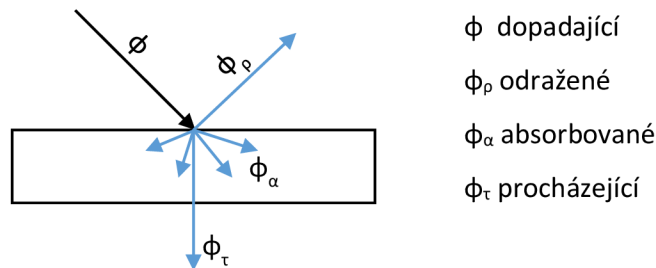
Poměr mezi kinematickou viskozitou a teplotní vodivostí je dán Prandtlovým kritériem.



Obr. 3 - Grafické znázornění teplotního a rychlostního pole

2.3 Radiace - záření

Základem přenosu tepla je elektromagnetické vlnění o určitých vlnových délkách. Každé těleso o teplotě vyšší než 0 K emituje ze svého povrchu záření. To odpovídá jeho materiálovým vlastnostem.



ϕ dopadající
 ϕ_p odražené
 ϕ_α absorbované
 ϕ_τ procházející

Obr. 4 - Složky záření

2.3.1 Optické vlastnosti povrchů

Podle barvy:

- černý – všechno dopadající záření je pohlceno ($\alpha = 1$; $\rho = 0$)
- bílý – všechno dopadající záření je odraženo ($\alpha = 0$; $\rho = 1$)
- šedý – poměrná část dopadajícího záření je pohlcena (přes všechny vlnové délky)
- barevný – odražená a pohlcená část záření je závislá na vlnových délkách

Podle typu odrazu:

- zrcadlový - $\phi \approx \phi_p$, dopadající záření je odraženo pod stejným úhlem
- matový – dopadající paprsky jsou rozptýleny do všech směrů

2.3.2 Zákony

2.3.2.1 Planckův vyzařovací zákon

Popisuje spektrální intenzitu vyzařování závislé na vlnových délkách a absolutní teplotě vyzařujícího tělesa.

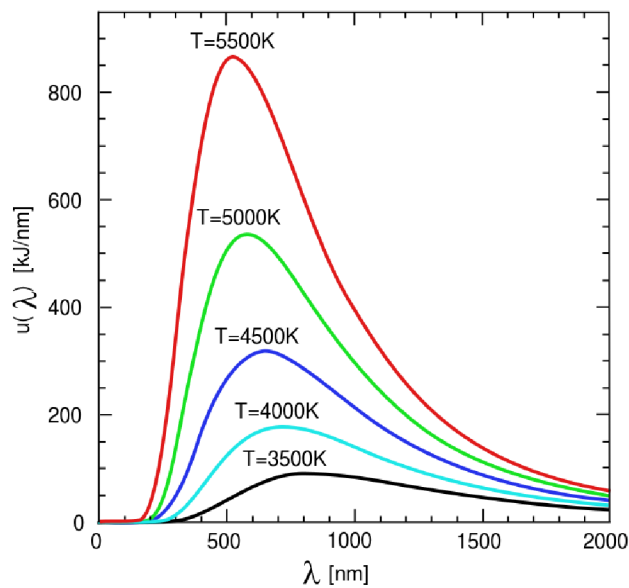
$$i_{\lambda,s} = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot \left(e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)} \quad \text{rov. 18}$$

kde:

$i_{\lambda,s}$	- spektrální intenzita záření	[W·m ⁻²]
λ	- vlnová délka	[m]
T	- absolutní teplota	[K]

2.3.2.2 Wiennův posunovací zákon

S rostoucí teplotou zářiče se posouvá maximální hodnota spektrální hustoty zářivého toku ke kratším vlnovým délkám.



Obr. 5 - Wiennův posunovací zákon⁷

2.3.2.3 Stefan-Boltzmannův zákon

Hustota zářivého toku je úměrná čtvrté mocnině absolutní teploty.

- Černé těleso

$$\dot{q}_T = \sigma \cdot T^4 \quad \text{rov. 19}$$

- Šedé těleso

$$\dot{q}_T = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{rov. 20}$$

kde:

σ - Stefanova-Boltzmannova konstanta $5,669 \cdot 10^{-8}$ [W·m⁻²·K⁻⁴]

ε - emisivita – poměr intenzity vyzařování reálného tělesa a absolutně černého tělesa [-]

2.3.2.4 Lambertův vzdalovací zákon

Intenzita záření od bodového světla klesá s kvadrátem vzdálenosti.

2.3.2.5 Lambertův směrový zákon

Intenzita difuzní radiace do různých směrů klesá s cosinem úhlu.

$$\dot{q}_\beta = \dot{q}_n \cdot \cos \beta \quad \text{rov. 21}$$

kde:

\dot{q}_n - intenzita radiace normály [W·m⁻²]

⁷ Wiennův posunovací zákon [obrázek]. [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: http://gravity.wikia.com/wiki/Wien's_displacement_law

2.3.3 Výpočet přenosu tepla zářením

2.3.3.1 Metoda čistého zářivého toku

$$\dot{Q}_{12} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varphi_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{rov. 22}$$

kde

φ_{12} - směrový faktor udávající, jak jedna plocha vidí na druhou [-]

2.3.3.2 Metoda strun

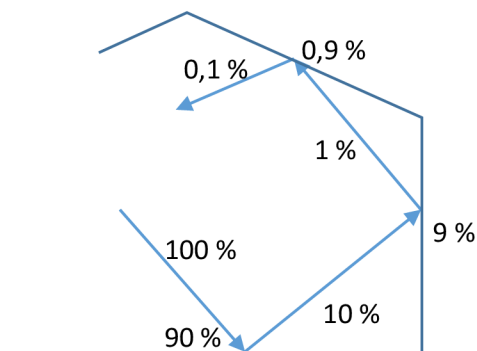
Metoda určená pro dvojrozměrné systémy.

$$\varphi_{1,2} = \frac{\omega}{360} \quad \text{rov. 23}$$

Obr. 6 - Metoda strun

2.3.3.3 Raytracing

Spočívá v postupném sledování paprsků. Ze zdroje světla je vyslán paprsek a zjistí se průsečík s nejbližším objektem. Zde se vypočítá absorpce, průchod a odrazivost paprsku. Dále se vypočítají vržené stíny, pocházející od světelných zdrojů. Odražený paprsek se sleduje až do dosažení kritéria intenzity paprsku.



Obr. 7 - Metoda raytracing

3 Mechanismy přenosu hmoty

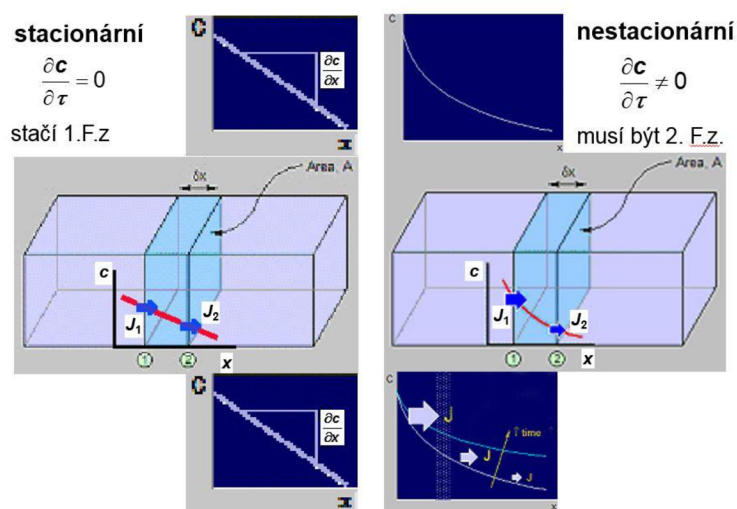
Přenos hmoty je fyzikální děj, při kterém dochází k transportu molekul látky v systému. Dochází k němu v prostředí, kde se vyskytuje rozdíl koncentrací. Snahou vyrovnání těchto rozdílů dochází k samovolnému pohybu. Přenos vlhkosti může probíhat několika možnými způsoby. Nejčastěji se tak děje vlivem difuze vodní páry z vodní hladiny. Může nastat případ, kdy dochází k obrácenému směru difuze vodní páry. Tento jev však ve většině případů nenastává.⁸

Základní zákony přenosových jevů:

- zákon zachování hmoty – rovnice kontinuity
- zákon zachování hybnosti – 2. Newtonův pohybový zákon
- zákon zachování energie – 1. zákon termodynamiky

3.1 Přenos vlhkosti difuzí (molekulární přenos)

Difuze je přenosový děj, při kterém dochází vlivem rozdílných koncentrací látky k samovolnému přenosu molekul hmoty. Přenos látky má směr z místa s vyšší koncentrací k místu s nižší. Po vyrovnání koncentrací se tento samovolný pohyb ustaluje. Množství látky, které projde jednotkovou plochou za jednotku času, se nazývá difuzní tok. Ten je přímo úměrný gradientu koncentrace. Podobně jako pro vedení tepla platí, že směr difuzního toku směřuje proti rostoucí koncentraci látky. Přenos hmoty pouze difuzí je možný jen v klidném prostředí, bez vlivu proudění vzduchu. V opačném případě má na přenos vliv také konvekce, která přenos difuzí přebije. Přenos hmoty difuzí může probíhat v každém látkovém prostředí.



Obr. 8 - Difuze stacionární, nestacionární⁹

⁸ BLASINSKI, P. Vlhkostní bilance bytu. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně

⁹ BROOKS/COLE, a division of Thomson Learning, Inc. Difuze nestacionární a stacionární[obrázek]. 2003 [cit. 2014-01-14]

3.1.1 První Fickův zákon

Popisuje množství molů (molekul) difundující látky prošlé danou plochou v čase v závislosti na rozdílu koncentrací. Gradient koncentrace se v čase nemění, jedná se tedy o stacionární difuzní tok.

$$J_A = -D \frac{dC}{dx} \quad \text{rov. 24}$$

kde

J_A	- difuzní tok	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$
C	- koncentrace látky	$[\text{g} \cdot \text{m}^{-3}]$
D	- součinitel difuze, vztahující se k rozdílu koncentrací	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
x	- prostorová souřadnice (vzdálenost od vztažné roviny)	$[\text{m}]$

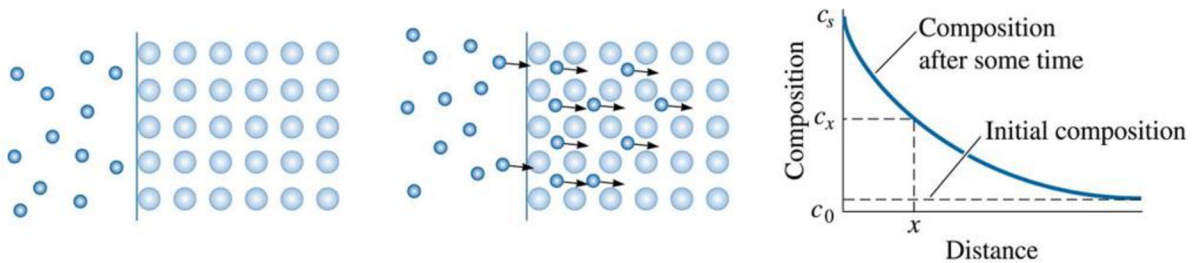
3.1.2 Druhý Fickův zákon

V reálném prostředí se gradient koncentrace mění v čase. Druhý Fickův zákon tedy popisuje nestacionární difuzní tok. Umožňuje určit rozložení koncentrace v závislosti na čase.

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} \quad \text{rov. 25}$$

Pro 3D řešení anizotropního prostředí platí rov. 35.

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(D \frac{\partial C}{\partial z} \right) \quad \text{rov. 26}$$



Obr. 9 - Časový průběh nasycování¹⁰

¹⁰ BROOKS/COLE, a division of Thomson Learning, Inc. Difuze nestacionární a stacionární [obrázek]. 2003 [cit. 2014-01-14]

3.2 Přenos vlhkosti konvekcí

Přenos hmoty konvekcí neboli prouděním, je charakterizován makroskopickým pohybem shluků molekul v prostředí. Ve většině případů bývá konvekce proti difuzi rozhodujícím faktorem při přenosu hmoty. Nucená konvekce ve stlačitelném prostředí nastává vlivem vnějších sil, například čerpadla. Přírozená konvekce nastává vlivem gradientů hustot v tekutině. Platí zde analogie přenosu tepla. Rovnice vyjadřující přenos tepla a vlhkosti mají podobný tvar i některá podobnostní kritéria. Na rozdíl od přestupu tepla, mohou být součinitele přestupu hmoty vztaženy k hustotě složky směsi, měrným vlhkostem, nebo parciálním tlakům. Transportní procesy popisují Navier-Stokesovy rovnice.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \text{grad})\vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad}p + \nu \Delta \vec{v} \quad \text{rov. 27}$$

kde:

$$\Delta \quad - \quad \text{Laplaceův operátor aplikovaný na 3 souřadnice rychlosti} \quad [-]$$

Laplaceův operátor:

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad \text{rov. 28}$$

Konvektivní tok látky je dán součinem objemového průtoku tekutiny a koncentrace látky.

$$J_{i, \text{konv}} = c_i \frac{d\dot{V}_i}{dA} = c_i \cdot v \quad \text{rov. 29}$$

kde

$$J_{i, \text{konv}} \quad - \quad \text{konvektivní tok látky} \quad [\text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}]$$

$$c_i \quad - \quad \text{koncentrace látky} \quad [\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{V}_i \quad - \quad \text{objemový průtok tekutiny} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$A \quad - \quad \text{průtoková plocha} \quad [\text{m}^2]$$

$$v_i \quad - \quad \text{rychlost proudění} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

3.3 Přenos vlhkosti k fázovému rozhraní – přestup

Na rozhraní více fází dochází k přestupu hmoty kombinací difuzního a konvektivního mechanismu. Obecně je složka transportována z jedné fáze do druhé přes mezní vrstvu. I zde platí analogie přestupu tepla. Přestup hmoty nabývá charakteru podle typu proudění nad mezní vrstvou. V oblasti laminární podvrstvy, čili těsně nad hladinou, převládá molekulární difuze. Při větší vzdálenosti od hladiny má proudění turbulentní charakter a převládá konvektivní difuze. Určujícím prvkem rychlosti přestupu je především laminární podvrstva, jejíž tloušťka je velmi obtížné zjistit. Pro její zjištění se používají zjednodušující empirické vztahy.

Intenzita toku se vypočte z rov. 30

$$J_{iw} = k_c \cdot (c_i - c_{iw}) \quad \text{rov. 30}$$

kde

J_{iw}	- intenzita toku	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$
k_c	- součinitel přestupu hmoty	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_i	- koncentrace látky v jádře	$[\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_{iw}	- koncentrace látky při fázovém rozhraní	$[\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$

Tento vztah vyjadřuje přímou úměrnost mezi intenzitou toku a rozdílem koncentrací. Rovnice je analogická rovnici přestupu tepla. Součinitel přestupu je závislý na materiálových a transportních vlastnostech jednotlivých fází a na hydrodynamických vlastnostech (především rychlosti proudění). Zjišťuje se řešením rovnic podobnostních kritérií:

- Sherwoodovo kritérium

$$Sh = \frac{k_c \cdot l}{D} \quad \text{rov. 31}$$

kde

l	- charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
D	- charakteristická rychlost difuze	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$

- Pecletovo difuzní kritérium

$$Pe_d = \frac{v \cdot l}{D} \quad \text{rov. 32}$$

- Schmidtovo kritérium

$$Sc = \frac{Pe_d}{Re} = \frac{v}{D} \quad \text{rov. 33}$$

Pro plně rozvinuté turbulentní proudění má empirická rovnice tvar:

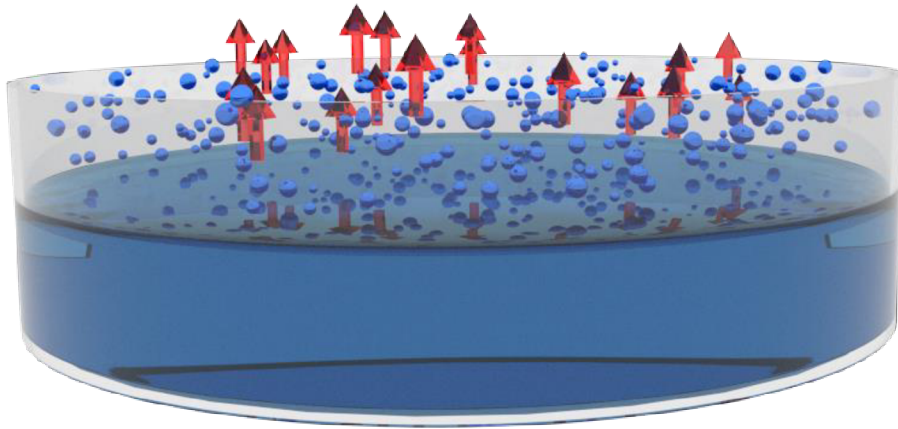
$$Sh = C \cdot Re^a \cdot Sc^b \quad \text{rov. 34}$$

kde

C, a, b	- konstanty určené z laboratorních pokusů.	$[-]$
-----------	--	-------

4 Odpar z vodní hladiny

Odpar z vodní hladiny je proces, při kterém na rozhraní dvou fází dochází vlivem rozdílu koncentrací k přestupu hmoty z jednoho prostředí do druhého. V prostředí bazénových hal je toto spojeno s narůstající vlhkostí vnitřního vzduchu a následně nutným odvlhčováním. V prostředí vodních ploch a atrakcí nedochází k odparu pouze z vodní hladiny, ale také z mokrých povrchů. Odpařování vody je také spojeno s přenosem latentního tepla, které je úměrné hmotnosti přenesené látky. Tato část navazuje na předchozí kapitolu mechanismy přenosu hmoty a popisuje přístupy k odparu z vodní hladiny používané v praxi.



Obr. 10 - Odpar z vodní hladiny

4.1 Výpočet VDI 2089 (starší vydání)

Metoda založená na rozdílu parciálních tlaků syté páry v mezní vrstvě při teplotě rovné teplotě vody a parciálních tlaků páry při teplotě rovné teplotě vzduchu. Nezohledňuje se rychlost proudění vzduchu nad hladinou. Je zde zaveden součinitel přenosu hmoty, který je experimentálně zjištěn z charakteru provozu bazénových hal.

Množství odpařené vody se stanoví dle rov. 35

$$\dot{M}_w = \varepsilon \cdot S_h \cdot (P_{v(tw)}'' - P_{v(ti)}) \quad \text{rov. 35}$$

kde:

ε	- součinitel přenosu hmoty dle Tab. 2	$[\text{g} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{Pa}^{-1}]$
S_h	- plocha volné hladiny	$[\text{m}^2]$
$P_{v(tw)}''$	- parciální tlak syté páry při teplotě rovné teplotě vody	$[\text{Pa}]$
$P_{v(ti)}$	- parciální tlak páry při teplotě rovné teplotě vzduchu	$[\text{Pa}]$

Tab. 2 - Součinitel přenosu hmoty pro bazény dle VDI 2089 (starší vydání)

Charakter provozu	ϵ [$\text{g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{Pa}^{-1}$]
Soukromý bazén	$3,6\cdot 10^{-5}$
Veřejný bazén	$7,8\cdot 10^{-5}$
Bazén s umělými vlnami	$9,7\cdot 10^{-5}$

4.2 Výpočet VDI 2089 (nové vydání)

Počítá s rozdílem parciálních tlaků, stejně jako starší vydání. Součinitel přenosu hmoty je definovaný dle Tab. 3 a vydělen plynovou konstantou s aritmetickým průměrem teplot.

$$\dot{M}_w = \frac{\beta_{(p/v)}}{R_v \cdot \bar{T}} \cdot S_{hl} \cdot (P''_{v(tw)} - P_{v(ti)}) \quad \text{rov. 36}$$

kde:

- β - součinitel přenosu hmoty viz Tab. 3 [$\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$]
- R_v - plynová konstanta pro vodní páru, $R_v = 461,52$ [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
- \bar{T} - aritmetický průměr teploty vzduchu [K]
- S_{hl} - plocha volné hladiny [m^2]
- $P''_{v(tw)}$ - parciální tlak syté páry při teplotě rovné teplotě vody [Pa]
- $P_{v(ti)}$ - parciální tlak páry při teplotě rovné teplotě vzduchu [Pa]

Tab. 3 - Součinitel přenosu hmoty pro bazény dle VDI 2089 (nové vydání)

Charakter provozu	Nepoužívaný bazén [$\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$]	Používaný bazén [$\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$]
Zakrytý bazén (odtok pouze z přetokového žlábků)	0,7	-
Soukromý bazén	7	21
Veřejný bazén (hloubka vody > 1,35m)	7	28
Veřejný bazén (hloubka vody < 1,35m)	7	40
Bazén s umělými vlnami	7	50

4.3 Výpočet podle L2

Metoda založená na rozdílu parciálních tlaků. Součinitel přenosu hmoty se zjišťuje výpočtem podle rychlosti vzduchu proudícího nad hladinou.

Množství odpařené vody se stanoví dle rov. 37

$$\dot{M}_w = \beta \cdot S_{hl} \cdot (P''_{v(tw)} - P_{v(ti)}) \quad \text{rov. 37}$$

kde:

- β - součinitel přenosu hmoty [$\text{g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{Pa}^{-1}$]
- S_{hl} - plocha volné hladiny [m^2]
- $P''_{v(tw)}$ - parciální tlak syté páry při teplotě rovné teplotě vody [Pa]

$P_{v(ti)}$ - parciální tlak páry při teplotě rovné teplotě vzduchu [Pa]

Součinitel přenosu hmoty se stanoví dle vztahů:

- Pro rychlost proudění vzduchu nad hladinou nižší než $0,3 \text{ ms}^{-1}$

$$\beta = 0,124 + 0,11w \quad \text{rov. 38}$$

- Pro klidný stav vzduchu

$$\beta = 0,105\Delta p^{-1,06} \quad \text{rov. 39}$$

Množství odpařené vody lze stanovit také z rozdílu měrných vlhkostí dle rov. 40

$$\dot{M}_w = \beta_x \cdot S_h \cdot (x''_{tw} - x_{ti}) \quad \text{rov. 40}$$

Kde β_x je stanoveno rov. 41

$$\beta_x = 25 + 19w \quad \text{rov. 41}$$

4.4 Zjednodušený výpočet využívající empirických závislostí

Množství odpařené vody se stanoví z rov. 42

$$\dot{M}_w = \beta_x \cdot \Delta x \cdot S_h = \beta_x \cdot (x''_h - x) \cdot S_h \quad \text{rov. 42}$$

kde:

β_x - součinitel přenosu vlhkosti vztahující se k rozdílu měrných vlhkostí syté vodní páry těsně nad hladinou a vodní páry v okolním vzduchu [g·s⁻¹·m⁻²Pa⁻¹]

Součinitel β_x se stanoví ze vztahů:

- pro $w \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\beta_x = (8,33 + 3,89w - 0,072t_u) \quad \text{rov. 43}$$

- pro $w > 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\beta_x = [6,94 + 3,89w - 0,072t_u - 9,72x \cdot (w - 1)] \quad \text{rov. 44}$$

kde:

t_u - aritmetický průměr teplot vnitřního vzduchu a vodní hladiny [K]
 x - aritmetický průměr měrných vlhkostí vnitřního vzduchu a nasyceného vzduchu při teplotě rovné teplotě vody [g·kg_{sv}⁻¹]
 w - rychlost proudění vzduchu nad hladinou [m·s⁻¹]

4.5 Výpočet podle L. Oppla

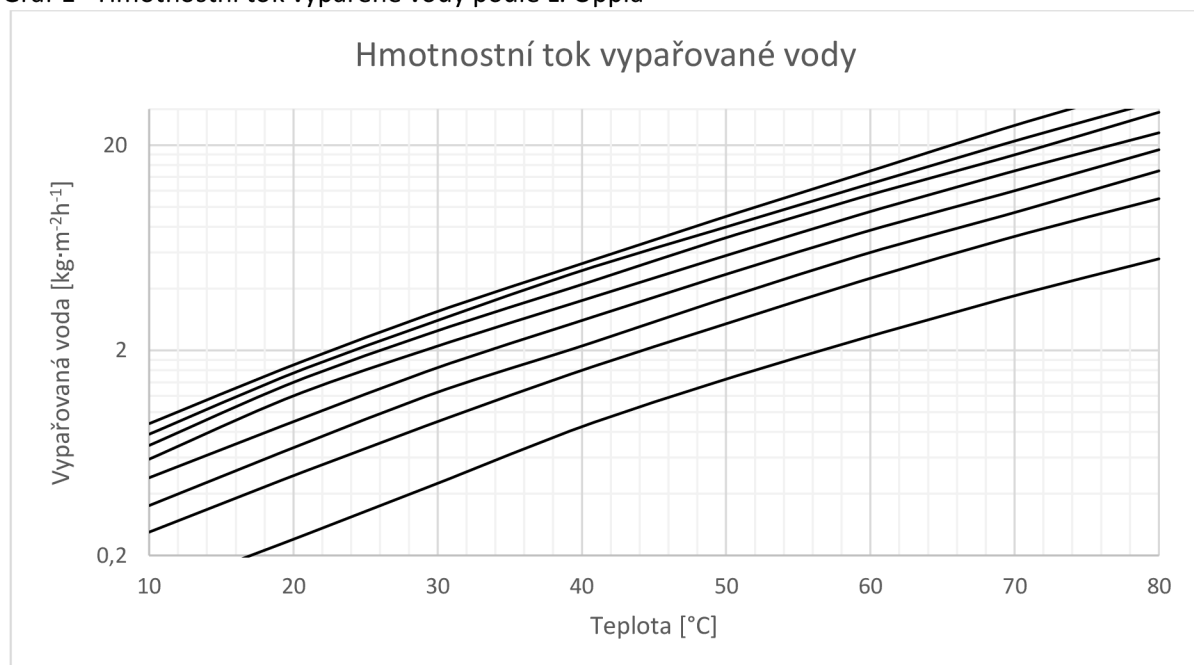
Tok odpařované vody z volné hladiny průmyslových van nebo bazénů silně závisí na parciálních tlacích vzduchu na hladině a v okolním vzduchu a na rychlosti proudění vzduchu. I v klidném vzduchu, bez nuceného větrání, vzniká nad hladinou pohyb vyvolaný volnou konvekcí. Velmi proto záleží na představě o obrazech proudění vzduchu v prostoru s vodní hladinou a na správném odhadu rychlosti pohybu vzduchu kolem hladiny. Podle L. Oppla se množství odpařené vody spočítá dle rov. 45.¹¹

$$\dot{M}_{wo} = (M_w - M_r) \cdot \frac{101,36}{P_b \cdot 3,6} \cdot S_h \quad \text{rov. 45}$$

kde:

- M - množství vypařené vody. Hodnoty M při teplotě vody (nikoliv povrchu) [kg·h⁻¹]
 a při teplotě rosného bodu okolního vzduchu lze odečíst z Graf 1

Graf 1 - Hmotnostní tok vypařované vody podle L. Oppla



4.6 Výpočet v programu Teruna v 1.5b

Programové řešení VUT v Brně, FAST, ústav TZB, založené na rozdílu parciálních tlaků a rychlosti proudění vzduchu nad hladinou.

¹¹ BLASINSKI, Petr. *Vlhkostní bilance bytu*. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně.

4.7 Vlastní řešení

Výpočet vycházející z vlastního experimentálního měření. Algoritmus sestaven na základě získaných dat při zkoumání rychlosti odparu z vodní hladiny. Zohledňuje teplotu vody v hlubině, teplotu a relativní vlhkost vnitřního vzduchu a rychlost proudění vzduchu nad hladinou. Blíže je tato problematika popsána v experimentální části této diplomové práce.

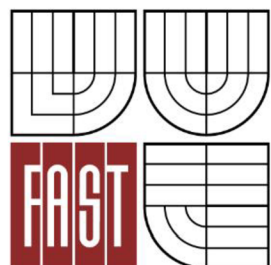
Množství odpaření vody se stanoví dle:

$$\dot{M}_w = S_{hl} \cdot (1 + 0,096v \cdot t_w) \cdot 0,612 \cdot (P''_{v(tw)} - P_{v(ti)})^{0,742} \quad \text{rov. 46}$$

S_{hl}	- plocha volné hladiny	[m ²]
v	- rychlost proudění vzduchu nad hladinou	[m·s ⁻¹]
t_w	- teplota vody	[°C]
$P''_{v(tw)}$	- parciální tlak syté páry při teplotě rovné teplotě vody	[Pa]
$P_{v(ti)}$	- parciální tlak páry při teplotě rovné teplotě vzduchu	[Pa]



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVE

ENERGETICKÁ NÁROČNOST VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK PRO BAZÉNOVÉ HALY

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. VÁCLAV BATELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ALEŠ RUBINA, PH.D.

1 Matematický model místnosti

1.1 Popis programového řešení

Cílem této části je vytvoření vlastního programového řešení obecného matematicko-fyzikálního modelu místnosti, na kterém lze simulovat její tepelně-vlhkostní chování. Jedná se o dynamický model, vycházející z metody elementárních bilancí s uvažováním nestacionárního vedení tepla. Lze tedy sledovat chování místnosti včetně vlivu akumulace. Principem výpočtu je rozložení trojrozměrného modelu místnosti na elementární jednorozměrné prvky. Na každém takovém prvku probíhají termodynamické děje, které jsou popsány matematickým popisem. Všechny tyto prvky jsou společně provázány a vzájemným spolupůsobením se podílejí na energetických tocích v systému.

Tohoto modelu lze využít pro zkoumání skutečného chování místnosti. Pro zjištění energetických nároků model vychází z předpokladu exaktně zvolených vnitřních okrajových podmínek místnosti a sledování ostatních činitelů, které tyto předem nastavené podmínky ovlivní. Jakákoliv změna bude kompenzována vzduchotechnickou jednotkou a zaznamenána její výkon. Model tedy zkoumá tepelné a vlhkostní toky v místnosti. Takto lze simulovat místnost libovolného tvaru, libovolných materiálových charakteristik a libovolných okrajových podmínek.

Výpočtový model je vytvořen pro jakoukoliv lokaci na zeměkouli při zadání její zeměpisné polohy. Je navíc přizpůsoben pro import naměřených dat z jakékoliv meteorologické stanice na světě. Jeho výhodou je výpočet přesných provozních parametrů při reálném provozu a možnost posouzení provozních nákladů ještě před realizací stavby. Investor tak dostane vypovídající hodnoty v průběhu celého roku. Nikoliv pouze pro letní a zimní extrém, jak tomu bývá ve většině případů. Tento program byl vytvořen v programu Excel 2013 z kancelářského balíku MS Office s využitím maker v jazyce Visual Basic for Application. Výsledky byly průběžně porovnávány s normovými hodnotami a vedení tepla porovnáno s analytickým řešením a programem CalA. Pracovní verze tohoto programu sloužila především pro tuto diplomovou práci. Do budoucna je uvažováno vytvoření jejího uživatelského rozhraní.

1.2 Zjednodušující předpoklady

Při simulacích není nikdy možné dosáhnout stejných výsledků jako v reálném světě. Už jen samotné vytvoření geometrie objektu do výpočtu vkládá určité nepřesnosti. Není možné přesně popsat proudění vzduchu v místnosti, chování lidí, apod. Proto jsou zavedeny určité zjednodušující předpoklady, při kterým ovšem zachovány klíčové vlastnosti systému. Mezi nejdůležitější patří:

- Vedení tepla v 1D
- Rozložení teplotního pole místnosti je konstantní
- Přestupy tepla na straně interiéru i exteriéru jsou konstantní
- Tepelná zátěž okny je počítána jako okamžitá
- Vzájemné působení jednotlivých elementů je provázáno ve hmotě vzduchu v místnosti
- Není započítán vliv akumulace nábytku

1.3 Vstupní hodnoty

- Geografická poloha
- Rozměry místnosti
- Orientace ke světovým stranám
- Materiálové charakteristiky
- Součinitele přestupu tepla
- Rozměry oken a dveří
- Ostění a stínící prvky
- Provozní doba
- Počet osob v jednotlivých hodinách
- Teplota interiéru
- Relativní vlhkost interiéru
- Plocha volné hladiny bazénu
- Teplota vody

1.4 Tepelná zátěž okny

Výpočet tepelných zisků okny vychází z normy ČSN 73 0548 - výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Pro optimalizaci výpočtu na PC jsou zde některé vztahy upraveny, případně vytvořeny vlastní. Například sluneční deklinace, výška Slunce nad horizontem a další.

1.4.1 Tepelná zátěž okny radiací

1.4.1.1 Sluneční deklinace

- dle ČSN 73 0548

$$\delta = -23,5 \cos(30M)$$

rov. 47

kde:

M - pořadové číslo měsíce [-]

Lze využít pouze pro každý 21. den v měsíci. Není vhodný pro celoroční průběh

- dle ČSN 73 0581

$$\delta = 23,45^\circ \sin(0,98^\circ D + 29,7^\circ M - 109) \quad \text{rov. 48}$$

kde:

D - pořadové číslo dne v měsíci [-]

Poměrně přesně popisuje průběh deklinace v průběhu celého roku. Drobná imperfekce nastává na přelomu měsíců.

- Vlastní

$$\delta = 23,45 \sin(D - D_{21.3.}) \quad \text{rov. 49}$$

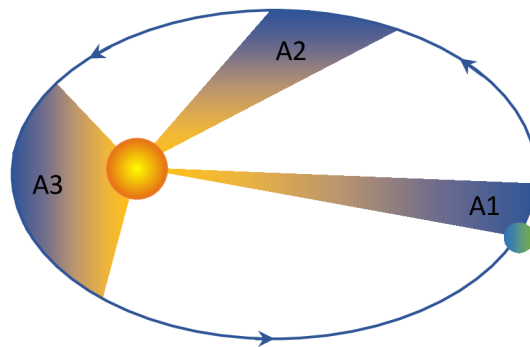
kde:

D - pořadové číslo dne v roce [-]

$D_{23.3.}$ - pořadové číslo dne 23.3. v roce [-]

Důvodem pro vytvoření vlastního vztahu bylo právě odstranění imperfekcí na rozhraní měsíců. Průběh deklinace v čase je nyní plynulá goniometrická funkce. Datum 23.3. je zvoleno jako referenční z důvodu nulové deklinace.

Žádný z výše uvedených výpočtů nezohledňuje eliptický pohyb Země kolem Slunce ve smyslu druhého Keplerova zákona. Předpokládá se kruhová trajektorie. Pro potřeby TZB je však toto dostačující.



Obr. 11 - Druhý Keplerův zákon

1.4.1.2 Výška Slunce nad horizontem

- Dle ČSN 730548

$$\sin h = 0,766 \sin \delta - 0,643 \cos \delta \cdot \cos(15\tau) \quad \text{rov. 50}$$

kde:

δ - sluneční deklinace [°]

τ - čas [hod]

Platí pouze pro zeměpisnou šířku 50°, do které spadá území ČR.

- Vlastní

$$h = \arcsin(\sin \delta \cdot \sin s - (\cos \delta \cdot \cos s) \cdot \cos \tau) \quad \text{rov. 51}$$

Tento vztah lze využít pro výpočet výšky Slunce nad horizontem pro jakoukoliv zeměpisnou šířku.

1.4.1.3 Sluneční azimut

$$\sin a = \frac{\sin(15\tau) \cdot \cos \delta}{\cos h} \quad \text{rov. 52}$$

1.4.1.4 Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků Θ

- Pro rovinu libovolně orientovanou v prostoru

$$\cos \theta = \sin \cos h \cdot \cos(\alpha) + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \gamma) \quad \text{rov. 53}$$

kde:

α - úhel stěny s vodorovnou rovinou [°]

γ - azimutový úhel normály stěny [°]

- Pro svislou rovinu (stěnu)

$$\cos \theta = \cos h \cdot \cos(\alpha - \gamma) \quad \text{rov. 54}$$

- Pro vodorovnou rovinu (plochá střecha)

$$\cos \theta = \sin h \quad \text{rov. 55}$$

1.4.1.5 Intenzita přímé sluneční radiace

$$\dot{I}_D = 1350 \cdot \exp \left[-0,1z \left(\frac{16-H}{16+H} / \sin h \right)^{0,8} \right] \quad \text{rov. 56}$$

kde:

H - nadmořská výška objektu [m.n.m.]

z - součinitel znečištění atmosféry [-]

Programové řešení počítá s naměřenými hodnotami z meteorologické stanice. Tyto hodnoty jsou měřeny pyranometrem.

1.4.1.6 Intenzita difuzní sluneční radiace

$$\dot{I}_D = (1350 - 0,5\dot{I}_D) \frac{\sin h}{5} \quad \text{rov. 57}$$

Programové řešení počítá s naměřenými hodnotami z meteorologické stanice

1.4.1.7 Osluněná část okna

$$S_{os} = [l_a - (e_1 - f)] \cdot [l_b - (e_2 - g)] \quad \text{rov. 58}$$

kde:

l_a - výška zasklení [m]

l_b - šířka zasklení [m]

- f - odstup od svislé stínící překážky (šířka rámu) [m]
g - odstup od vodorovné stínící překážky (šířka rámu) [m]
c - hloubka okna (venkovní ostění, svislý slunolam) [m]
d - hloubka okna (venkovní nadpraží, balkon, vodorovný slunolam) [m]

▪ Svislý stín

$$e_1 = d \cdot \frac{\tan h}{\cos|\alpha - \gamma|} \quad \text{rov. 59}$$

▪ Vodorovný stín

$$e_2 = c \cdot \tan|\alpha - \gamma| \quad \text{rov. 60}$$

kde:

- h - výška Slunce [m]
 α - sluneční azimut [m]
 γ - azimut stěny [°]

Pozn.: Pokud je délka stínu e_1 , resp. e_2 menší než f, resp. g, znamená to, že stín dopadá přímo na rám. V tomto případě se stín nezapočte. Pokud je rozdíl azimutů stěny a Slunce $|\alpha - \gamma| > 90^\circ$, je celé okno ve stínu a osluněná plocha okna se rovná nule.

1.4.1.8 Tepelné zisky radiací

$$Q_{or} = [S_{os} \cdot I_o \cdot c_o (S_o - S_{os}) \cdot I_{odif}] \cdot s \quad \text{rov. 61}$$

kde:

- c_o - korekce na čistotu atmosféry [-]
 I_o - celková intenzita radiace (globální záření) procházející oknem [$W \cdot m^{-2}$]
 I_{odif} - intenzita difuzní radiace procházející oknem [$W \cdot m^{-2}$]
s - stínící součinitel [-]
 S_o - plocha zasklení jednoho okna [m²]

1.4.2 Tepelná zátěž okny konvekcí

$$Q_{ok} = S_{ok} \cdot U_o \cdot (t_e - t_i) \quad \text{rov. 62}$$

kde:

- S_{ok} - plocha okna [m²]
 U_o - součinitel prostupu tepla oknem [$W \cdot m^{-2}$]
 t_e - teplota exteriéru [°C]
 t_i - teplota interiéru [°C]

1.4.3 Celková tepelná zátěž okny

$$Q_o = Q_{or} + Q_{ok} \quad \text{rov. 63}$$

1.5 Tepelná zátěž vnějších stěn

Pro výpočet prostupu tepla vnější stěnou je nutno kromě teplot na obou stranách stěny také započítat sluneční radiaci na osluněné straně konstrukce. Norma ČSN 730548 zavádí pojem rovnocenná sluneční teplota vzduchu t_r .

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon I}{\alpha_e} \quad \text{rov. 64}$$

kde:

I	- intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na stěnu	[W·m ⁻²]
ε	- součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci	[-]
α_e	- součinitel přestupu tepla radiací	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]

Změna venkovní teploty se na vlivu tepelné zátěže neprojeví okamžitě, ale s určitým časovým zpožděním. Tuto skutečnost ovlivňuje akumulace stěny. Norma ČSN 730548 zavádí pojmy fázový posun a součinitel zmenšení teplotního kolísání.

Podle tloušťky konstrukce rozděluje norma ČSN 730548 stěny do třech kategorií:

- lehké $d < 0,08$ m
- středně těžké $0,08$ m $< d < 0,45$ m
- těžké $d > 0,45$ m

Pro výpočtový model je průběh teplot stěnou počítán metodou kontrolních objemů.

1.5.1 Prostup tepla stěnou

Řešení vedení tepla stěnou vychází z Fourierovy diferenciální rovnice vedení tepla.

$$\frac{\partial}{\partial x} \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right) + Q_{ZDR} = \rho \cdot c \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad \text{rov. 65}$$

kde:

t	- teplota	[K]
λ	- součinitel tepelné vodivosti	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
ρ	- objemová hmotnost	[kg·m ⁻³]
c	- měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Q_{ZDR}	- vnitřní zdroj tepla (objemový)	[W·m ⁻³]

Rovnice rov. 65 popisuje nestacionární vedení tepla 3D s vnitřním zdrojem tepla. Ve výpočtovém modelu bylo zavedeno zjednodušení pro vedení tepla pouze v 1D.

$$\frac{\partial}{\partial x} \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) = \rho \cdot c \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad \text{rov. 66}$$

1.5.1.1 Metoda diferenční

Hlavní myšlenkou je prostorová a časová diskretizace a nahrazení parciální derivace na výpočtové síti přibližnými numerickými algebraickými výrazy (Taylorův rozvoj). Pokud se počet diskretizačních uzlů blíží nekonečnu a časový krok blíží nule, potom se numerické řešení blíží analytickému.

$$\Phi(x) = \Phi(x+h) + \frac{h}{1!} \cdot \frac{d\Phi(x+h)}{dx^1} + \frac{h^2}{2!} \cdot \frac{d^2\Phi(x+h)}{dx^2} + \frac{h^n}{n!} \cdot \frac{d^n\Phi(x+h)}{dx^n} \quad \text{rov. 67}$$

Při zanedbání 4. a vyšších řádů

$$\frac{\partial\Phi}{\partial x} \approx \frac{\Delta\Phi}{\Delta x} = \frac{\Phi(x+h) - \Phi(x)}{h} \quad \text{rov. 68}$$

Po derivaci

$$\frac{\partial^2\Phi}{\partial^2x} \approx \frac{\Phi(x-h) - 2\Phi(x) + \Phi(x+h)}{h^2} \quad \text{rov. 69}$$

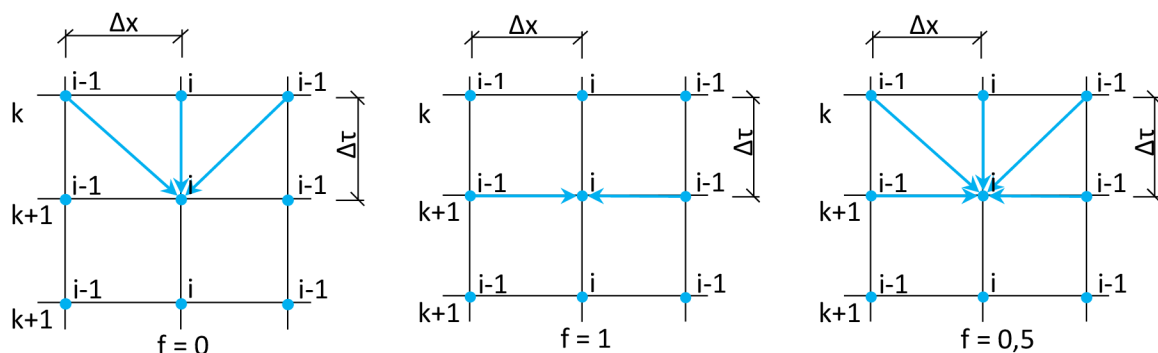
Metoda diferenční je vhodná pro řešení polynomické funkce. Odhad chyby počítán Lagrangeovým vztahem.

1.5.1.2 Metoda kontrolních objemů

Metoda založena na integrování parciální derivace přes kontrolní objemy, což vede k řešení lineárních algebraických rovnic. Každý kontrolní objem si uchovává informaci o své teplotě a teplotní vodivosti a je ovlivňován sousedními objemy přes rovnici vedení tepla. Tato metoda je fyzikálně názorná a zaručuje vyrovnanou tepelnou bilanci. V současné době patří mezi nejoblíbenější v oborech mechaniky tekutin a přenosu tepla.

Řešení úlohy lze rozdělit dle volby váhového faktoru f na:

- Explicitní $f = 0$ je vyjádřeno přímo, není třeba řešit soustavu LAR
- Implicitní $f = 1$ nutno řešit soustavu LAR
- Kombinované $f = 0,5$ Crank-Nicolsonovo schéma, nutno řešit soustavu LAR



Obr. 12 - Schéma: explicitní [$f = 0$], implicitní [$f = 1$], Crank-Nicolsonovo [$f = 0,5$]

Tyto soustavy rovnic lze řešit pomocí algoritmů.

- Přímé (finitní):
 - Gaussova eliminační metoda (GEM)
 - Dosazovací metoda
 - LU rozklad
 - TDMA
- Iterační:
 - Gauss-Seidlova iterační metoda (GSM)
 - Jaccobiho iterační metoda (JIM)
 - Metoda prosté iterace (MPI)
- Kombinované:
 - TDMA + GSM
 - GEM + GSM

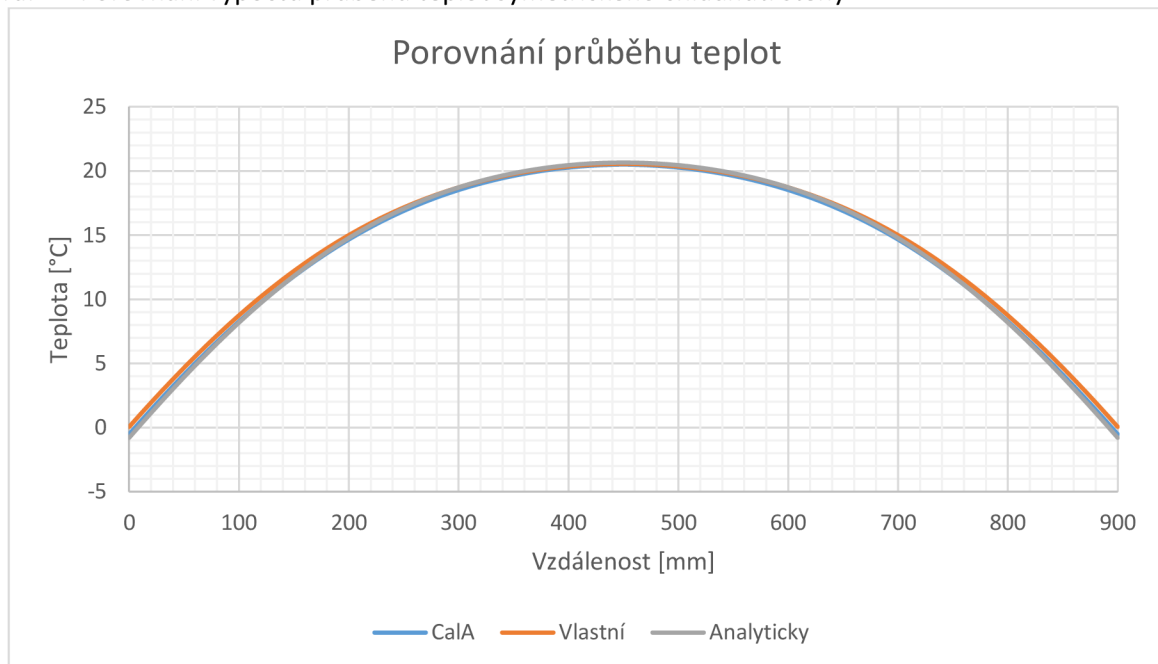
Díky výpočtu vedení tepla pouze v 1D vede výpočet k řešení soustavy rovnic na tridiagonální matici.

Proto byla jako optimální metoda zvolena TDMA.

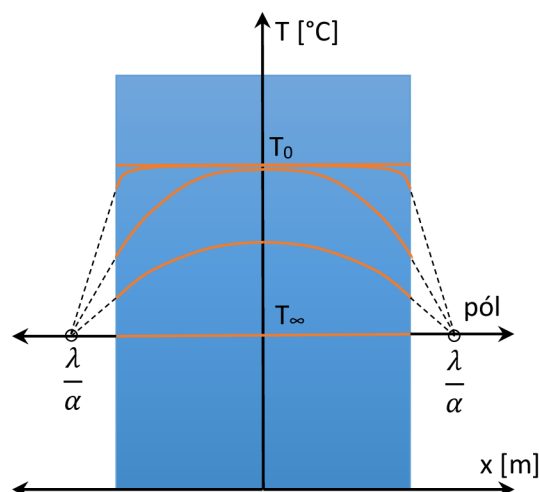
1.6 Validita programového řešení

Matematický model pro nestacionární vedení tepla stěnou byl ověřen pomocí softwaru CalA a pomocí analytického řešení. Byla zvolena jednovrstvá symetrická konstrukce s počátečními podmínkami okolního vzduchu 20 °C. Při umístění stěny do prostoru s teplotou -10 °C byl pozorován průběh teplot v časovém úseku 10 hod. Porovnání výsledků je patrné v následujícím grafu.

Graf 2 - Porovnání výpočtů průběhu teplot symetrického chladnutí stěny



1.6.1 Symetrické chladnutí stěny



Obr. 13 - Symetrické chladnutí stěny

1.6.1.1 Analytický výpočet pro symetrické chladnutí stěny

$$\frac{T_{st} + T_o}{T_a - T_o} = \sum \frac{2 \cdot \sin \delta_i}{\delta_i + \sin \delta_i \cdot \cos \delta_i} \cdot \cos \delta_i \left(\delta_i \frac{x}{0,5s} \right) \cdot e^{-\delta_i^2 \cdot Fo} \quad \text{rov. 70}$$

kde:

δ_i	- kořen transcendentní rovnice	[-]
Fo	- Fourierovo kritérium	[-]
x	- souřadnice	[m]

1.6.1.2 Transcendentní rovnice

$$\delta_i \cdot \tan \delta_i = Bi \quad \text{rov. 71}$$

1.6.1.3 Biotovo číslo

Bezrozměrné číslo vyjadřující charakter chladnutí tělesa.

$$Bi = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} \quad \text{rov. 72}$$

kde:

α	- součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
x	- charakteristický rozměr	[m]
λ	- součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$

1.7 Tepelná zátěž vnitřních stěn

V modelu je tepelná zátěž vnitřních stěn reprezentována stejným algoritmem jako vnější stěna s tím rozdílem, že zde není uvažováno oslunění. Součinitel přestupu tepla se tedy skládá pouze z konvekční složky. Okrajová podmínka na vnějším okraji stěny je typu Newton. Tedy teplota v místě nekonečno sousední místnosti a součinitel přestupu tepla konvekce. Teplotu v sousední místnosti lze volit jako konstantní, nebo funkčně závislou. Je možné zadat předpokládané hodnoty zjištěné empiricky z jiných budov podobného provozu.

1.8 Tepelné zisky od lidí

$$Q_l = n_l \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) \quad \text{rov. 76}$$

kde:

n_l - počet lidí [os]

1.9 Tepelné zisky od svítidel

$$Q_{sv} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \quad \text{rov. 77}$$

kde:

S_s - podlahová plocha zmenšená o osvětlenou plochu oknem [m²]

P_s - výkon osvětlení [W·m⁻²]

c_1 - součinitel současnosti [-]

c_2 - zbytkový součinitel 1, při odsávání vzduchu z okolí svítidel 0,7 [-]

1.10 Vodní zisky

1.10.1 Vodní zisky od lidí

$$Q_1 = n_l \cdot m_l \quad \text{rov. 78}$$

kde:

n_l - počet osob [os]

m_l - produkce vodní páry na jednu osobu [g·os⁻¹·h⁻¹]

1.10.2 Vodní zisky odparem z vodní hladiny

Problematice je věnována teoretická část: „Přenos vlhkosti k fázovému rozhraní – přestup“ a „Odpar z vodní hladiny“. V matematickém modelu se vychází z experimentálně naměřených hodnot, tedy z rov. 46.

1.11 Zátěž citelným teplem od přestupu tepla mezi vodní hladinou a vzduchem

$$Q_{hl} = \alpha \cdot S_{hl} \cdot \Delta t \quad \text{rov. 79}$$

kde:

- α - součinitel přestupu tepla mezi vodní hladinou a vzduchem [W·m⁻²·K⁻¹]
 S_{hl} - plocha hladiny [m²]

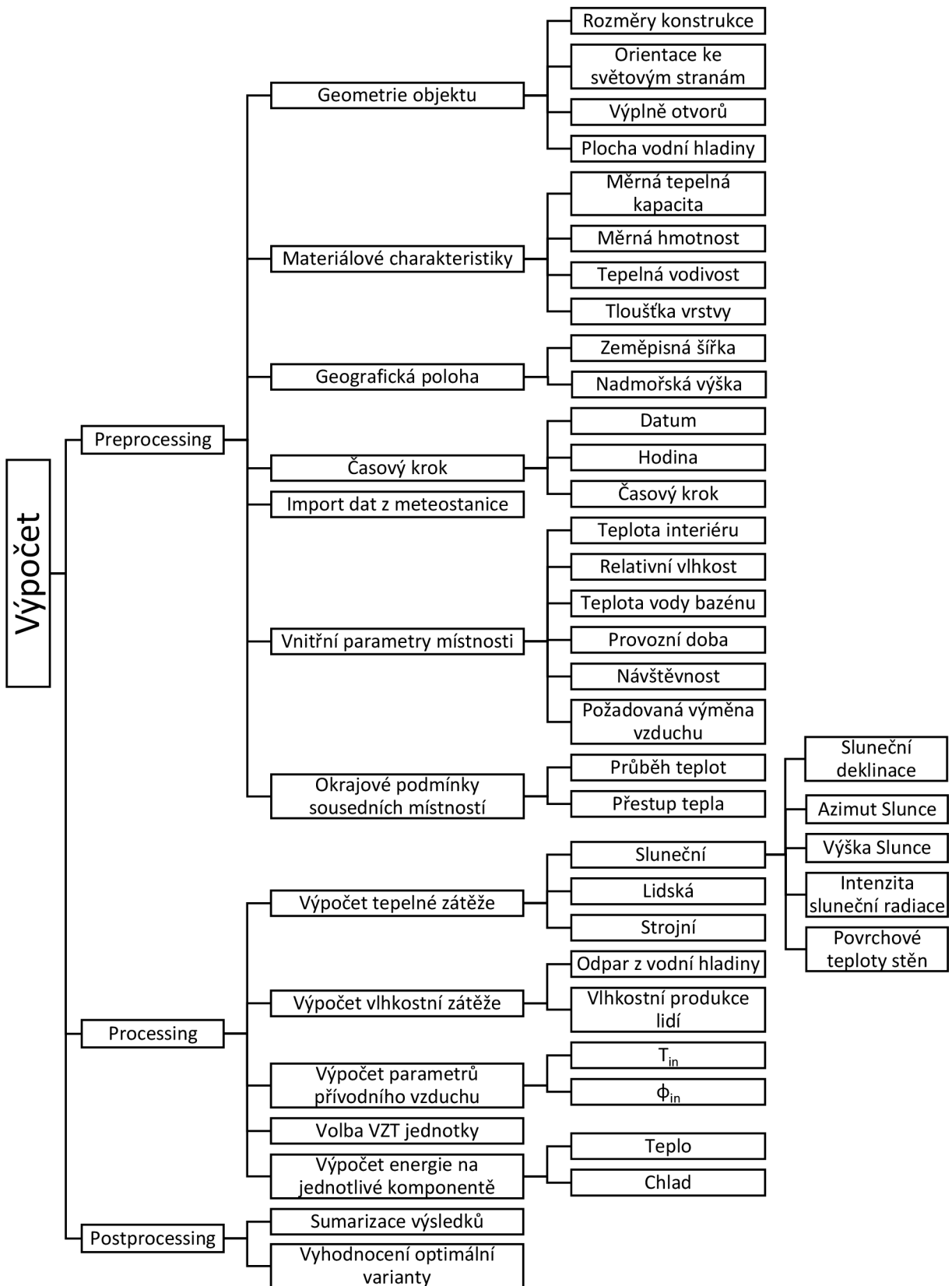
1.12 Zátěž vázaným teplem

$$Q_l = \dot{M}_w \cdot l \quad \text{rov. 80}$$

kde:

- \dot{M}_w - množství vypařené vody [kg·h⁻¹]
 l - výparné teplo vody [kJ·kg⁻¹]

1.13 Schéma výpočtového programu



2 Aplikace na zadané budově

Výpočtový program je navržen pro řešení libovolné geometrie místnosti a jejich vnitřních provozních parametrů. Pro ilustraci byla provedena simulace na imaginární hale plaveckého bazénu pro brněnské klimatické podmínky. Simulace byla provedena pro rok 2013 v časovém kroku 1 hodina. Výsledkem je stanovení energetické náročnosti místnosti v průběhu jednoho roku.



Obr. 14 - Bazénová hala¹²

2.1 Geometrie objektu

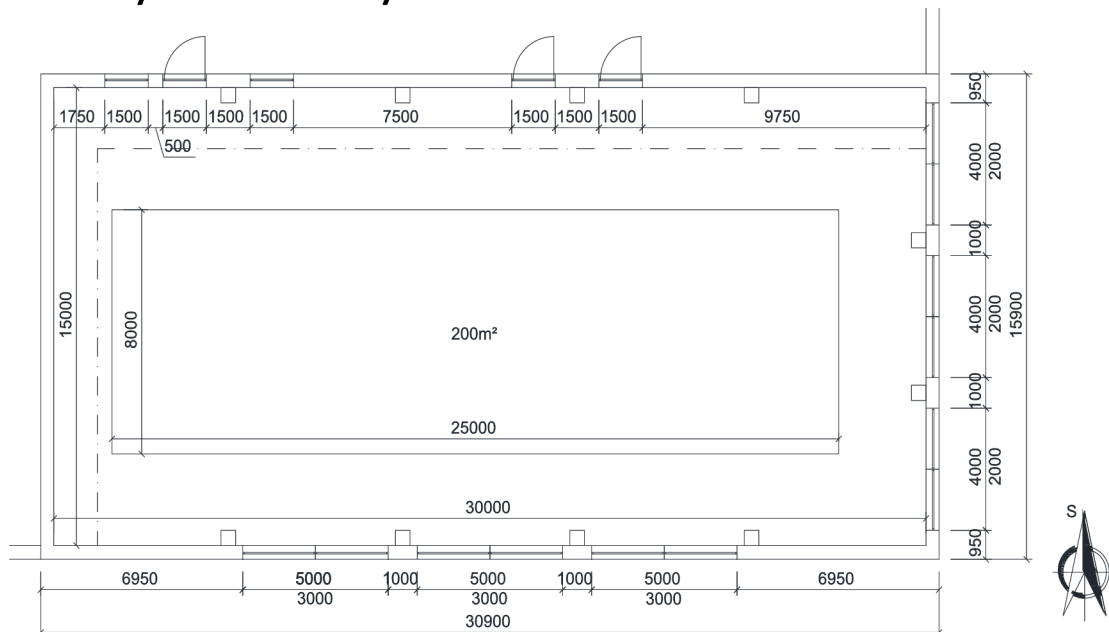
Rozměry místnosti: 30 x 15 x 5 m

Ostění: 200 mm

Plocha vodní hladiny: 200 m²

¹² Bazénová hala [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.bazen-zdar.cz/page.aspx?IDPage=1>

2.2 Půdorys bazénové haly



2.3 Materiálové charakteristiky

ozn.	Vnitřní zdivo 300	λ	d	ρ	c
		$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$[\text{J}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}^{-1}]$
S1	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	2000	850
	Lepící hmota	0,900	10	900	790
	Zdivo Porotherm 30 AKU P+D	0,350	300	850	900
	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	2000	850

ozn.	Obvodové zdivo 450	λ	d	ρ	c
		$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$[\text{J}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}^{-1}]$
S2	Silikátová omítka tenkovrstvá	0,900	10	2000	850
	Lepící hmota	0,900	10	900	790
	Tepelná izolace EPS Graywall	0,032	50	18	1150
	Zdivo Porotherm 44 EKO	0,094	440	850	790
	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	2000	850

ozn.	Obvodové zdivo 450	λ	d	ρ	c
		$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$[\text{J}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}^{-1}]$
S3	Silikátová omítka tenkovrstvá	0,900	10	2000	850
	Lepící hmota	0,900	10	900	790
	Tepelná izolace EPS Graywall	0,032	50	18	1150
	Zdivo Porotherm 44 EKO	0,094	440	850	900
	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	850	790
ozn.	Vnitřní zdivo 300	λ	d	ρ	c

		$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$[mm]$	$[kg \cdot m^{-3}]$	$[J \cdot kg \cdot K^{-1}]$
S4	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	2000	850
	Lepící hmota	0,900	10	900	790
	Zdivo Porotherm 30 AKU P+D	0,350	300	850	900
	Omítka Porotherm Universal	0,900	10	2000	850

ozn.	Podlaha bazén	λ	d	ρ	c
		$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$[mm]$	$[kg \cdot m^{-3}]$	$[J \cdot kg \cdot K^{-1}]$
P1	Keramická dlažba Attico	1,010	8	2000	900
	Flexibilní lepidlo Adesiltex	0,049	4	60	59
	Betonová mazanina C20/25 s kari sítí	1,230	50	2500	900
	Hydroizolace polymer-cement. malta Silatic	0,950	4	-	-
	Tepelná izolace, XPS Styrodur	0,034	100	18	1150
	Podkladový beton zhutněný	1,230	100	2300	1020
	Štěrkopískový podsyp zhutněný	-	100		

ozn.	Střecha	λ	d	ρ	c
		$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$[mm]$	$[kg \cdot m^{-3}]$	$[J \cdot kg \cdot K^{-1}]$
ST1	Kačírek – kamenivo frakce 32-64	-	100	2000	900
	Hydroizolace 2x asfaltový pás Bitagit R	0,200	4	-	-
	Tepelná izolace EXP	0,034	180	18	1150
	Parozábrana – asfaltový pás Bitagit V60 S35	0,950	2	640	860
	Spádová vrstva – keramzitbeton	0,340	50	1200	880
	Betonová zálivka C15/20	1,230	50	2300	1020
	ŽB nosník + ŽB deska	1,230	190	2500	1020
	Omítka vápenocementová	0,990	15	2000	790

2.4 Geografická poloha

Souřadnice GPS: 49°14'00.6"N 16°31'17.0"E

Nadmořská výška: 225 m.n.m.

2.5 Časový krok

Volba časového kroku je volena s ohledem na náročnost výpočtu. Pro tepelné chování místnosti je zvolen časový krok 1 hodina.

2.6 Import dat z meteorologické stanice

Pro výpočet tepelného chování místnosti a energetických nároků byla využita data z meteorologické stanice Ústavu vodního hospodářství, FAST, VUT v Brně. Veličiny užité ve výpočtu:

- Teplota vzduchu
- Relativní vlhkost vzduchu
- Přímá sluneční radiace
- Difuzní radiace
- Atmosférický tlak

2.7 Vnitřní parametry místnosti

Teplota vzduchu v místnosti: 28 °C

Relativní vlhkost: max. 60 %

Teplota vody v bazénu: 26 °C

Provozní doba: 8:00 – 20:00 hod

Počet osob: 20 os

Zakrytí bazénové plochy v době mimo provoz: ano

2.8 Okrajové podmínky sousedních místností

Pro tento případ byla zvolena konstantní teplota vzduchu okolních místností 24 °C. Součinitele přestupu tepla jsou zvoleny $8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

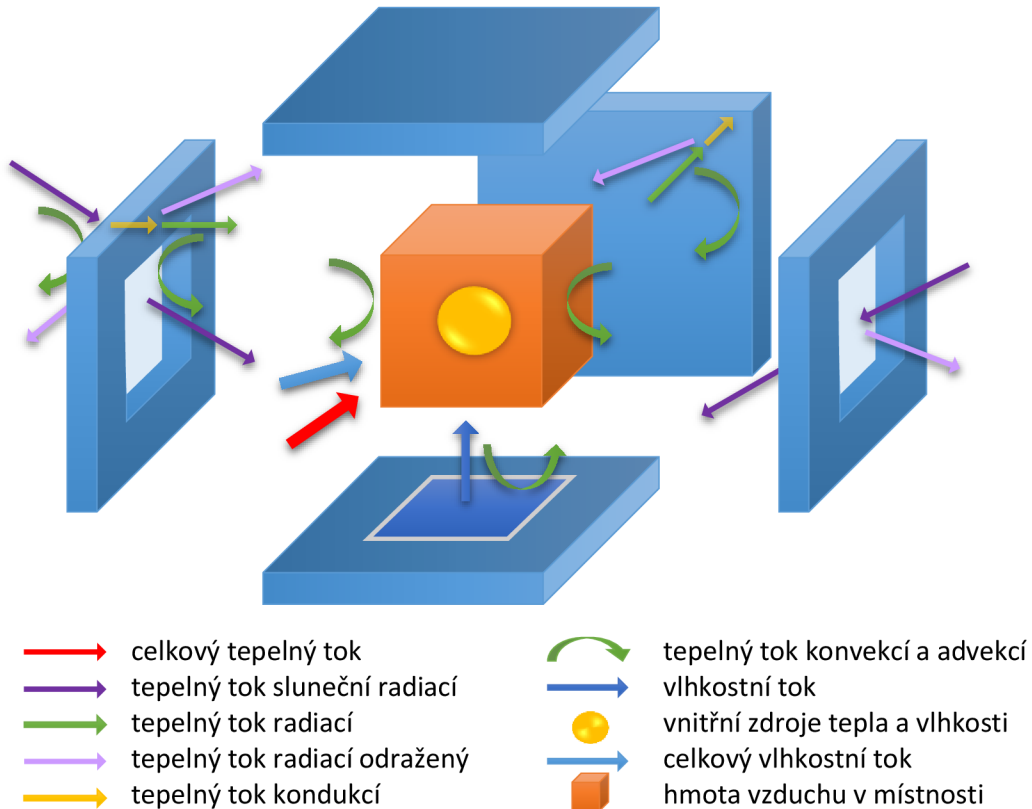
2.9 Výpočet tepelné zátěže

Model místnosti je rozložen do 6 základních částí:

- stěny
- strop
- podlaha

Průsvitné konstrukce jsou pro výpočet uvažovány bez vlivu akumulace a tepelné přenosy probíhají okamžitě. Pro všechny neprůsvitné části je počítán průběh teplot v závislosti na vnější teplotě a intenzitě sluneční radiace. Průběh teplot je řešen metodou kontrolních objemů při volbě okrajových podmínek typu Newton. Hodnota potřebná pro výpočet tepelné zátěže místnosti se zde nachází ve formě vnitřní povrchové teploty konstrukce. Výpočet automaticky volí prostorový a časový diskretizační krok při dodržení Fourierova kritéria konvergence. Prostorová diskretizace je v tomto případě nastavena jako ekvidistantní. Z tohoto důvodu je velikost prostorového kroku ovlivněna nejtenčí vrstvou. Jelikož je počet prostorových kroků přímo úměrný velikosti výpočetní matice, vzrůstají nároky na paměť. S nižším prostorovým krokem také kvadraticky klesá velikost časového kroku. To znamená, že vzrůstá počet opakování výpočetní operace. Pro představu bylo v tomto modelu

na simulaci jednoho roku užito 750 miliónů výpočetních buněk. Bez možnosti užití skriptů by tento výpočet nebyl prakticky možný. Pro urychlení výpočtu a nižším nárokům na PC je do budoucna uvažováno o vytvoření neekvidistantní diskretizace.



Obr. 15 - Mechanismy sdílení tepla v místnosti

Těchto 6 částí je mezi sebou provázáno přes hmotu vnitřního vzduchu v místnosti. Ta v sobě zahrnuje vnitřní zisky od lidí, strojů a odparu z vodní hladiny. Součtem všech tepelných ztrát a zisků vyčíslíme celkovou tepelnou zátěž místnosti. Tyto výpočty byly provedeny pro každou hodinu v průběhu celého roku. Z důvodu velkého množství dat jsou pro ilustraci přiloženy pouze výsledky ze dne 1.1.2013 pro zimní období a 1.7.2013 pro letní období. Výsledky jsou přiloženy pro jižní stěnu (stěna 3) a pro celkovou bilanci místnosti.

Tab. 4 - Výpočet tepelných zisků pro 1.1.2013, stěna 3

Datum	Čas	Deklinace	Výška Slunce	Azimut Slunce	Azimut stěny	Rozdíl azimutů	Prostorový úhel	Teplota venkovního vzduchu	Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k paprskům	Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na rovinu okna	Intenzita difúzní sluneční radiace působící na rovinu okna	Intenzita sluneční radiace na vnější povrchu okna
den	hod	δ	h	a	a_s	$a-a_s$	θ	$\theta_{ae,t}$	I_{pn}	I_p	I_d	I
[-]	[h]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°C]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]
1.1.	0	-23,1	-63,1	0,0	180	180	116,9	-2,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	1	-23,1	-60,7	29,1	180	151	118,2	-1,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	2	-23,1	-54,4	52,1	180	128	120,3	-1,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	3	-23,1	-46,0	69,3	180	111	119,4	-0,4	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	4	-23,1	-36,6	82,9	180	97	113,7	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	5	-23,1	-27,0	85,5	180	95	103,3	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	6	-23,1	-17,5	105,4	180	75	90,0	-0,3	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	7	-23,1	-8,5	116,1	180	64	75,2	-0,7	1,0	0,3	0,0	0,3
1.1.	8	-23,1	-0,3	127,2	180	53	60,0	-0,3	60,0	30,0	5,0	35,0
1.1.	9	-23,1	6,7	139,1	180	41	45,4	0,0	80,0	56,2	7,0	63,2
1.1.	10	-23,1	12,2	151,9	180	28	32,2	-0,1	55,0	46,6	5,0	51,6
1.1.	11	-23,1	15,7	165,7	180	14	21,6	0,0	33,0	30,7	3,0	33,7
1.1.	12	-23,1	16,9	180,0	180	0	16,9	0,0	33,0	31,6	3,0	34,6
1.1.	13	-23,1	15,7	194,3	180	14	21,6	-0,2	21,0	19,5	2,0	21,5
1.1.	14	-23,1	12,2	208,1	180	28	32,2	-0,4	10,0	8,5	1,0	9,5
1.1.	15	-23,1	6,7	220,9	180	41	45,4	-0,4	1,0	0,7	0,0	0,7
1.1.	16	-23,1	-0,3	232,8	180	53	60,0	-0,4	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	17	-23,1	-8,5	296,1	180	116	75,2	-0,5	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	18	-23,1	-17,5	285,4	180	105	90,0	-0,6	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	19	-23,1	-27,0	274,5	180	95	103,3	-0,6	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	20	-23,1	-36,6	277,1	180	97	113,7	-0,7	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	21	-23,1	-46,0	290,7	180	111	119,4	-0,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	22	-23,1	-54,4	307,9	180	128	120,3	-0,9	0,0	0,0	0,0	0,0
1.1.	23	-23,1	-60,7	330,9	180	151	118,2	-1,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2.1.	24	-23,1	-63,1	360,0	180	180	116,9	-1,3	0,0	0,0	0,0	0,0

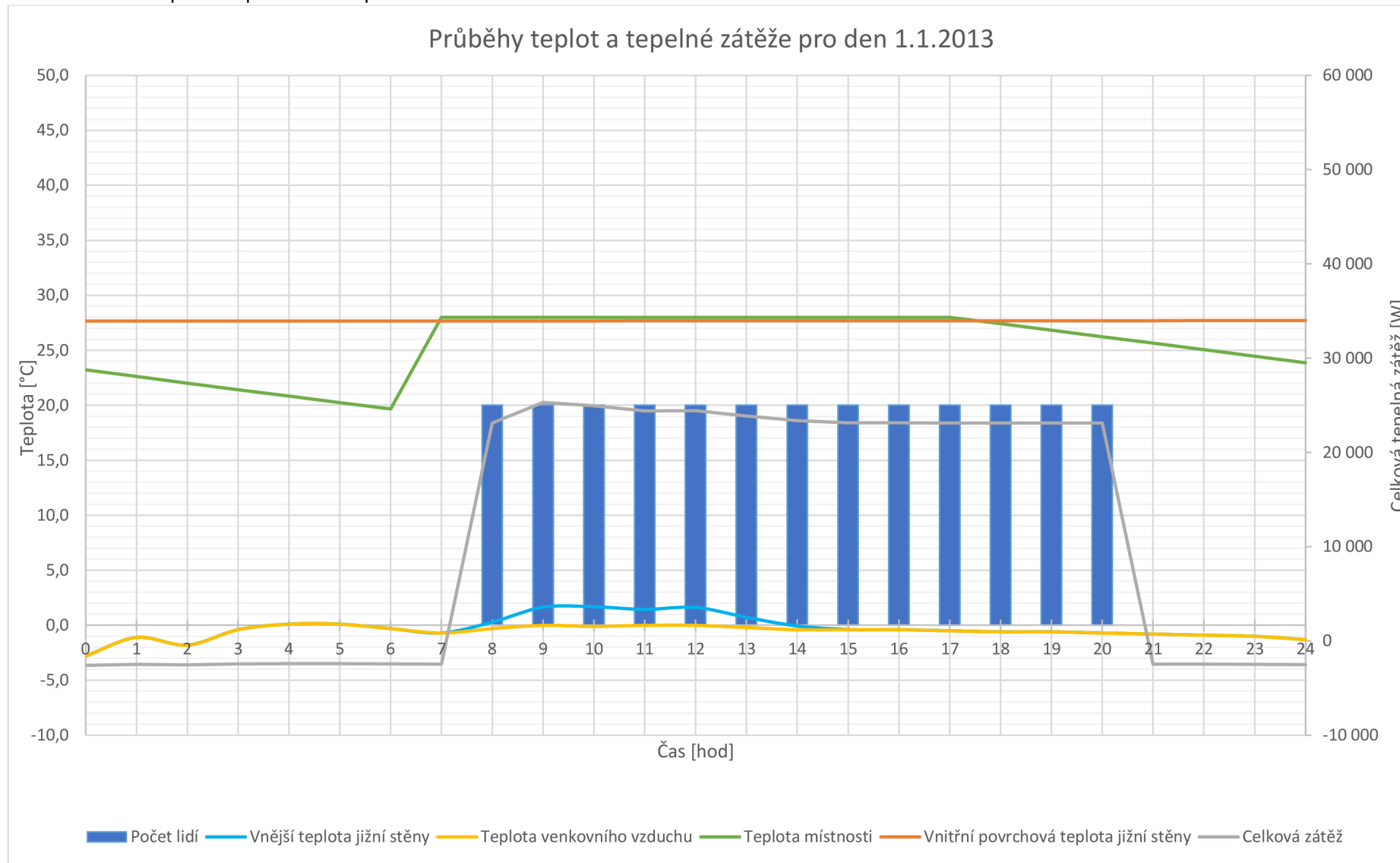
Celková intenzita sluneční radiace procházející oknem	Intenzita difúzní radiace procházející oknem	Délka vodorovného stínu	Délka svislého stínu	Osluněná plocha okna	Tepelné zisky okna radiací	Tepelné zisky okny radiací	Tepelné zisky okny prostupem	Absolutní teplota oblohy	Teplota venkovní neprůsvítné konstrukce	Vnitřní povrchová teplota neprůsvítné konstrukce	Tepelná zátěž od stěny sáláním	Celková tepelná zátěž stěny
$I_o = I_c$	I_{do}	e_1	e_2	S_{os}	$Q_{or,1}$	$Q_{or,n}$	$Q_{o,p}$	T_{sk}	$\theta_{e,tn}$	$\theta_{i,t}$	$Q_{s,s}$	$Q_{T,s}$
[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[m]	[m]	[m ²]	[W]	[W]	[W]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[W]
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 247	246	-2,8	28	-199	-1 446
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 179	248	-1,1	28	-198	-1 376
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 207	247	-1,8	28	-197	-1 404
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 150	249	-0,4	28	-196	-1 346
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 130	250	0,1	28	-195	-1 325
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 130	250	0,1	28	-194	-1 324
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 146	249	-0,3	28	-193	-1 339
0,1	0,0	0,75	stín	stín	0	0	-1 162	249	-0,7	28	-192	-1 354
26,9	4,3	0,35	stín	stín	0	0	-1 146	249	1,3	28	-191	-1 337
53,2	6,0	0,20	0,03	12,7	758	2 274	-1 134	250	2,9	28	-189	950
44,5	4,3	0,12	0,05	12,8	631	1 893	-1 138	250	2,3	28	-188	567
29,2	2,6	0,05	0,06	13,0	415	1 245	-1 134	250	1,6	28	-187	-76
30,0	2,6	0,00	0,06	13,1	429	1 287	-1 134	250	1,6	28	-186	-32
18,7	1,7	0,05	0,06	13,0	266	798	-1 142	249	0,8	28	-184	-528
8,2	0,9	0,12	0,05	12,8	117	350	-1 150	249	0,0	28	-183	-983
0,6	0,0	0,20	0,03	12,7	8	23	-1 150	249	-0,4	28	-182	-1 309
0,0	0,0	0,35	stín	stín	0	0	-1 150	249	-0,4	28	-180	-1 331
0,0	0,0	0,75	stín	stín	0	0	-1 154	249	-0,5	28	-179	-1 333
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 158	249	-0,6	28	-178	-1 336
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 158	249	-0,6	28	-177	-1 335
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 162	249	-0,7	28	-176	-1 338
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 166	249	-0,8	28	-175	-1 341
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 170	248	-0,9	28	-174	-1 344
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 175	248	-1,0	28	-173	-1 348
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-1 187	248	-1	28	-172	-1 359

Tab. 5 - Výpočet celkové tepelné a vlhkostní zátěže místnosti pro 1.1.2013

Datum	Čas	Tepelné zisky okny radiací	Tepelné zisky okny prostupem	Počet osob v místnosti	Teplota venkovního vzduchu	Absolutní teplota oblohy	Tepelná zátěž od stěn sáláním	Tepelná zátěž od vnitřních zdrojů tepla (lidé, PC)	Vodní zisky odparem	Vodní zisky od lidí
den	hod	$Q_{or,n}$	$Q_{o,p}$	n	$\theta_{ae,t}$	T_{sk}	$Q_{s,s}$	$Q_{is,t}$	$Q_{o,p}$	$Q_{o,p}$
[-]	[h]	[W]	[W]	[os]	[°C]	[K]	[W]	[W]	[kg.h ⁻¹]	[kg.h ⁻¹]
1.1.	0,0	0	-1 956	0,0	-2,8	245,9	-239	0	0,0	0,0
1.1.	1,0	0	-1 850	0,0	-1,1	248,2	-238	0	0,0	0,0
1.1.	2,0	0	-1 894	0,0	-1,8	247,2	-237	0	0,0	0,0
1.1.	3,0	0	-1 807	0,0	-0,4	249,2	-236	0	0,0	0,0
1.1.	4,0	0	-1 776	0,0	0,1	249,8	-235	0	0,0	0,0
1.1.	5,0	0	-1 776	0,0	0,1	249,8	-234	0	0,0	0,0
1.1.	6,0	0	-1 801	0,0	-0,3	249,3	-233	0	0,0	0,0
1.1.	7,0	0	-1 825	0,0	-0,7	248,7	-232	0	0,0	0,0
1.1.	8,0	0	-1 801	20,0	-0,3	249,3	-231	2 992	33,2	2,1
1.1.	9,0	2 162	-1 782	20,0	0,0	249,7	-230	2 992	33,2	2,1
1.1.	10,0	1 808	-1 788	20,0	-0,1	249,6	-229	2 992	33,2	2,1
1.1.	11,0	1 256	-1 782	20,0	0,0	249,7	-228	2 992	33,2	2,1
1.1.	12,0	1 287	-1 782	20,0	0,0	249,7	-226	2 992	33,2	2,1
1.1.	13,0	722	-1 794	20,0	-0,2	249,4	-225	2 992	33,2	2,1
1.1.	14,0	246	-1 807	20,0	-0,4	249,2	-225	2 992	33,2	2,1
1.1.	15,0	8	-1 807	20,0	-0,4	249,2	-224	2 992	33,2	2,1
1.1.	16,0	0	-1 807	20,0	-0,4	249,2	-224	2 992	33,2	2,1
1.1.	17,0	0	-1 813	20,0	-0,5	249,0	-224	2 992	33,2	2,1
1.1.	18,0	0	-1 819	20,0	-0,6	248,9	-224	2 992	33,2	2,1
1.1.	19,0	0	-1 819	20,0	-0,6	248,9	-226	2 992	33,2	2,1
1.1.	20,0	0	-1 825	20,0	-0,7	248,7	-228	2 992	33,2	2,1
1.1.	21,0	0	-1 832	0,0	-0,8	248,6	-230	0	0,0	0,0
1.1.	22,0	0	-1 838	0,0	-0,9	248,5	-234	0	0,0	0,0
1.1.	23,0	0	-1 844	0,0	-1,0	248,3	-238	0	0,0	0,0
2.1.	24,0	0	-1 863	0,0	-1,3	247,9	-243	0	0,0	0,0

Vodní zisky celkem	Tepelné zisky citelným teplem od přestupu mezi vodní hladinou a vzduchem	Zátěž vázaným teplem	Celková tepelná zátěž
$Q_{o,p}$	$Q_{v,c}$	$Q_{v,v}$	$Q_{T,t}$
[kg.h ⁻¹]	[W]	[W]	[W]
0,0	-400	0	-2 595
0,0	-400	0	-2 488
0,0	-400	0	-2 531
0,0	-400	0	-2 443
0,0	-400	0	-2 411
0,0	-400	0	-2 410
0,0	-400	0	-2 434
0,0	-400	0	-2 458
35,4	-2 400	24 566	23 126
35,4	-2 400	24 566	25 308
35,4	-2 400	24 566	24 949
35,4	-2 400	24 566	24 405
35,4	-2 400	24 566	24 437
35,4	-2 400	24 566	23 860
35,4	-2 400	24 566	23 373
35,4	-2 400	24 566	23 135
35,4	-2 400	24 566	23 128
35,4	-2 400	24 566	23 121
35,4	-2 400	24 566	23 114
35,4	-2 400	24 566	23 113
35,4	-2 400	24 566	23 105
0,0	-400	0	-2 462
0,0	-400	0	-2 472
0,0	-400	0	-2 482
0,0	-400	0	-2 506

Graf 4 - Průběh teplot a tepelné zátěže pro 1.1.2013



Tab. 6 - Výpočet tepelných zisků pro 1.7.2013, stěna 3

Datum	Čas	Deklinace	Výška Slunce	Azimut Slunce	Azimut stěny	Rozdíl azimutů	Prostorový úhel	Teplota venkovního vzduchu	Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k paprskům	Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na rovinu okna	Intenzita difúzní sluneční radiace působící na rovinu okna	Intenzita sluneční radiace na vnější povrchu okna
den	hod	δ	h	a	a_s	a- a_s	θ	$\theta_{ae,t}$	I_{pn}	I_p	I_d	I
[-]	[h]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°C]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]
1.7.	0	23,0	-17,0	0,0	180	180,0	163,0	10,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	1	23,0	-15,8	14,3	180	165,0	158,3	9,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	2	23,0	-12,3	28,1	180	150,0	147,8	9,6	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	3	23,0	-6,9	40,9	180	135,0	134,6	9,9	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	4	23,0	0,2	52,8	180	120,0	120,0	10,5	19,0	0,0	1,0	1,0
1.7.	5	23,0	8,4	63,9	180	105,0	104,8	11,3	66,0	0,0	6,0	6,0
1.7.	6	23,0	17,4	74,6	180	90,0	90,0	14,8	352,0	0,0	29,0	29,0
1.7.	7	23,0	26,9	85,5	180	75,0	76,7	17,7	503,0	116,1	43,0	159,1
1.7.	8	23,0	36,5	97,1	180	60,0	66,3	20,1	656,0	263,6	57,0	320,6
1.7.	9	23,0	45,9	110,7	180	45,0	60,5	21,3	773,0	380,7	68,0	448,7
1.7.	10	23,0	54,3	127,9	180	30,0	59,6	21,5	502,0	254,0	55,0	309,0
1.7.	11	23,0	60,5	150,9	180	15,0	61,6	22,8	634,0	301,1	63,0	364,1
1.7.	12	23,0	63,0	180,0	180	0,0	63,0	24,1	835,0	379,3	71,0	450,3
1.7.	13	23,0	60,5	209,1	180	15,0	61,6	24,3	609,0	289,3	69,0	358,3
1.7.	14	23,0	54,3	232,1	180	30,0	59,6	22,5	661,0	334,4	51,0	385,4
1.7.	15	23,0	45,9	249,3	180	45,0	60,5	23,1	537,0	264,5	51,0	315,5
1.7.	16	23,0	36,5	262,9	180	60,0	66,3	23,1	319,0	128,2	32,0	160,2
1.7.	17	23,0	26,9	274,5	180	75,0	76,7	22,7	203,0	46,9	17,0	63,9
1.7.	18	23,0	17,4	285,4	180	90,0	90,0	22,2	113,0	0,0	12,0	12,0
1.7.	19	23,0	8,4	296,1	180	105,0	104,8	20,9	13,0	0,0	2,0	2,0
1.7.	20	23,0	0,2	307,2	180	120,0	120,0	19,6	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	21	23,0	-6,9	319,1	180	135,0	134,6	18,4	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	22	23,0	-12,3	331,9	180	150,0	147,8	16,8	0,0	0,0	0,0	0,0
1.7.	23	23,0	-15,8	345,7	180	165,0	158,3	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2.7.	24	22,9	-17,1	360,0	180	180,0	162,9	14,0	0,0	0,0	0,0	0,0

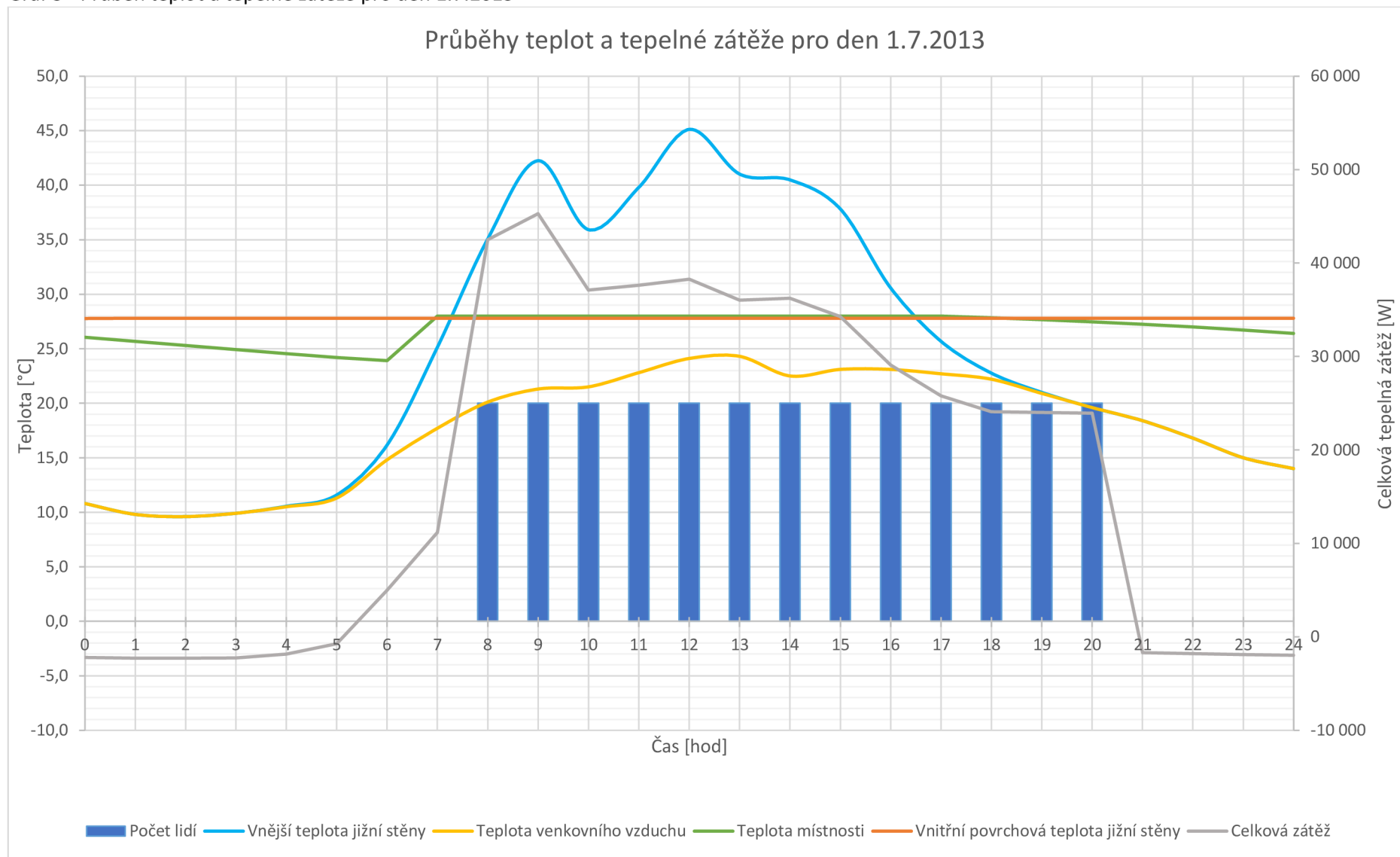
Celková intenzita sluneční radiace procházející oknem	Intenzita difúzní radiace procházející oknem	Délka vodorovného stínu	Délka svislého stínu	Osluněná plocha okna	Tepelné zisky okna radiací	Tepelné zisky okny radiací	Tepelné zisky okny prostupem	Absolutní teplota oblohy	Teplota venkovní neprůsvítné konstrukce	Vnitřní povrchová teplota neprůsvítné konstrukce	Tepelná zátěž od stěny sáláním	Celková tepelná zátěž stěny
$I_o = I_c$	I_{do}	e_1	e_2	S_{os}	$Q_{or,1}$	$Q_{or,n}$	$Q_{o,p}$	T_{sk}	$\theta_{e,tn}$	$\theta_{i,t}$	$Q_{s,s}$	$Q_{T,s}$
[W.m ⁻²]	[W.m ⁻²]	[m]	[m]	[m ²]	[W]	[W]	[W]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[W]
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-697	264,7	11	28	-124	-821
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-737	263,3	9,8	27,8	-124	-861
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-745	263,0	9,6	27,8	-123	-868
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-733	263,4	9,9	27,8	-123	-856
0,9	0,9	stín	stín	stín	0	0	-709	264,2	10,5	27,8	-122	-831
5,1	5,1	stín	stín	stín	0	0	-676	265,4	11,6	27,8	-122	-798
24,7	24,7	stín	stín	stín	0	0	-535	270,3	16,2	27,8	-122	-656
92,4	36,6	0,75	0,39	9,76	1	4 186	-417	274,4	25,1	27,8	-121	3 648
228,1	48,5	0,35	0,30	11,1	3	9 594	-320	277,8	35,1	27,8	-121	9 153
343,7	57,8	0,20	0,29	11,5	4	14 238	-271	279,5	42,2	27,8	-120	13 846
239,6	46,8	0,12	0,32	11,6	3	10 242	-263	279,8	35,9	27,8	-120	9 859
276,2	53,6	0,05	0,37	11,5	3	11 737	-211	281,6	39,8	27,8	-119	11 407
335,0	60,4	0,00	0,39	11,5	4	14 060	-158	283,5	45,1	27,8	-119	13 783
272,5	58,7	0,05	0,37	11,5	3	11 816	-150	283,8	41,0	27,8	-118	11 548
297,3	43,4	0,12	0,32	11,6	4	12 114	-223	281,2	40,5	27,8	-118	11 773
241,9	43,4	0,20	0,29	11,5	3	10 131	-198	282,0	37,8	27,8	-117	9 815
114,6	27,2	0,35	0,30	11,1	1	4 935	-198	282,0	30,6	27,8	-117	4 619
37,0	14,5	0,75	0,39	9,76	556	1 668	-215	281,5	25,7	27,8	-117	1 337
10,2	10,2	stín	stín	stín	0	0	-235	280,8	22,8	27,8	-116	-351
1,7	1,7	stín	stín	stín	0	0	-288	278,9	21,0	27,8	-116	-404
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-340	277,1	19,6	27,8	-116	-456
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-389	275,4	18,4	27,8	-116	-504
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-454	273,1	16,8	27,8	-115	-569
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-527	270,5	15,0	27,8	-115	-642
0,0	0,0	stín	stín	stín	0	0	-567	269,1	14,0	27,8	-115	-682

Tab. 7 - Výpočet celkové tepelné a vlhkostní zátěže místnosti pro 1.7.2013

Datum	Čas	Tepelné zisky okny radiací	Tepelné zisky okny prostupem	Počet osob v místnosti	Teplota venkovního vzduchu	Absolutní teplota oblohy	Tepelná zátěž od stěn sáláním	Tepelná zátěž od vnitřních zdrojů tepla (lidé, PC)	Vodní zisky odparem	Vodní zisky od lidí
den	hod	$Q_{or,n}$	$Q_{o,p}$	n	$\theta_{ae,t}$	T_{sk}	$Q_{s,s}$	$Q_{s,t}$	$Q_{o,p}$	$Q_{o,p}$
[-]	[h]	[W]	[W]	[os]	[°C]	[K]	[W]	[W]	[kg.h ⁻¹]	[kg.h ⁻¹]
1.7.	0	0	-1 111	0,0	10,8	264,7	-696	0	0	0
1.7.	1	0	-1 173	0,0	9,8	263,3	-694	0	0	0
1.7.	2	0	-1 186	0,0	9,6	263,0	-692	0	0	0
1.7.	3	0	-1 167	0,0	9,9	263,4	-690	0	0	0
1.7.	4	381	-1 130	0,0	10,5	264,2	-687	0	0	0
1.7.	5	1 423	-1 080	0,0	11,3	265,4	-685	0	0	0
1.7.	6	6 926	-863	0,0	14,8	270,3	-683	0	0	0
1.7.	7	12 948	-683	0,0	17,7	274,4	-680	0	0	0
1.7.	8	18 564	-534	20,0	20,1	277,8	-678	2 992	33,2	2,1
1.7.	9	21 274	-459	20,0	21,3	279,5	-675	2 992	33,2	2,1
1.7.	10	13 085	-447	20,0	21,5	279,8	-672	2 992	33,2	2,1
1.7.	11	13 493	-366	20,0	22,8	281,6	-670	2 992	33,2	2,1
1.7.	12	14 060	-285	20,0	24,1	283,5	-667	2 992	33,2	2,1
1.7.	13	11 816	-273	20,0	24,3	283,8	-664	2 992	33,2	2,1
1.7.	14	12 114	-385	20,0	22,5	281,2	-661	2 992	33,2	2,1
1.7.	15	10 131	-347	20,0	23,1	282,0	-659	2 992	33,2	2,1
1.7.	16	4 935	-347	20,0	23,1	282,0	-657	2 992	33,2	2,1
1.7.	17	1 668	-372	20,0	22,7	281,5	-655	2 992	33,2	2,1
1.7.	18	0	-403	20,0	22,2	280,8	-653	2 992	33,2	2,1
1.7.	19	0	-484	20,0	20,9	278,9	-652	2 992	33,2	2,1
1.7.	20	0	-565	20,0	19,6	277,1	-651	2 992	33,2	2,1
1.7.	21	0	-639	0,0	18,4	275,4	-650	0	0	0
1.7.	22	0	-739	0,0	16,8	273,1	-650	0	0	0
1.7.	23	0	-851	0,0	15,0	270,5	-649	0	0	0
2.7.	0	0	-913	0,0	14,0	269,1	-649	0	0	0

Vodní zisky celkem	Tepelné zisky citelným teplem od přestupu mezi vodní hladinou a vzduchem	Zátěž vázaným teplem	Celková tepelná zátěž
$Q_{o,p}$	$Q_{v,c}$	$Q_{v,v}$	$Q_{T,t}$
[kg.h ⁻¹]	[W]	[W]	[W]
0	-400	0	-2 208
0	-400	0	-2 267
0	-400	0	-2 277
0	-400	0	-2 257
0	-400	0	-1 837
0	-400	0	-742
0	-400	0	4 980
0	-400	0	11 185
35,4	-2 400	24 566	42 510
35,4	-2 400	24 566	45 297
35,4	-2 400	24 566	37 124
35,4	-2 400	24 566	37 615
35,4	-2 400	24 566	38 266
35,4	-2 400	24 566	36 038
35,4	-2 400	24 566	36 226
35,4	-2 400	24 566	34 283
35,4	-2 400	24 566	29 088
35,4	-2 400	24 566	25 799
35,4	-2 400	24 566	24 101
35,4	-2 400	24 566	24 022
35,4	-2 400	24 566	23 942
0	-400	0	-1 690
0	-400	0	-1 788
0	-400	0	-1 900
0	-400	0	-1 961

Graf 5 - Průběh teplot a tepelné zátěže pro den 1.7.2013



3 Sestavy VZT jednotek

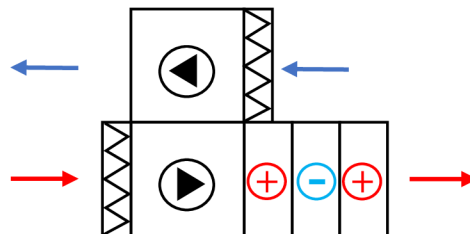
Další část aplikace tématu se zabývá porovnáním různých typů bazénových jednotek a nalezení optimálního řešení. Z výpočtu tepelného chování místnosti na matematickém modelu jsou nyní známy tepelné a vlhkostní zátěže v průběhu celého roku, které je nutno pokrýt VZT jednotkami. Pro toto srovnání byly vybrány tři typy VZT jednotek o různých skladbách. Každá jednotlivá komponenta byla popsána matematickými vztahy pro výpočet psychrometrických veličin. Všechny změny jsou automaticky vyneseny v h-x diagramu. Tyto komponenty byly následně poskládány za sebe podle typu VZT jednotky.

3.1 Typy vzduchotechnických jednotek

Pro energetické hodnocení byly porovnány 3 základní typy VZT jednotek.

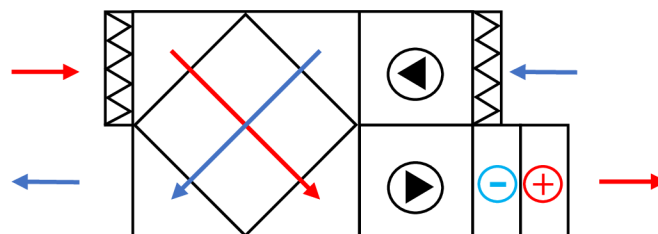
3.1.1 Jednotka 1

Ohříváč, chladič, ohříváč.



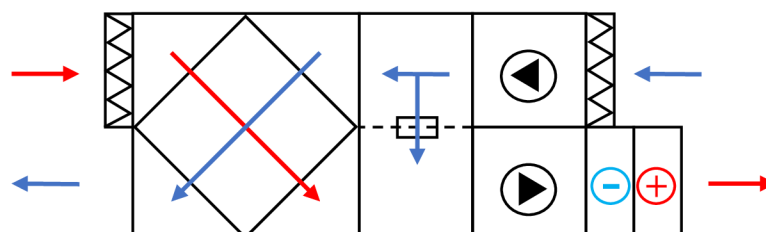
3.1.2 Jednotka 2

ZZT, chladič, ohříváč.



3.1.3 Jednotka 3

Směšování, ZZT, chladič, ohříváč.



3.2 Komponenty

3.2.1 Ohřívač

Topný výkon

$$Q_o = m \cdot c \cdot \Delta t \quad \text{rov. 81}$$

3.2.2 Chladič

3.2.2.1 Povrchová teplota chladiče

Vlastní matematické řešení vychází z řešení průsečíku dvou funkcí. Křivky 100 % vlhkosti a přímky udávající změnu stavu vzduchu. Sestavení iteračního předpisu metodou prosté iterace.

- Parciální tlak syté páry

$$P_v'' = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{(235,6 + t)}\right) \quad \text{rov. 82}$$

- Z čehož teplota

$$t = \left(\frac{4044,6}{-\ln P_v'' + 23,58}\right) - 235,6 \quad \text{rov. 83}$$

- Parciální tlak vzduchu

$$P_v'' = \frac{x \cdot P_{atm}}{x + 0,622} \quad \text{rov. 84}$$

- Iterační předpis

$$x_{i+1} = \frac{\frac{4044,6}{-\ln \frac{x \cdot P_{atm}}{x + 0,622} + 23,58} - 235,6 - b}{a} \quad \text{rov. 85}$$

kde:

x	- měrná vlhkost vzduchu	[g·kg _{sv} ⁻¹]
a	- směrnice přímky udávající změnu stavu vzduchu	[-]
b	- konstanta	[-]

3.2.2.2 Chladicí výkon

$$Q_{ch} = m \cdot \Delta h \quad \text{rov. 86}$$

3.2.3 ZZT

Účinnost zpětného získávání tepla bez vlivu kondenzace.

$$\varphi_{1,2} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad \text{rov. 87}$$

3.2.4 Směšování

3.2.4.1 Teplota vzduchu po smísení

$$\theta_s = \frac{\theta_1 \cdot m_1 + \theta_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad \text{rov. 88}$$

3.2.4.2 Měrná vlhkost vzduchu po smísení

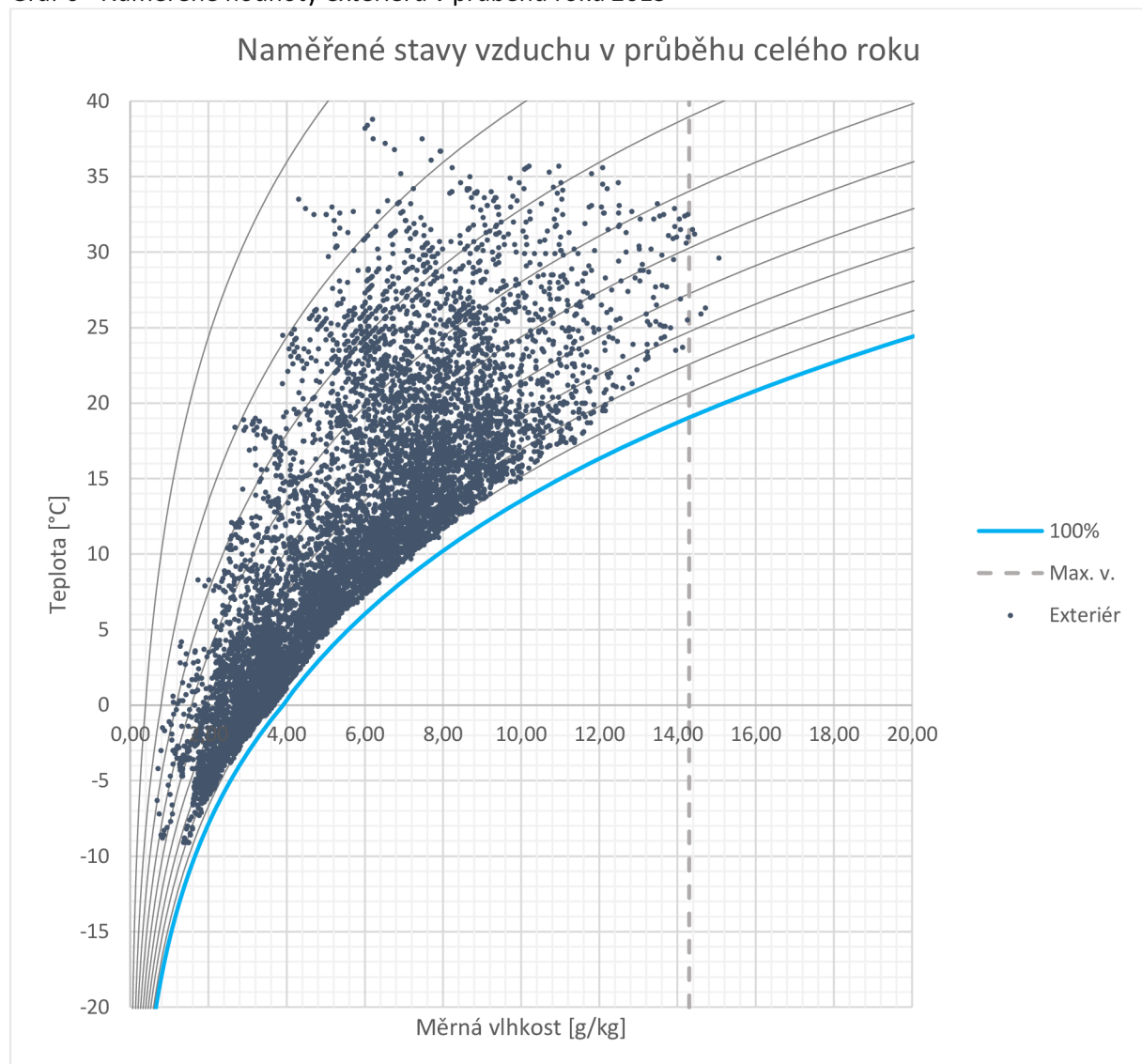
$$x_s = \frac{x \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad \text{rov. 89}$$

3.3 Výpočet energetické náročnosti

Aby bylo možné zjistit energetické nároky provozu VZT jednotek, byly ze simulace místnosti převzaty hodnoty tepelných a vlhkostních zátěží. Pro jednotlivé komponenty v sestavě byly pro každou hodinu vyčísleny psychrometrické veličiny v návaznosti na stav vzduchu v exteriéru. Topné a chladicí výkony na jednotlivých výměnících byly zaznamenány a pro roční souhrn byla provedena sumarizace. Výstupem je porovnání těchto tří typů VZT jednotek.

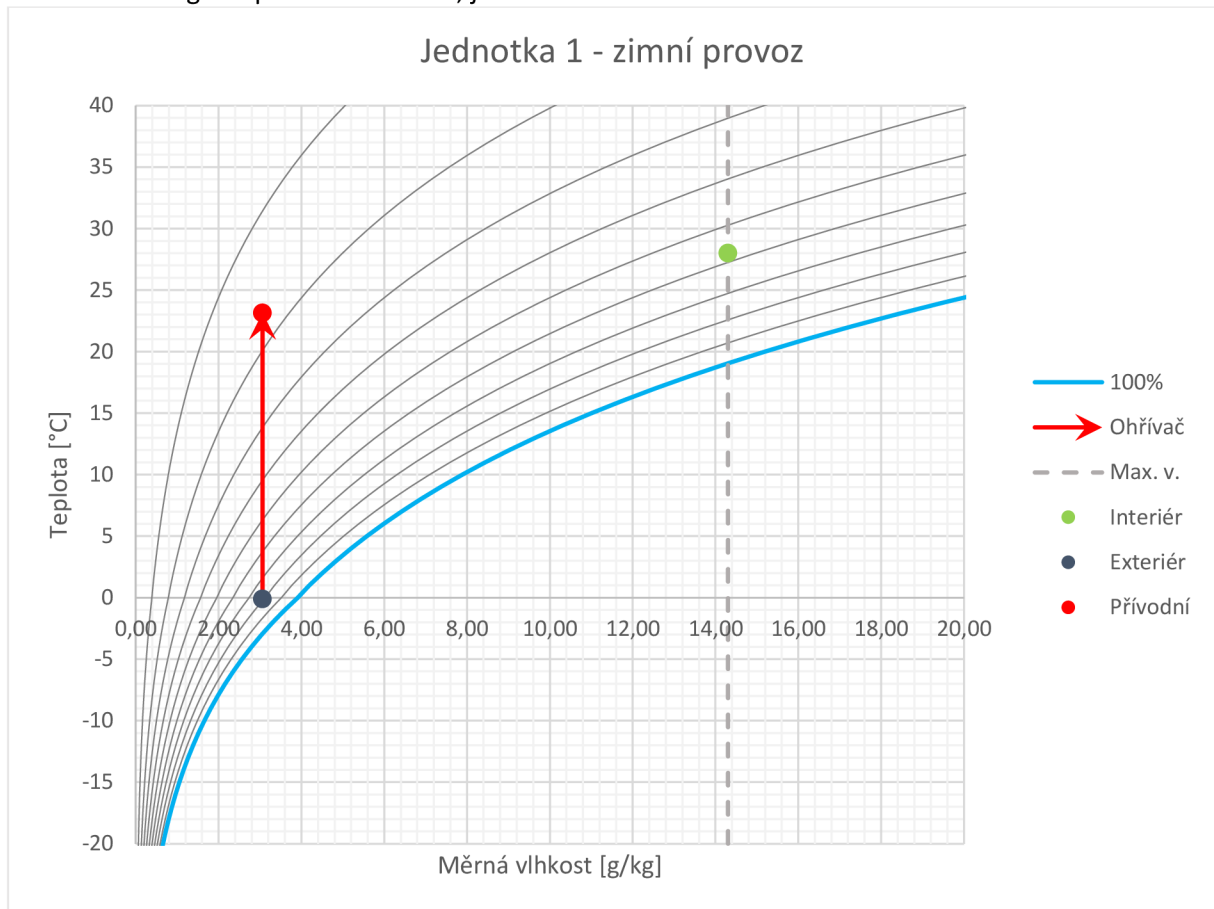
Kvůli přehlednosti jsou zde uvedeny h-x diagramy jednotlivých sestav pouze pro jednu hodinu v roce v zimním období. V příloze jsou také přiloženy výpočty psychrometrických veličin.

Graf 6 - Naměřené hodnoty exteriéru v průběhu roku 2013

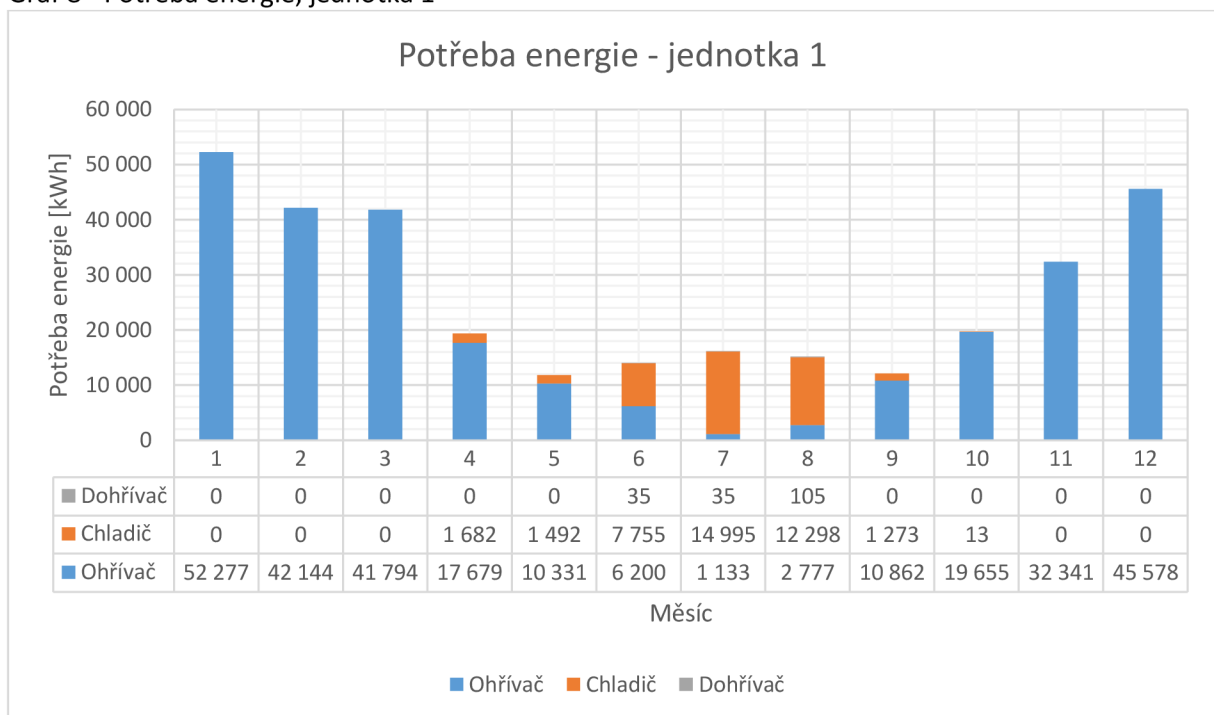


3.3.1 Jednotka 1

Graf 7 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 1



Graf 8 - Potřeba energie, jednotka 1

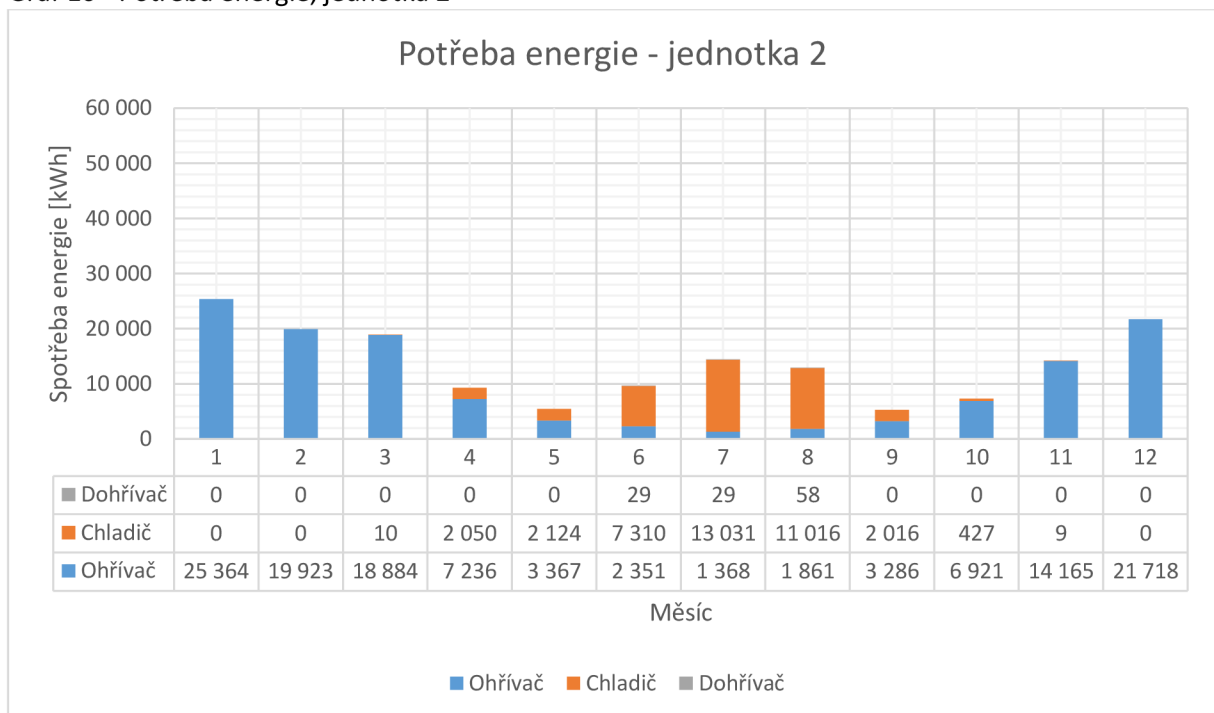


3.3.2 Jednotka 2

Graf 9 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 2

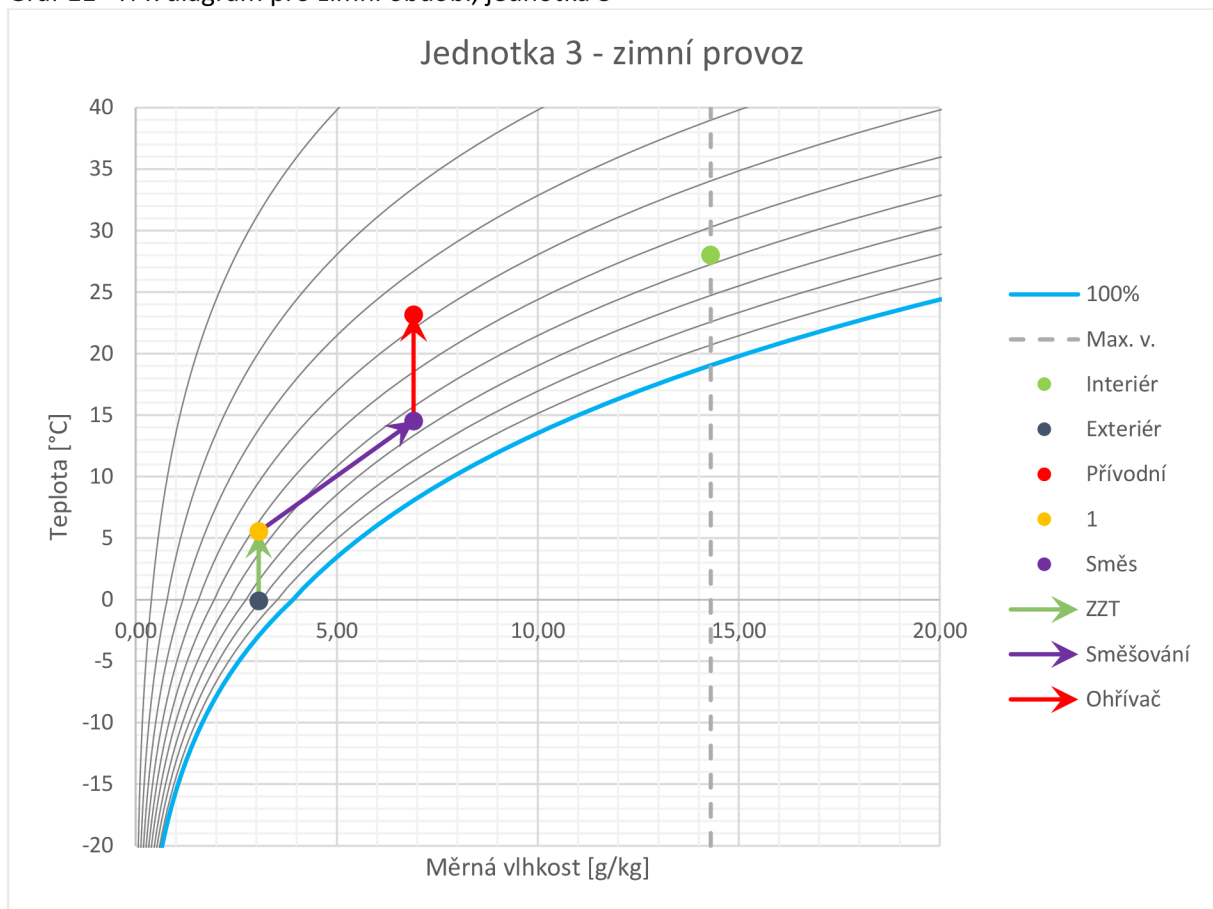


Graf 10 - Potřeba energie, jednotka 2

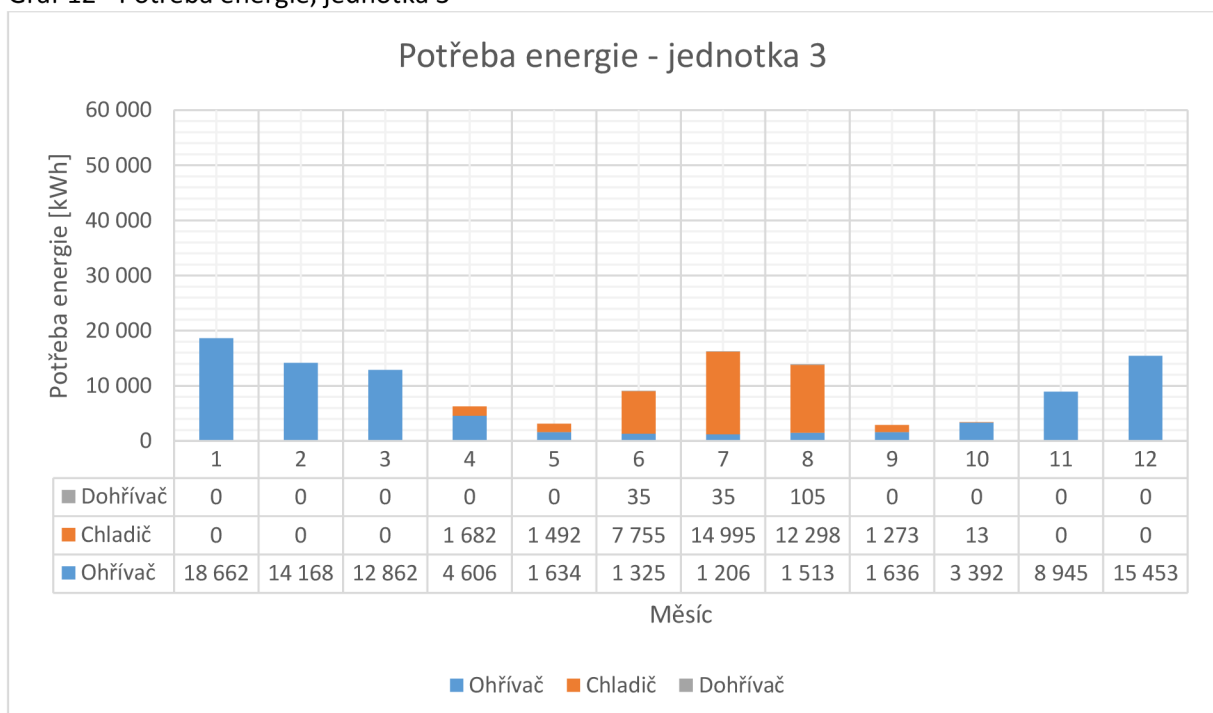


3.3.3 Jednotka 3

Graf 11 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 3

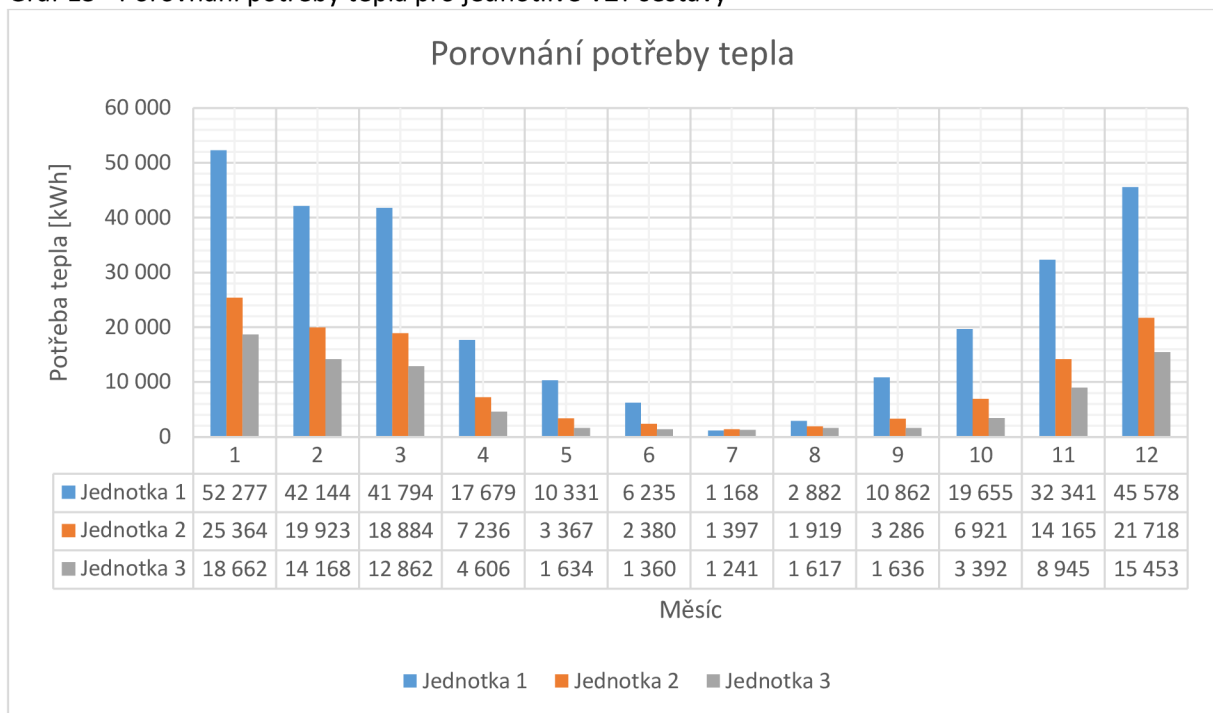


Graf 12 - Potřeba energie, jednotka 3

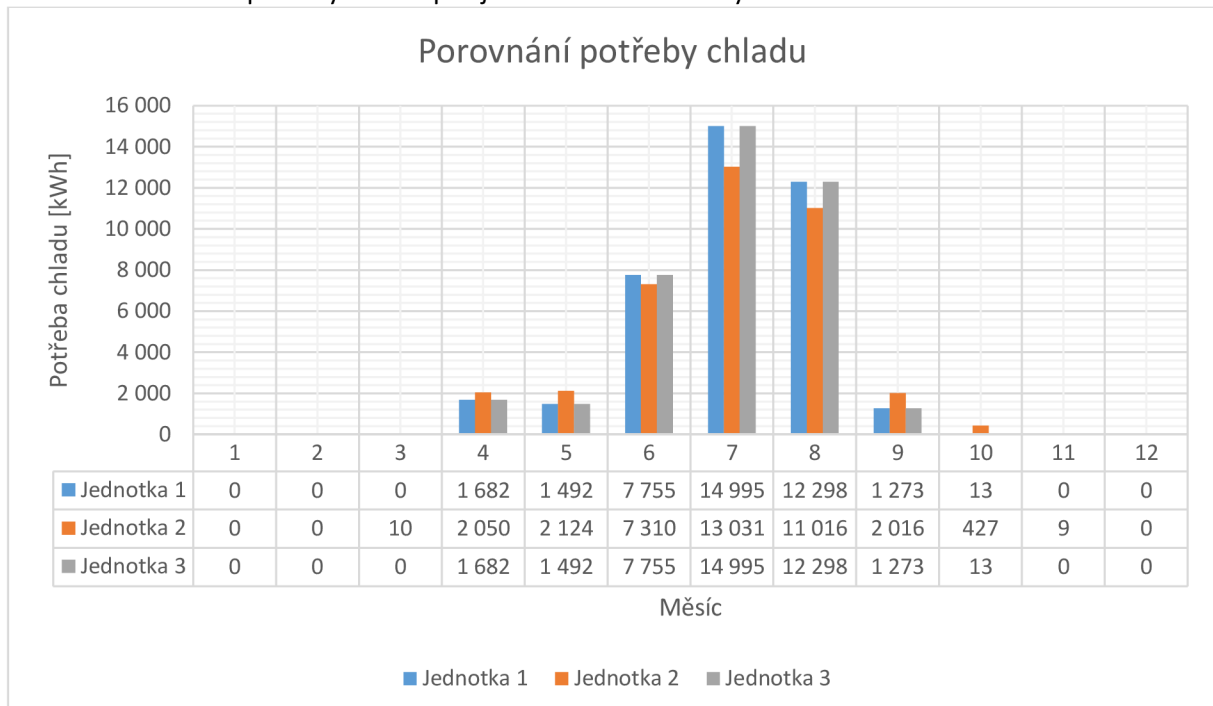


3.4 Vyhodnocení

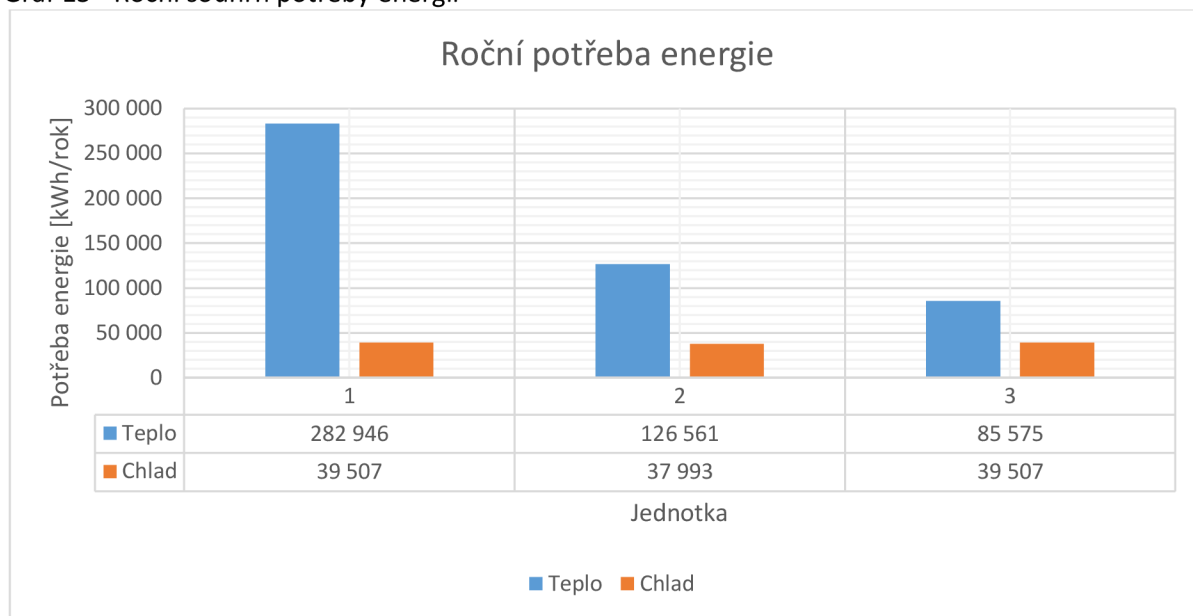
Graf 13 - Porovnání potřeby tepla pro jednotlivé VZT sestavy



Graf 14 - Porovnání potřeby chladu pro jednotlivé VZT sestavy



Graf 15 - Roční souhrn potřeby energií

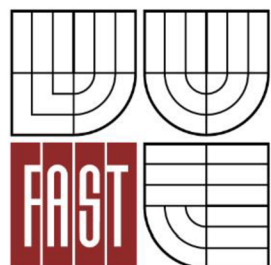


3.5 Závěr

Jako optimální varianta byla vyhodnocena jednotka se směřováním a ZZT. V porovnání s jednotkou obsahující pouze ohřívač a chladič lze uspořit až 70 % tepelné energie. Nevýhodou směšování je sdílení vlhkosti čerstvého a odpadního vzduchu. Z tohoto důvodu je nutno dodržet maximální poměr cirkulačního vzduchu. Další nevýhodou jednotky se směšovací komorou je snížení účinnosti ZZT, kdy na straně odpadního vzduchu neproudí 100 % množství vzduchu, ale množství snížené o cirkulační vzduch. Nevyužije se tak plný potenciál deskového výměníku.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ŘEŠENÍ A ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

ENERGETICKÁ NÁROČNOST VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK PRO BAZÉNOVÉ HALY

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. VÁCLAV BATELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ALEŠ RUBINA, PH.D.

BRNO 2015

1 Odpar z vodní hladiny

Experiment zkoumá rychlost odparu vody z vodní hladiny v závislosti na různých okrajových podmínkách. Snahou je napodobit prostředí bazénových hal a stanovit množství odpařené vody v závislosti na měnících se parametrech. Experimentální model napodobuje reálné chování místnosti s otevřenou vodní hladinou. Bylo provedeno přibližně 60 měření, vždy se změnou jednoho až dvou vstupních parametrů.

Cílem experimentu je zkoumání závislosti rychlosti odparu na vnějších vlivech a vytvoření empirického vztahu, zohledňujícího všechny tyto podmínky. Byla zkoumána závislost na teplotě vody, teplotě a relativní vlhkosti vzduchu a rychlosti proudění nad hladinou.

1.1 Bez vlivu konvekce

Akumulace vlhkosti bez vlivu proudění vzduchu. Měření byla provedena v hermeticky uzavřeném experimentálním boxu o vnitřních rozměrech 950 x 550 x 1280 mm v místě bydliště autora. Pro jednotlivé pokusy byl předem upraven stav vzduchu na určitou teplotu a relativní vlhkost. To bylo provedeno elektrickým přímotopem a účinným větráním. Po úpravě vzduchu byla vložena nádoba s vodou o dané teplotě. Byl měřen hmotnostní úbytek vody v závislosti na teplotě vody, teplotě vzduchu a relativní vlhkosti vzduchu. Experiment probíhal v uzavřeném boxu. Vzduch se postupně nasycoval, až se přiblížil mezi nasycení, kde se ustálila jeho relativní vlhkost. Bude zkoumán průběh této funkce.

1.1.1 Závislost odpařování na teplotě vzduchu

Bude udržována konstantní teplota vody a pro jednotlivá měření se bude měnit teplota okolního vzduchu. Pro ohřev vzduchu bude sloužit elektrický ohřívač.

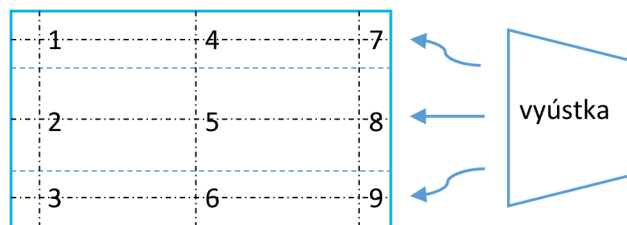
1.1.2 Závislost odpařování na teplotě vody

Bude udržována konstantní teplota vzduchu a pro jednotlivá měření se bude měnit teplota vody. Pro ohřev vody bude použit elektrický ohřívač.

Během obou typů měření se vlivem odpařené vody mění také relativní vlhkost vzduchu nad hladinou. V průběhu těchto měření tak byla navíc měřena také společná závislost na relativní vlhkosti.

1.2 S nucenou konvekcí

Byla zkoumána závislost odparu vody na rychlosti proudícího vzduchu nad hladinou. Tato část experimentu byla provedena v laboratoři E 520 FAST VUT v Brně. V otevřeném prostoru byl přiváděn vzduch speciální vyústkou nad vodní hladinu a digitální váhou měřen úbytek hmotnosti. Pro měření rychlosti proudění byl použit vrtulkový anemometr (Obr. 22). Kvůli nerovnoměrnému rozložení rychlostního pole nad hladinou vody byla měřena rychlost v několika místech podle schématu a váženým průměrem vypočítána střední rychlost. Rychlost proudění byla nastavena na určité hodnotě změnou otáček ventilátoru a při nižších rychlostech škrcením. Každé měření probíhalo cca 30 minut, během něhož se okolní podmínky neměnily. Odpar z vodní hladiny byl měřen pro rozmezí rychlostí $0,1 - 7,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. V prostorách bazénové haly je uvažována hodnota rychlosti proudění vzduchu v pobytové zóně $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro využití v praxi je tedy rozsah měřených hodnot dostačující.



Obr. 16 - Schéma měření rychlosti

2 Měřené veličiny

Pro oba typy měření budou měřeny následující veličiny:

- Teplota vzduchu v boxu [°C]
- Teplota vody v nádrži [°C]
- Relativní vlhkost v boxu [%]
- Absolutní vlhkost vzduchu [$\text{g}\cdot\text{kg}^{-1}_{\text{sv}}$]
- Hmotnost nádrže s vodou [kg]
- Rychlost proudění vzduchu nad hladinou [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
- Teplota přívodního vzduchu [°C]

3 Měřicí pomůcky

3.1 Teplotní čidlo ALMEMO ZA 9020-FS Thermo E4

Termoelektrické čidlo pro měření teploty.



Obr. 17 - Teplotní čidlo ALMEMO ZA 9020-FS Thermo E4¹³

Základní charakteristika

Senzor:	NiCr-Ni (K)
Měřicí rozsah:	teplota: - 200 až + 1370 °C
Přesnost:	± 0,05 K z měřené hodnoty, ± 0,05 % z rozsahu
Rozměry:	průměr 12 mm, délka 100 mm
Kabel:	3 m s ALMEMO konektorem

3.2 Vlhkostní čidlo ALMEMO Feuchte FH A6461

Kombinované digitální čidlo teplota-vlhkost vzduchu pro přístroje ALMEMO s vestavěným snímačem atmosférického tlaku.



Obr. 18 - Vlhkostní čidlo ALMEMO Feuchte FH A6461-1¹⁴

Základní charakteristika

Měřicí rozsah:	teplota: - 20 až + 80 °C
	relativní vlhkost: 5 až 98 %
	rosný bod: - 20 až 100 °C
	atmosférický tlak: 700 až 1100 hPa
Přesnost:	± 2 %
Rozměry:	průměr 12 mm, délka 100 mm
Kabel:	2 m s ALMEMO konektorem

¹³ ALMEMO. Teplotní čidlo [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.com>

¹⁴ ALMEMO. Vlhkostní čidlo [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.com>

3.3 Centrála ALMEMO 2890-9

Kombinovaný univerzální měřicí přístroj s 9-ti univerzálními vstupy, 2 výstupy (RS232) a 40-ti měřicími kanály. Paměť až 100 000 měřených hodnot. Záznam maximálních a minimálních hodnot v předvoleném časovém měřicím cyklu včetně data a času, manuální nebo automatické zobrazení průměrné hodnoty měření. Liniový a sloupcový diagram přímo na displeji.



Obr. 19 - Centrála ALMEMO 2890-9¹⁵

Základní charakteristika

Počet vstupů:	9 univerzálních pro ALMEMO konektory
Počet kanálů:	40 programovatelných
Vnitřní paměť:	512 kB ≈ až 100 000 hodnot
Výstupní data-kabel:	USB, RS 232
Napájení:	síťový adaptér 230 V
Rozměry:	204 x 109 x 44 mm

¹⁵ ALMEMO. Centrála [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahborn.com>

3.4 Digitální váha TSPRW-30

Stolní váha s vysokou rozlišovací schopností.



Obr. 20 - Digitální váha

Základní charakteristika

Měřicí rozsah:	teplota: 0 až 30 kg
Rozlišení:	0,2 g
Přesnost:	± 0,2 g
Rozměry:	320 x 410 x 120 mm
Displej:	LED displej velikosti 22 mm

3.4.1 Datalogger Temperature-humidity logger S3120

Datalogger je určen pro záznam teploty a vlhkosti. Hodnoty jsou uloženy do energeticky nezávislé elektronické paměti. Přenos dat do osobního počítače pro další zpracování se provádí přes USB, RS232, Ethernet nebo GSM rozhraní pomocí řádného komunikačního adaptéru.



Obr. 21 - Datalogger Temperature-humidity logger S3120¹⁶

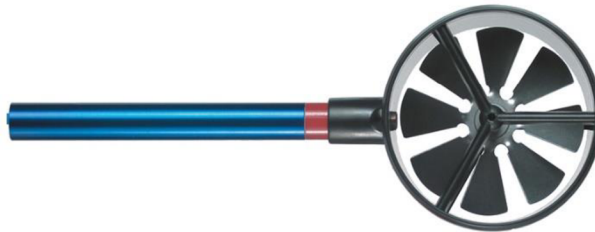
¹⁶ Datalogger [obrázek]. 2010 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.cometsystem.cz>

Základní charakteristika

Měřicí rozsah:	teplota: - 30 až + 70 °C relativní vlhkost: 5 až 100 %
Rozlišení:	teplota: 0,1 K vlhkost: 0,1 %
Přesnost:	teplota: ± 0,4 K vlhkost: ± 2,5 % od 5 do 95 % při 23 °C
Rozměry:	93 x 64 x 29 mm

3.5 Anemometr – vrtulkový anemometr FVAD15-SMA1

Sonda pro měření rychlosti proudění vzduchu.



Obr. 22 - Vrtulkový anemometr FVAD15-SMA1¹⁷

Základní charakteristika

Měřicí rozsah:	0,2 až 20 m/s
Přesnost:	± 1 % z rozsahu, ± 1,5 % z měřené hodnoty
Průměr sondy:	80 mm
Provozní teplota:	-20 až + 140 °C
Kabel:	1,5 m s ALMEMO konektorem

4 Komponenty

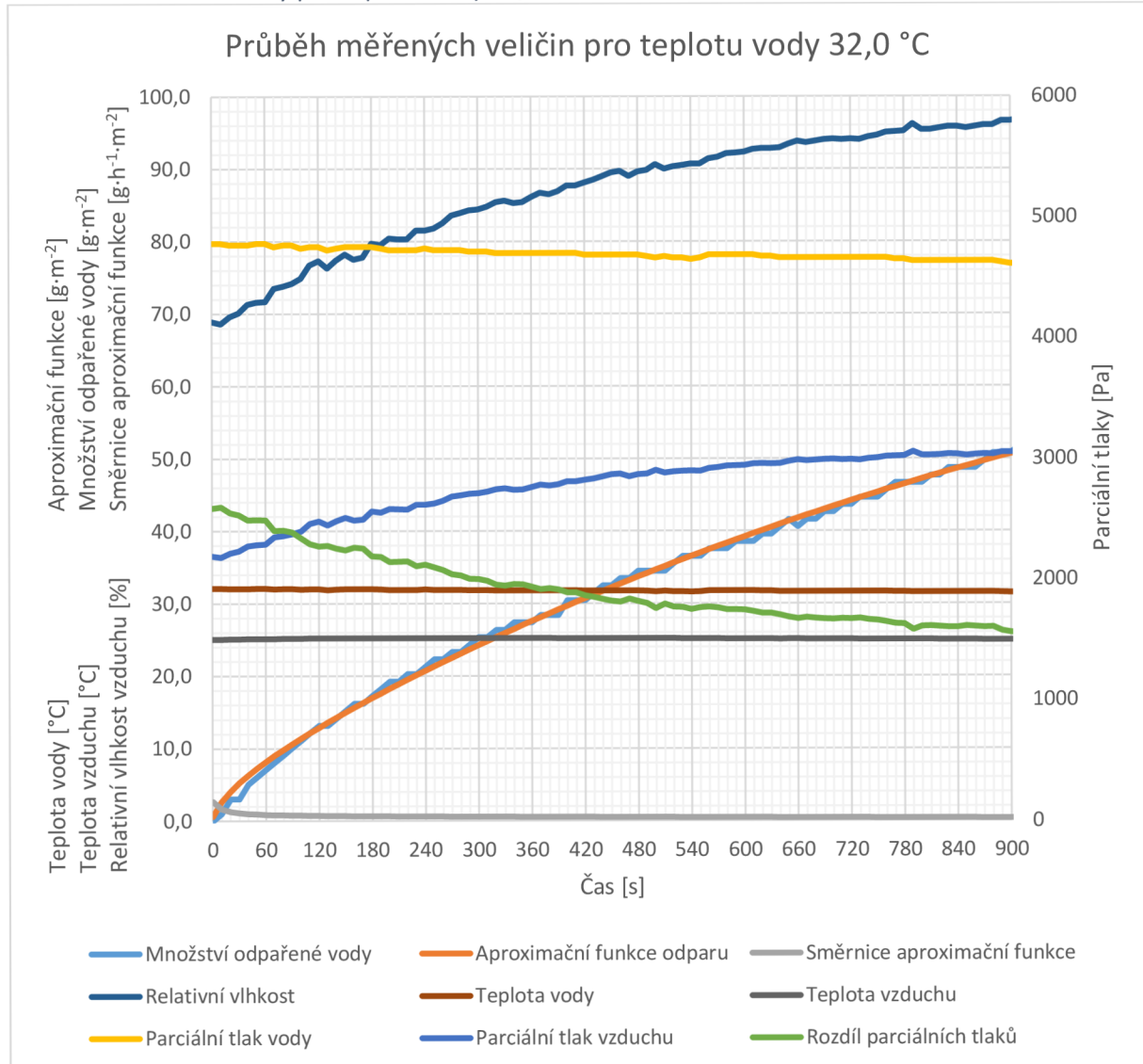
- Experimentální box 950 x 550 x 1280 mm
- Vodní nádrž 540 x 365 mm (0,197m²)
- Elektrický ohřívač vody elektrický výkon 50 W
- Elektrický ohřívač vzduchu elektrický výkon 1200 W
- Speciální vyústka přívod
- Osvětlení
- Ventilátor

¹⁷ Vrtulkový anemometr [obrázek]. 2014 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://almemo.ru/product/air-flow/fvad15sma1-termoanemometer>

5 Bez vlivu konvekce

5.1 Naměřená data

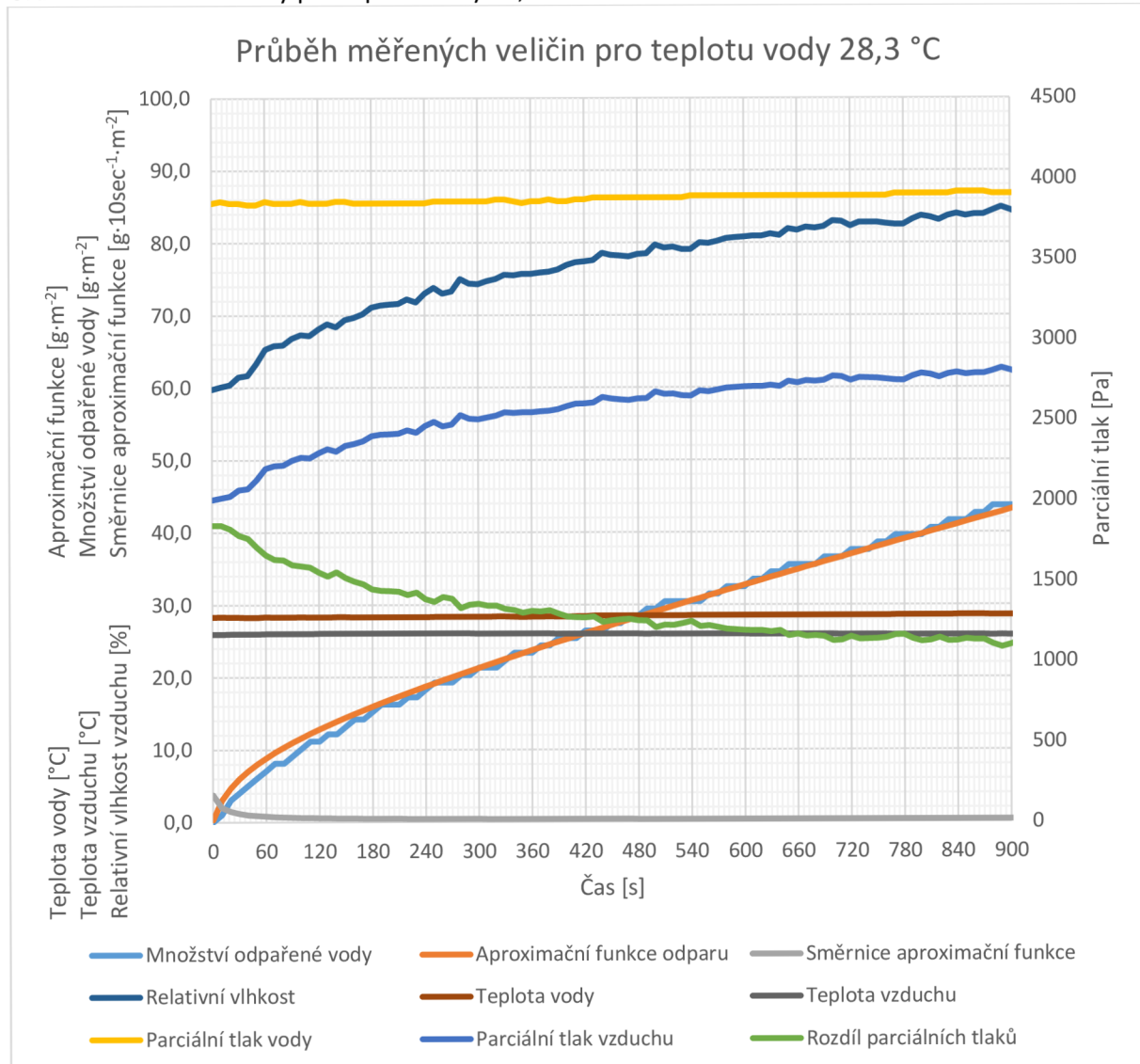
Graf 16 - Měřené veličiny pro teplotu vody 32,0 °C



Počáteční podmínky

- Teplota vody: 32,0 °C
- Teplota vzduchu: 25,1 °C
- Relativní vlhkost: 68,9 %
- Absolutní vlhkost: 13,7 g·kg⁻¹_{sv}
- Parciální tlak vody: 4783 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 2193 Pa

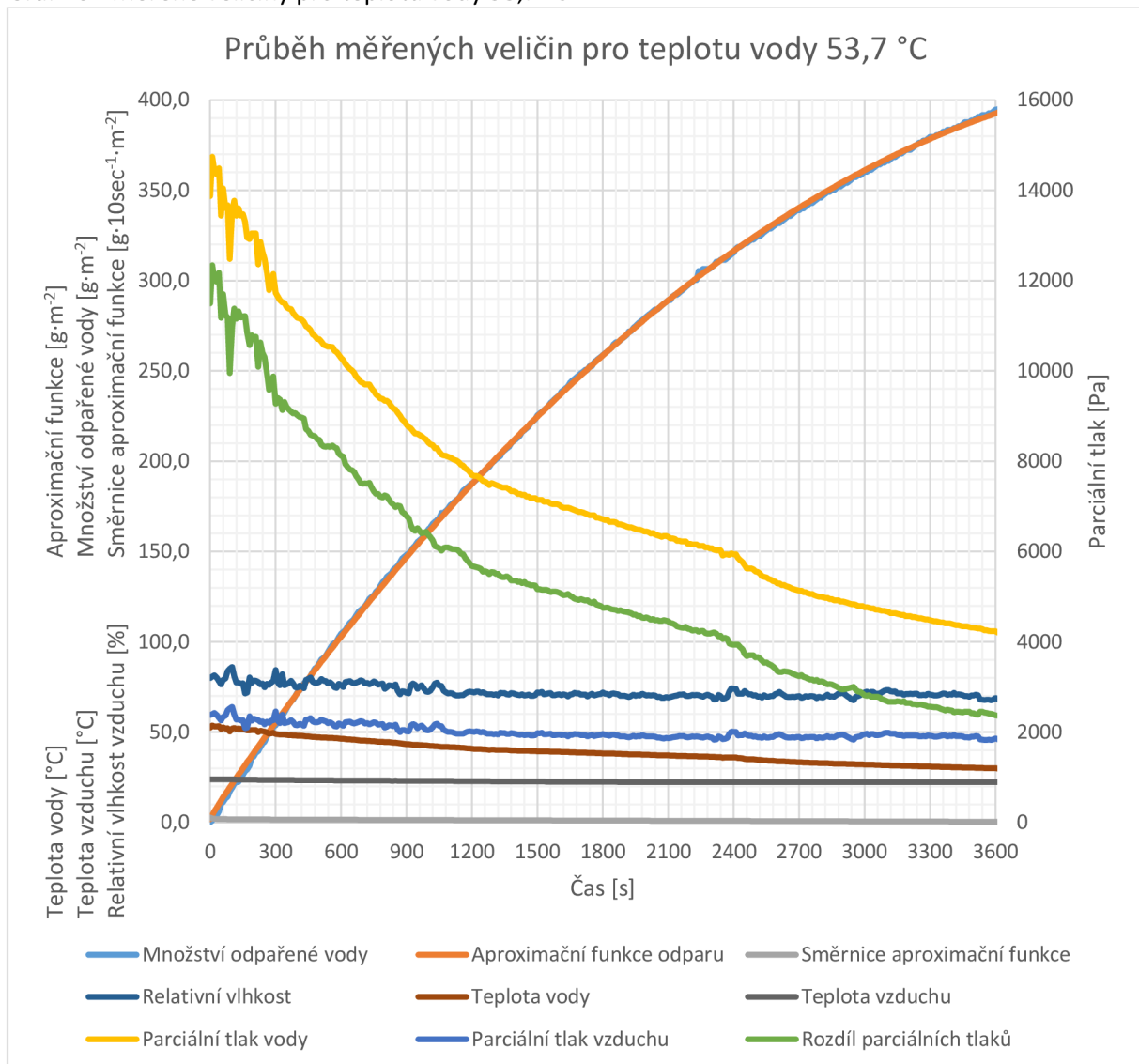
Graf 17 - Měření veličiny pro teplotu vody 28,3 °C



Počáteční podmínky

- Teplota vody: 28,3 °C
- Teplota vzduchu: 25,9 °C
- Relativní vlhkost: 59,8 %
- Absolutní vlhkost: 12,5 g·kg⁻¹_{sv}
- Parciální tlak vody: 3848 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 2004 Pa

Graf 18 - Měřené veličiny pro teplotu vody 53,7 °C

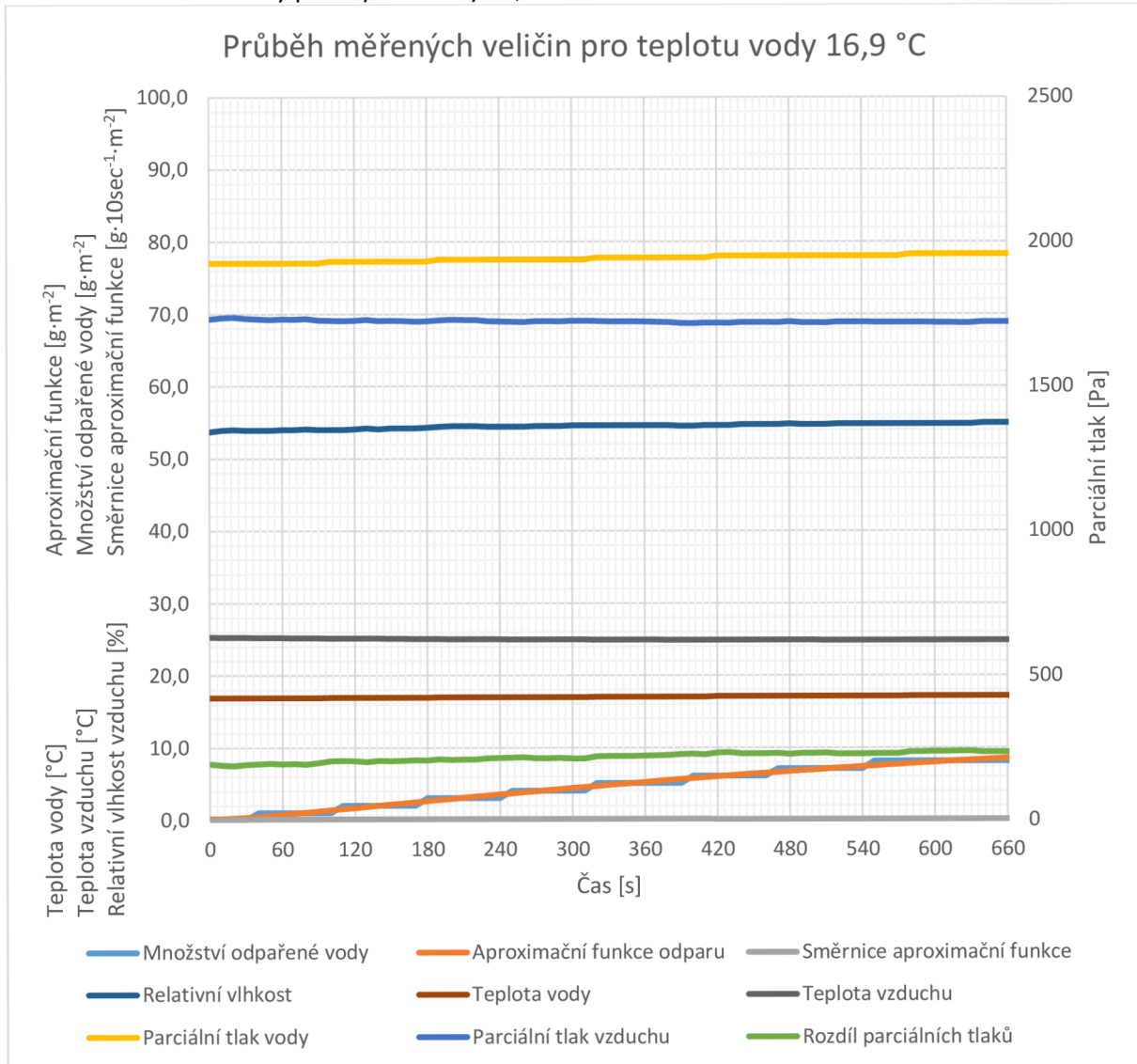


Počáteční podmínky¹⁸

- Teplota vody: 53,7 °C
- Teplota vzduchu: 23,9 °C
- Relativní vlhkost: 80,7 %
- Absolutní vlhkost: 15,0 g·kg⁻¹_{sv}
- Parciální tlak vody: 13872 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 2380 Pa

¹⁸ Toto měření bylo provedeno ve volném prostoru z důvodu okamžitého dosažení 100 % vlhkosti v boxu. Bazénová voda těchto hodnot nedosahuje, provedeno bylo pouze ze zajímavosti.

Graf 19 - Měřené veličiny pro teplotu vody 16,9 °C



Počáteční podmínky

- Teplota vody: 16,9 °C
- Teplota vzduchu: 25,3 °C
- Relativní vlhkost: 53,7 %
- Absolutní vlhkost: 10,7 g·kg⁻¹_{sv}
- Parciální tlak vody: 1926 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 1739 Pa

5.2 Vyhodnocení výsledků

Pro hodnocení dat bylo užito metod regresní analýzy. Výstupy dílčích měření byly proloženy regresní křivkou n-tého řádu dle potřeby. Hmotnostní úbytek vody byl měřen pomocí digitální váhy v časovém kroku 10 s. Tyto hodnoty byly vyneseny v grafu a proloženy křivkou ve tvaru:

$$y = a \ln x + bx^2 + cx \quad \text{rov. 90}$$

kde:

y - množství odpařené vody [g]

x - čas [s]

Pro vyčíslení rychlosti odparu je nutno zjistit směrnici této funkce. Po derivaci rov. 90 vzniká tvar:

$$y' = \frac{1}{x} + 2bx + c \quad \text{rov. 91}$$

Tato směrnice, vypočtená z rov. 91, udává množství odpařené vody za 10 sekund, čili rychlost odparu. Vypočtené hodnoty rychlosti odparu byly přiřazeny k datům z centrály, na nichž byla zkoumána jejich závislost. Z rozboru dat je patrná silná závislost na rozdílu parciálních tlaků. Pro sestavení rovnice se vychází z obecného tvaru:

$$\dot{M}_w = a \cdot x^b \quad \text{rov. 92}$$

kde:

a, b - konstanty [-]

x - rozdíl parciálních tlaků [Pa]

Metodou nejmenších čtverců byl zjištěn následující vztah:

$$\dot{M}_w = S_{hl} \cdot 0,612 \cdot (P''_{v(tw)} - P_{v(ti)})^{0,742} \quad \text{rov. 93}$$

kde:

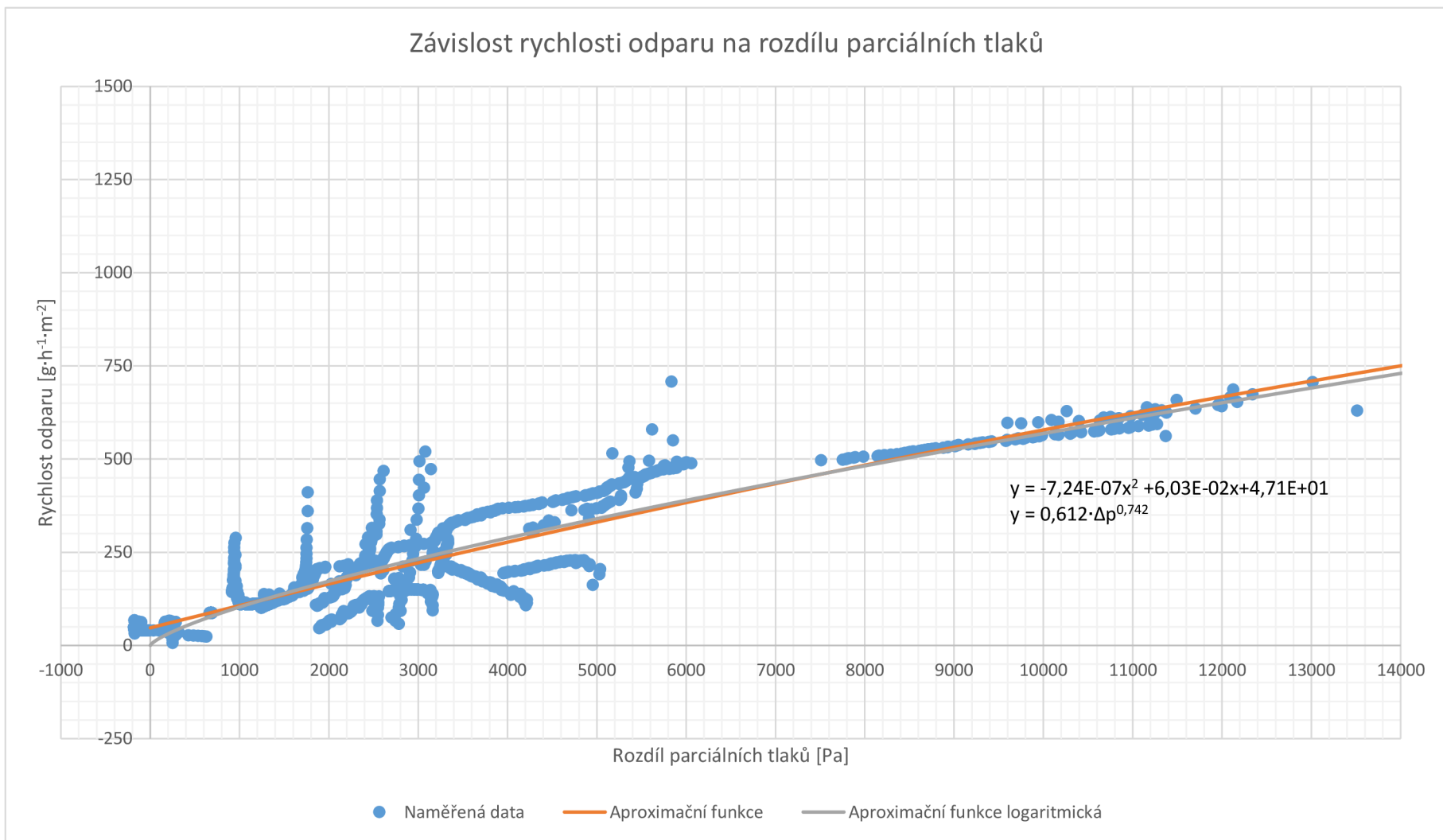
$P''_{v(tw)}$ - parciální tlak při teplotě vody [Pa]

$P_{v(ti)}$ - parciální tlak vzduchu [Pa]

S_{hl} - plocha vodní hladiny [m²]

Závislost odparu na relativní vlhkosti není v tomto případě zvolena zcela vhodně. Pro stanovení stavu vzduchu je nutno znát vždy 2 veličiny. Jelikož hnací silou přenosu hmoty je rozdíl koncentrací, výhodné se při výpočtu pohybovat v parciálních tlacích. V této veličině jsou nyní obsaženy všechny důležité informace pro přenos hmoty. Rychlosti odparu z vodní hladiny v závislosti na rozdílu parciálních tlaků jsou vyneseny v Graf 20.

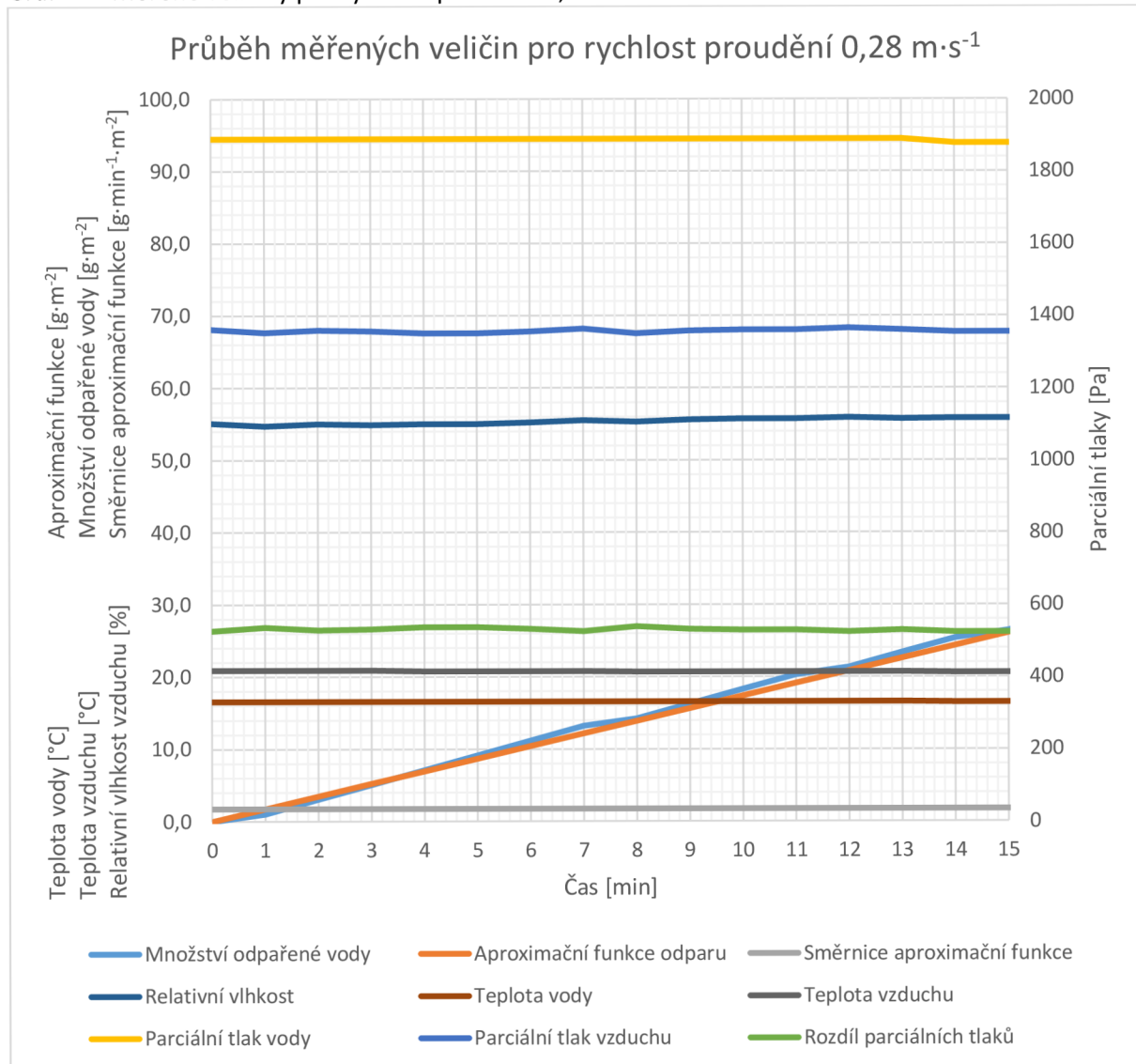
Graf 20 - Závislost rychlosti odparu na rozdílu parciálních tlaků



6 S nucenou konvekcí

6.1 Naměřená data

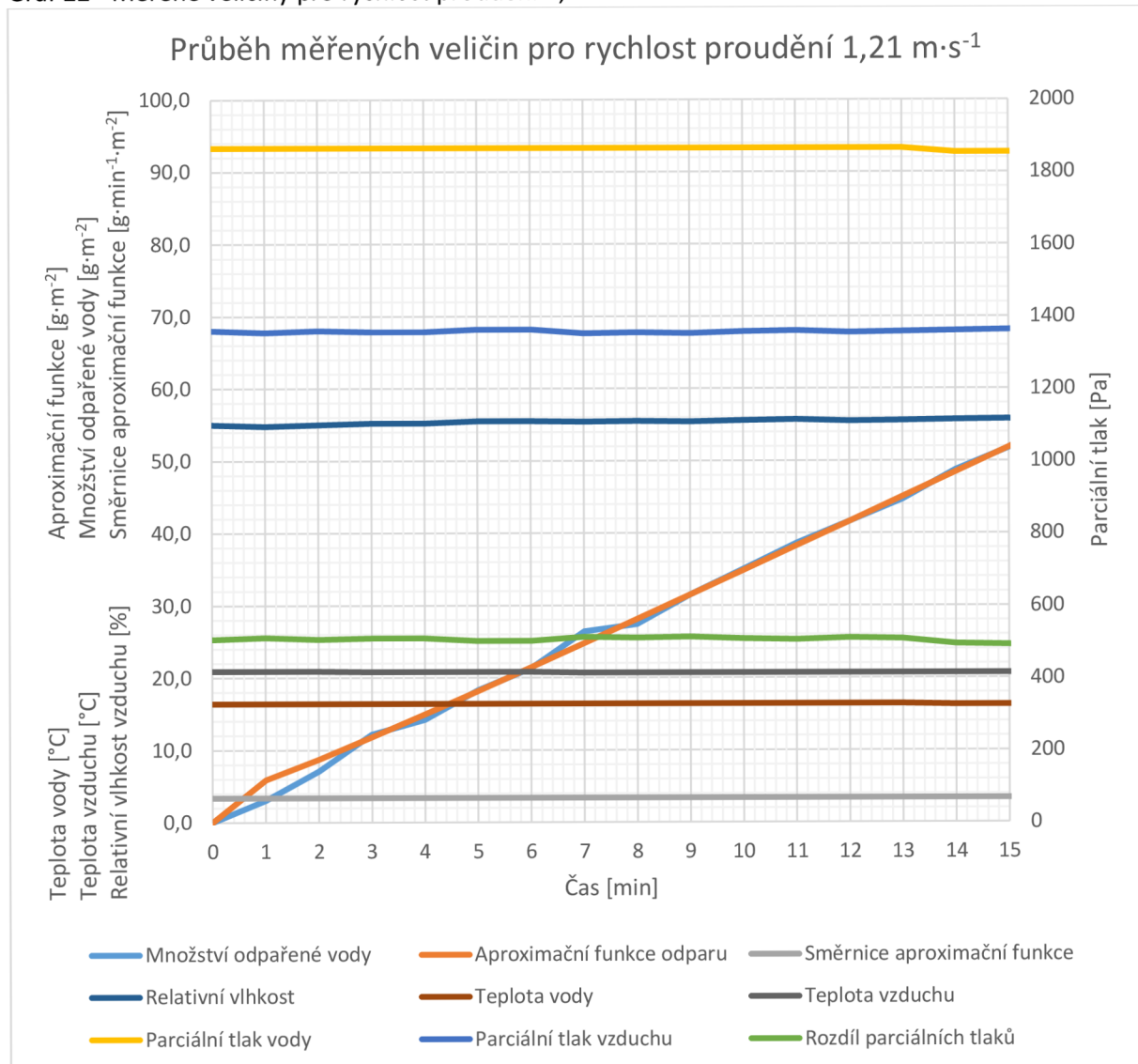
Graf 21 - Měřené veličiny pro rychlost proudění $0,28 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



Počáteční podmínky

- Teplota vody: $16,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota vzduchu: $20,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Relativní vlhkost: $55,1 \text{ } \%$
- Absolutní vlhkost: $11,5 \text{ g}\cdot\text{kg}^{-1}_{\text{sv}}$
- Parciální tlak vody: 1890 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 1363 Pa
- Rychlost proudění: $0,26 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

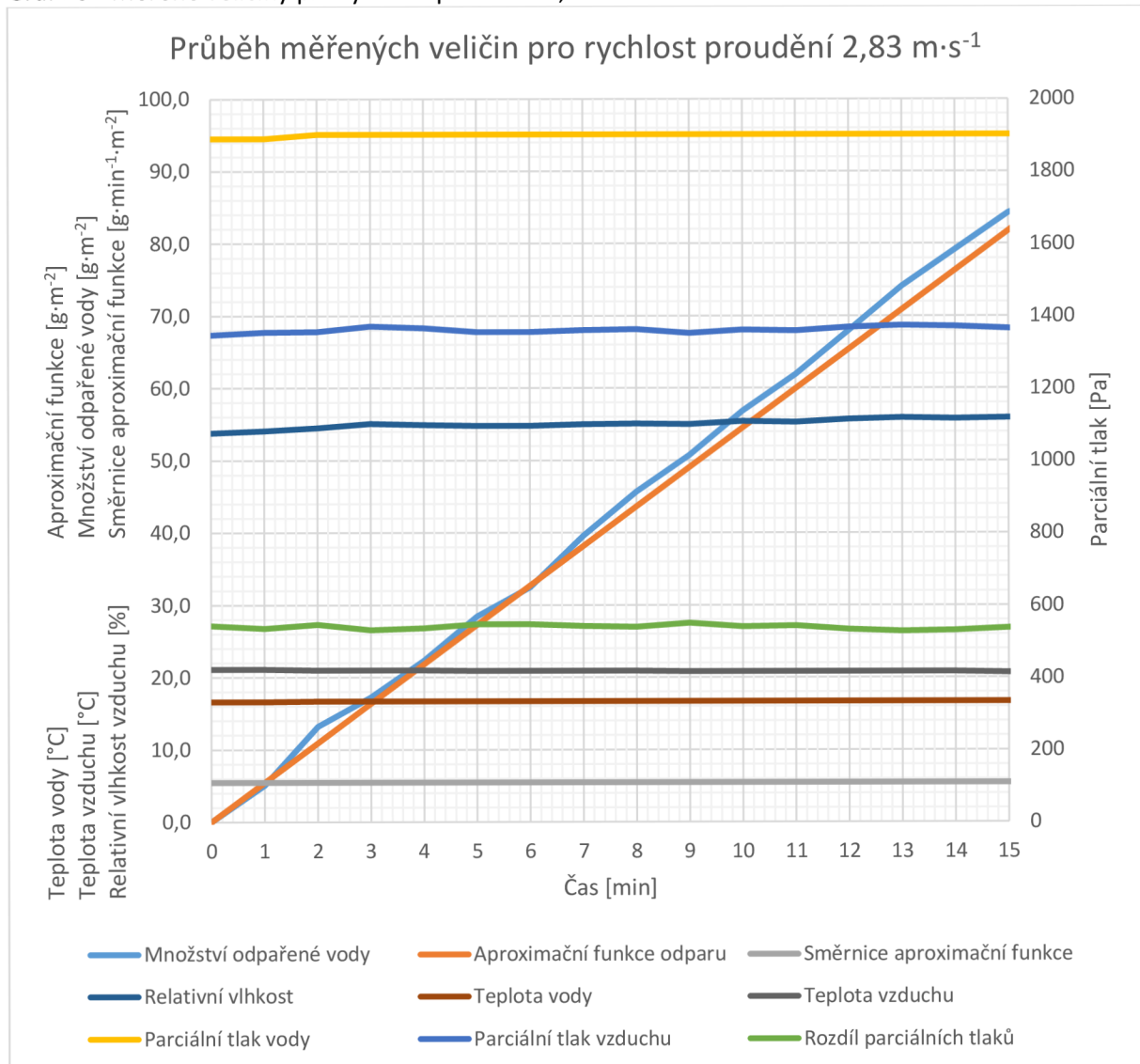
Graf 22 - Měřené veličiny pro rychlost proudění 1,21 m·s⁻¹



Počáteční podmínky

- Teplota vody: 16,4 °C
- Teplota vzduchu: 20,9 °C
- Relativní vlhkost: 55,0 %
- Absolutní vlhkost: 11,5 g·kg⁻¹_{sv}
- Parciální tlak vody: 1866 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 1360 Pa
- Rychlost proudění: 1,21 m·s⁻¹

Graf 23 - Měřené veličiny pro rychlost proudění $2,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



Počáteční podmínky

- Teplota vody: $16,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota vzduchu: $21,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Relativní vlhkost: $53,8 \text{ } \%$
- Absolutní vlhkost: $11,4 \text{ g}\cdot\text{kg}^{-1}_{\text{sv}}$
- Parciální tlak vody: 1890 Pa
- Parciální tlak vzduchu: 1347 Pa
- Rychlost proudění: $2,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

6.2 Vyhodnocení výsledků

Hmotnostní úbytek vody byl měřen pomocí digitální váhy v časovém kroku 60 s. Tyto hodnoty byly vyneseny v grafu a proloženy regresní křivkou ve tvaru:

$$y = a \cdot x + b \quad \text{rov. 94}$$

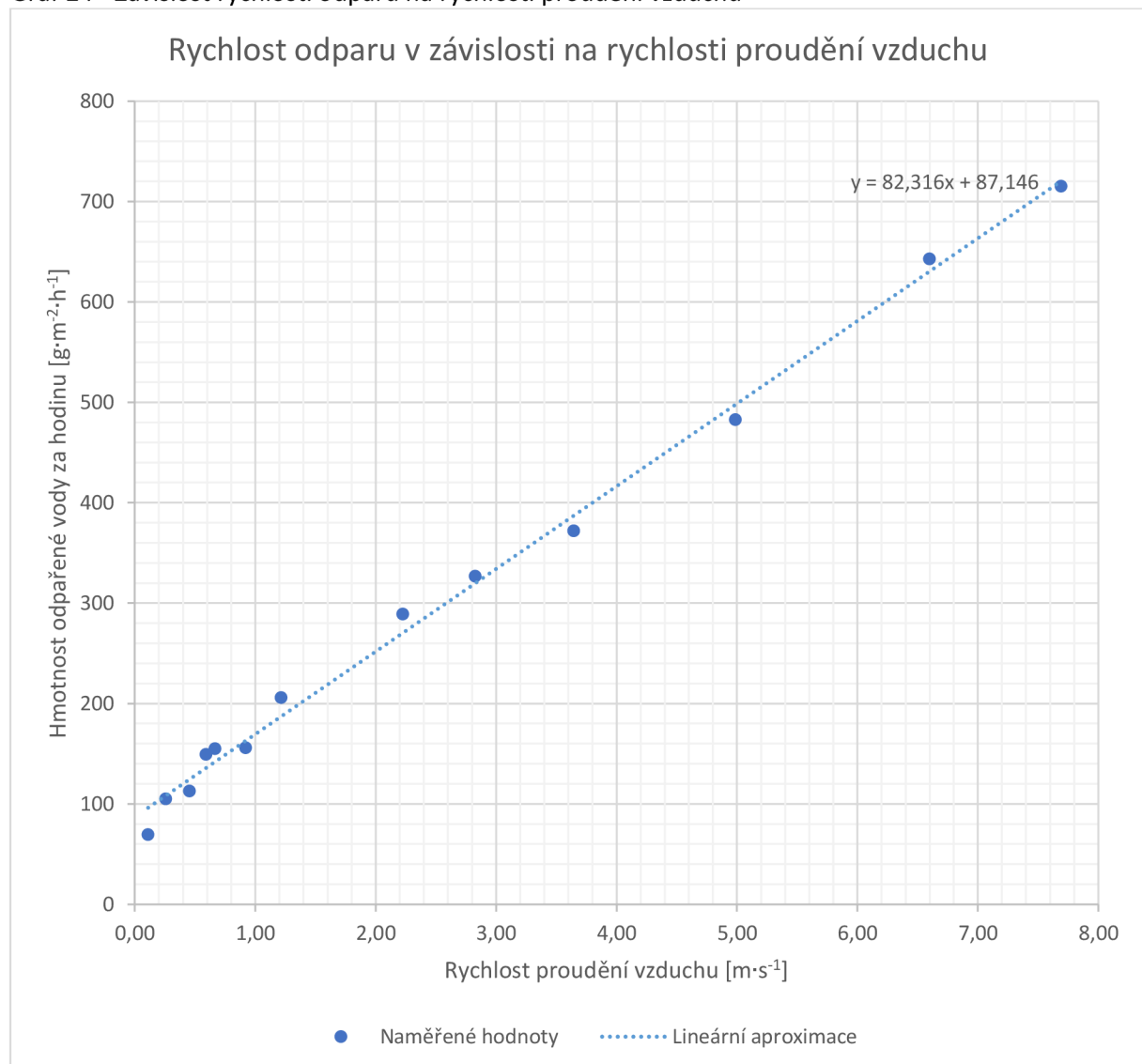
kde:

a, b - konstanty [-]

x - rychlost proudění vzduchu nad hladinou [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Vzhledem k neměnným ostatním parametrům má závislost odparu charakter přímky. Konstanta a této funkce tedy přímo udává rychlost odparu za 1 minutu.

Graf 24 - Závislost rychlosti odparu na rychlosti proudění vzduchu



7 Metoda nejmenších čtverců

Pro funkci, která je zadaná vektorem funkčních hodnot hledáme reálné koeficienty c_1, c_2, \dots, c_m takové, aby aproximace tvaru rov. 95 byla zatížena minimální chybou.

$$c_1\varphi^1 + c_2\varphi^2 + \dots + c_m\varphi^m \approx f \quad \text{rov. 95}$$

Tedy Euklidovská norma má být co nejmenší.

$$\|c_1\varphi^1 + c_2\varphi^2 + \dots + c_m\varphi^m - f\|_2 \quad \text{rov. 96}$$

Přitom vektory $\varphi^1, \varphi^2, \dots, \varphi^m$ o m složkách jsou zadané.

Řešení: rovnici rov. 95 vynásobit skalárně všemi vektory $\varphi^1, \varphi^2, \dots, \varphi^m$. Tím vznikne systém m normálních rovnic pro m neznámých c_1, c_2, \dots, c_m ve tvaru:

$$\begin{pmatrix} \langle \varphi^1 \varphi^1 \rangle & \langle \varphi^1 \varphi^2 \rangle & \dots & \langle \varphi^1 \varphi^m \rangle \\ \langle \varphi^2 \varphi^1 \rangle & \langle \varphi^2 \varphi^2 \rangle & \dots & \langle \varphi^2 \varphi^m \rangle \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \langle \varphi^m \varphi^1 \rangle & \langle \varphi^m \varphi^2 \rangle & \dots & \langle \varphi^m \varphi^m \rangle \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \langle f, \varphi^1 \rangle \\ \langle f, \varphi^2 \rangle \\ \vdots \\ \langle f, \varphi^m \rangle \end{pmatrix} \quad \text{rov. 97}$$

Soustavu rovnic lze snadno řešit Gaussovou eliminační metodou (GEM).

Velikost chyby:

$$\|E\|_2 = \left\| c_1 \begin{pmatrix} \varphi_1^1 \\ \varphi_2^1 \\ \vdots \\ \varphi_m^1 \end{pmatrix} + c_2 \begin{pmatrix} \varphi_1^2 \\ \varphi_2^2 \\ \vdots \\ \varphi_m^2 \end{pmatrix} + \dots + c_m \begin{pmatrix} \varphi_1^m \\ \varphi_2^m \\ \vdots \\ \varphi_m^m \end{pmatrix} \right\| = \left\| \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_m \end{pmatrix} \right\| \quad \text{rov. 98}$$

$$\|E\|_2 = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_m^2} \quad \text{rov. 99}$$

8 Sestavení empirického vztahu

Závislost odparu na rozdílu parciálních tlaků má logaritmický průběh. Závislost na rychlosti proudění má charakter přímky. Složením těchto dvou typů měření bychom měli dospět k jednoduchému vztahu založeném na součtu obou výrazů. Tato problematika je však daleko složitější a je nutno se při sestavování vztahu pohybovat ve více dimenzích.

Z experimentu vyplývá přímá závislost na rozdílu parciálních tlaků a na rychlosti proudění. Kombinací obou dějů však při reálném pozorování nedostaneme stejné výsledky, jako pouhým součtem oddělených výpočtů.

Proto byl sestaven obecný předpis a kombinací obou měření byly hledány potřebné konstanty.

$$\dot{M}_w = S_{hl} \cdot (1 + av \cdot t_w) \cdot b \cdot (x)^c \quad \text{rov. 100}$$

Bylo zjištěno, že rozdíly hodnot jsou tvořeny teplotou vody. Toto lze vysvětlit její vyšší vnitřní energií a snazším překonáním povrchového napětí na hladině. Proudění vzduchu se pak postará o transport molekuly vody z hladiny. S vyšší teplotou vody tak vzrůstá součinitel přestupu hmoty.

$$\dot{M}_w = S_{hl} \cdot (1 + 0,096v \cdot t_w) \cdot 0,612 \cdot (P_{v(tw)}'' - P_{v(ti)})^{0,742} \quad \text{rov. 101}$$

kde:

v	- rychlost proudění vzduchu nad hladinou	[m·s ⁻¹]
t_w	- teplota vody	[°C]
S_{hl}	- plocha volné hladiny	[m ²]
$P_{v(tw)}''$	- parciální tlak syté páry při teplotě rovné teplotě vody	[Pa]
$P_{v(ti)}$	- parciální tlak páry při teplotě rovné teplotě vzduchu	[Pa]

9 Závěr

Bylo provedeno přibližně 60 druhů měření. Experimentem byl ověřen Fickův zákon o rozdílu koncentrací. Bylo zjištěno, že rychlost odparu z vodní hladiny je mimo rozdílu parciálních tlaků také silně závislá na rychlosti proudění vzduchu nad hladinou a je jí přímo úměrná. Výsledkem bylo sestavení empirického vztahu, podle něhož je možné vypočítat množství odparu za určitý čas. Rychlost proudění byla v intervalu 0,1 – 8 m·s⁻¹, což je pro potřeby TZB plně dostačující. S tímto vztahem lze v praxi vypočítat množství vypařené vody v závislosti na okrajových podmínkách.

Závěr

V práci je uvedena základní problematika týkající se návrhu a provozu bazénových hal. Mezi nejvýznamnější fyzikální děje v bazénových halách patří odpar z vodní hladiny a s ním spojený odvod vlhkosti. Byly popsány mechanismy přenosu tepla a hmoty. Uvádí se také konvenční přístupy k výpočtu odparu z vodní hladiny.

Pro energetické hodnocení vzduchotechnických jednotek pro bazénové haly byl vytvořen simulační program, na kterém lze zkoumat průběh tepelné a vlhkostní zátěže v průběhu libovolně zvoleného časového úseku. Jedná se o obecný model, na kterém lze simulovat místnost libovolné geometrie a provozních parametrů. Pro praxi je přínosem z oblasti stanovení tepelně-vlhkostní zátěže budovy již při projektové fázi. Lze určit chování budovy v závislosti na klimatických podmínkách a podle něj optimálně navrhnout požadované technické zařízení. V této práci jsou navrženy tři typy vzduchotechnických jednotek, na nichž se sleduje jejich energetická náročnost pro udržení požadovaného mikroklima. Jako nejvýhodnější byla vyhodnocena varianta se směšováním a ZZT.

Experimentální část řešila odpar z vodní hladiny. Byly provedeny dva typy měření, akumulace vlhkosti a závislost rychlosti odparu na rychlosti proudění vzduchu nad hladinou. Z naměřených hodnot byl určen empirický vztah, který lze v praxi využít pro stanovení množství odparu v závislosti na okolních podmínkách.

Seznam použitých zdrojů

Knihy, články v odborných časopisech a akademické práce

1. BLASINSKI, P. *Vlhkostní bilance bytu*. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně.
2. DRÁBKOVÁ, S. a KOLEKTIV. *Mechanika tekutin* [učební text]. Ostrava, 2007.
3. KOZUBKOVÁ, M., T. BLEJCHAŘ a M. BOJKO. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti* [učební text]. Ostrava, 2011.
4. DALÍK, J. *Numerické metody II* [učební text]. Brno, 2013.
5. KALHOTKA, L. *Mikromycety v prostředí člověka*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2014
6. POVÝŠIL, R., K. FUKA a M. DOLEŽAL. PROJEKTA SPOL. S R.O. *Snižování energetické náročnosti provozu plaveckých bazénů* [Technický průvodce]. Praha 2: Česká energetická agentura, 1999 [cit. 2015-01-14].
7. FSI VUT V BRNĚ. *Termomechanika* [učební text]. 2005.
8. VITÁSEK, E. *Numerické metody*. Praha 1: Nakladatelství technické literatury, 1987.
9. CHYSKÝ, J. a K. HEMZAL. *Přenosové jevy v technice prostředí*. Praha: ČVUT, 1989, 166 s.
10. KALČÍK, J. a K. SÝKORA. *Technická termomechanika*. Praha: Academia, 1973, 536 s.
11. CHYSKÝ, J. a L. OPPL. *Větrání a klimatizace*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971, 561 s. Technický průvodce.
12. *Topenářství instalace*. Praha: Technické vydavatelství Praha, spol. s r.o., 2004, roč. 2004, č. 2. ISSN 2336-4718.

Zákony, vyhlášky, normy, směrnice

1. VDI 2089. *Fachbereich Technische Gebäudeausrüstung*. Berlin: Issue German, 2010.
2. Vyhláška č. 97/2014 Sb., kterou se mění vyhláška č. 238/2011 Sb. 2014.
3. Vyhláška č. 238/2011 Sb. *O stanovení hygienických požadavků na koupaliště, sauny a limity písku v pískovištích venkovních hracích ploch*. 2011.
4. ČSN 730540-3. *Tepelná ochrana budov: Část 3*. 2011.
5. ČSN EN 13451-1. *Vybavení plaveckých bazénů: Část 1*. 2012.

Elektronické zdroje

1. ROBATHERM. *Vzduchotechnické systémy pro kryté bazény* [Technický list]. 2011 [cit. 2015-01-14].
2. HOUŽVIČKA, J. Desinfekce bazénové vody chlorem, ano či ne? Zdroj: <http://www.tzb-info.cz/3836-desinfekce-bazenove-vody-chlorem-ano-ci-ne>. In: *Tzb-info* [online]. 2007 [cit. 2015-01-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3836-desinfekce-bazenove-vody-chlorem-ano-ci-ne>

3. Modelování fyzikálních jevů 1. In: RUBINA, A., Z. TESARŽ a P. BLASINSKI. *Tzb-info* [online]. 2011 [cit. 2015-01-15]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/8076-modelovani-fyzikalnich-jevu-1-odpar-z-vodni-hladiny>
4. *Indoor pool ventilation* [online]. 2000 [cit. 2015-01-14]. Dostupné z: http://www.iklimnet.com/expert_hvac/pool_ventilation.html
5. KREJČÍ, T. *Numerická analýza transportních procesů* [online]. 2001. Dostupné z: <http://mech.fsv.cvut.cz/>

Obrazové zdroje

1. *Bazénová hala* [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.bazen-zdar.cz/page.aspx?IDPage=1>
2. ALMEMO. *Centrála* [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.com>
3. *Datalogger* [obrázek]. 2010 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.cometsystem.cz>
4. BROOKS/COLE, a division of Thomson Learning, Inc. *Difuze nestacionární a stacionární* [obrázek]. 2003 [cit. 2014-01-14].
5. ALMEMO. *Teplotní čidlo* [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.com>
6. ALMEMO. *Vlhkostní čidlo* [obrázek]. 2013 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://www.ahlborn.com>
7. *Vrtulkový anemometr* [obrázek]. 2014 [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: <http://almemo.ru/product/air-flow/fvad15sma1-thermoanemometer>
8. *Wien law* [obrázek]. [cit. 2014-01-14]. Dostupné z: http://gravity.wikia.com/wiki/Wien's_displacement_law

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	veličina	základní jednotka
A	- plocha	[m ²]
a	- teplotní vodivost	[m ² ·s ⁻¹]
	- konstanta	[-]
	- směrnice přímky udávající změnu stavu vzduchu	[-]
b	- délkový rozměr	[m]
	- konstanta	[-]
C	- koncentrace látky	[g·m ⁻³]
c	- měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
	- součinitel současnosti	[-]
	- zbytkový součinitel	[-]
	- hloubka okna (venkovní ostění, svislý slunolam)	[m]
D	- součinitel difuze	[m ⁻² ·s ⁻¹]
	- charakteristická rychlost difuze	[kg·m ⁻² ·s ⁻¹]
d	- hloubka okna (venkovní nadpraží, balkon, vodorovný slunolam)	[m]
	- délkový rozměr	[m]
	- den	[-]
e	- délka stínu	[m]
f	- odstup od svislé stínící překážky (šířka rámu)	[m]
g	- odstup od vodorovné stínící překážky (šířka rámu)	[m]
	- gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
H	- nadmořská výška objektu	[m.n.m]
h	- výška Slunce nad horizontem	[°]
I	- intenzita radiace	[W·m ⁻²]
	- délkový rozměr	[m]
i	- intenzita	[W·m ⁻²]
J	- intenzita toku látky	[kg·m ⁻² ·s ⁻¹]
k	- součinitel přestupu hmoty	[m·s ⁻¹]
L	- charakteristický rozměr	[m]
l	- výparné teplo vody	[kJ·kg ⁻¹]
	- charakteristický rozměr	[m]
M	- měsíc	[-]

\dot{M}	- hmotnostní tok	[kg·h ⁻¹]
m	- produkce vodní páry	[g·h ⁻¹]
n	- konstanta	[-]
P	- tlak	[Pa]
	- výkon	[W]
Q	- zdroj tepla	[W·m ⁻³]
q	- hustota tepelného toku	[W·m ⁻²]
R	- plynová konstanta	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
S	- plocha	[m ²]
s	- stínící součinitel	[-]
T	- termodynamická teplota	[K]
t	- teplota	[°C]
U	- součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻²]
V	- objem	[m ³]
v	- rychlost	[m·s ⁻¹]
w	- rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
x	- polohová souřadnice	[m]
	- měrná vlhkost	[g·kg _{sv} ⁻¹]
α	- součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
	- sluneční azimut	[°]
	- úhel stěny s vodorovnou rovinou	[°]
	- součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
β	- objemová roztažnost plynu	[K ⁻¹]
	- úhel	[°]
	- součinitel přenosu hmoty	[m·h ⁻¹]
γ	- azimut stěny	[°]
	- azimutový úhel normály stěny	[°]
δ	- sluneční deklinace	[°]
ε	- emisivita	[-]
	- součinitel přenosu hmoty	[g·s ⁻¹ ·m ⁻² ·Pa ⁻¹]
	- součinitel poměrné tepelné pohltivosti	[-]
θ	- prostorový úhel	[°]
λ	- součinitel tepelné vodivosti	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]

	- vlnová délka	[m]
v	- kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ	- měrná hmotnost	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ	- Stefanova-Boltzmannova konstanta	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$
τ	- čas	[hod]
ϕ	- intenzita radiace - záření	[W]
φ	- směrový faktor	[-]
	- relativní vlhkost	[%]
ω	- úhel	[°]
Δ	- Laplaceův operátor aplikovaný na 3 souřadnice rychlosti	[-]
	- rozdíl hodnot	[-]
	- krok	[-]

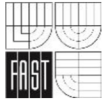
Seznam obrázků, tabulek a grafů

Obrázky

Obr. 1 - Element dV a toky tepla	19
Obr. 2 - Mezní vrstva	22
Obr. 3 - Grafické znázornění teplotního a rychlostního pole	22
Obr. 4 - Složky záření	23
Obr. 5 - Wiennův posunovací zákon.....	24
Obr. 6 - Metoda strun.....	25
Obr. 7 - Metoda raytracing.....	25
Obr. 8 - Difuze stacionární, nestacionární.....	26
Obr. 9 - Časový průběh nasycování.....	27
Obr. 10 - Odpar z vodní hladiny	30
Obr. 11 - Druhý Keplerův zákon	38
Obr. 12 - Schéma: explicitní [f = 0], implicitní [f = 1], Crank-Nicolssonovo [f = 0,5].....	42
Obr. 13 - Symetrické chladnutí stěny	44
Obr. 14 - Bazénová hala	50
Obr. 15 - Mechanismy sdílení tepla v místnosti	54
Obr. 16 - Schéma měření rychlosti.....	75
Obr. 17 - Teplotní čidlo ALMEMO ZA 9020-FS Thermo E4	76
Obr. 18 - Vlhkostní čidlo ALMEMO Feuchte FH A646-1	76
Obr. 19 - Centrála ALMEMO 2890-9.....	77
Obr. 20 - Digitální váha.....	78
Obr. 21 - Datalogger Temperature-humidity logger S3120	78
Obr. 22 - Vrtulkový anemometr FVAD15-SMA1.....	79

Grafy

Graf 1 - Hmotnostní tok vypařené vody podle L. Oppla.....	33
Graf 2 - Porovnání výpočtů průběhu teplot symetrického chladnutí stěny.....	44
Graf 3 - Transcendentní rovnice.....	46
Graf 4 - Průběh teplot a tepelné zátěže pro 1.1.2013.....	59
Graf 5 - Průběh teplot a tepelné zátěže pro den 1.7.2013.....	64
Graf 6 - Naměřené hodnoty exteriéru v průběhu roku 2013.....	67
Graf 7 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 1.....	68
Graf 8 - Potřeba energie, jednotka 1.....	68
Graf 9 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 2.....	69
Graf 10 - Potřeba energie, jednotka 2.....	69
Graf 11 - H-x diagram pro zimní období, jednotka 3.....	70
Graf 12 - Potřeba energie, jednotka 3.....	70
Graf 13 - Porovnání potřeby tepla pro jednotlivé VZT sestavy	71
Graf 14 - Porovnání potřeby chladu pro jednotlivé VZT sestavy.....	71
Graf 15 - Roční souhrn potřeby energií.....	72
Graf 16 - Měřené veličiny pro teplotu vody 32,0 °C.....	80
Graf 17 - Měřené veličiny pro teplotu vody 28,3 °C.....	81
Graf 18 - Měřené veličiny pro teplotu vody 53,7 °C.....	82
Graf 19 - Měřené veličiny pro teplotu vody 16,9 °C.....	83
Graf 20 - Závislost rychlosti odparu na rozdílu parciálních tlaků	85
Graf 21 - Měřené veličiny pro rychlost proudění 0,28 m·s ⁻¹	86
Graf 22 - Měřené veličiny pro rychlost proudění 1,21 m·s ⁻¹	87
Graf 23 - Měřené veličiny pro rychlost proudění 2,83 m·s ⁻¹	88
Graf 24 - Závislost rychlosti odparu na rychlosti proudění vzduchu	89



Tabulky

Tab. 1 - Požadavky dle vyhlášky č. 238/2011 Sb	15
Tab. 2 - Součinitel přenosu hmoty pro bazény dle VDI 2089 (starší vydání).....	31
Tab. 3 - Součinitel přenosu hmoty pro bazény dle VDI 2089 (nové vydání)	31
Tab. 4 - Výpočet tepelných zisků pro 1.1.2013, stěna 3.....	55
Tab. 5 - Výpočet celkové tepelné a vlhkostní zátěže místnosti pro 1.1.2013	57
Tab. 6 - Výpočet tepelných zisků pro 1.7.2013, stěna 3.....	60
Tab. 7 - Výpočet celkové tepelné a vlhkostní zátěže místnosti pro 1.7.2013	62



Přílohy

Jednotka 1

Jednotka 2

Jednotka 3

