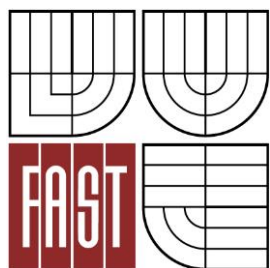




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

NOČNÍ CHLAZENÍ BUDOV V PODMÍNKÁCH ČESKÉ REPUBLIKY

NIGHT COOLING IN CONDITION OF CZECH REPUBLIC

DISERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ING. JIŘÍ ŠÍMA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2016

ABSTRAKT

Disertační práce se zabývá teoretickým zhodnocením potenciálu využití technik nočního chlazení v podmínkách České republiky. Zejména se zaměřuje na zhodnocení potenciálu nočního chlazení, které využívá fyzikální jev sálání proti noční obloze. Tato technika je hojně využívána převážně v suchých a horkých regionech, kde jsou pro tento způsob chlazení nejvhodnější klimatické podmínky. Práce vychází ze stávajícího stavu poznání v oblasti systémů pasivního a nízkoenergetického chlazení. Tyto poznatky aplikuje na podmínky České republiky a pomocí simulací energetického chování budov zkoumá přínos z hlediska zlepšení interního mikroklimatu a z hlediska ekonomiky provozu konvenčních chladicích zařízení. Aby bylo možné stanovit přínos nočního chlazení na provoz budovy v dynamicky se měnících podmínkách. Bylo využito modulárního simulačního programu TRNSYS, který je vhodný pro analýzu energetických systémů budov a jejich chování. Výsledky simulací byly převedeny na parametry tepelné pohody PMV a PPD.

Klíčová slova

noční chlazení, pasivní chlazení, alternativní chlazení, sálání proti noční obloze, software TRNSYS, software CalA, tepelná pohoda.

ABSTRACT

The PhD thesis deals with the theoretical evaluation of the potential use of night cooling techniques in condition of the Czech Republic. Mainly aims to evaluate the potential of night cooling, which uses the physical phenomenon of radiation against the night sky. This technique is widely used mainly in the dry and hot regions where there are the most suitable climatic conditions for this cooling method. The work is based on the current state of knowledge in the area of passive and low-energy cooling systems. These knowledges are applied to the conditions of Czech Republic and by using simulations of the energy, behaviour of the buildings explores the benefits in terms of improving of the internal microclimate and from the perspective of economy operation of conventional cooling equipment. In order to establish the benefits of night cooling on the operation of the building in the dynamically changing conditions, the modular simulation program TRNSYS was used, which is suitable for the analysis of energy systems of buildings and their behaviour. The results of simulation results were converted to thermal comfort parameters of the PMV and the PPD.

Keywords

Night cooling, passive cooling, alternative cooling, night sky cooling, software TRNSYS, software CalA, thermal comfort.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Ing. Jiří Šíma *Noční chlazení budov v podmínkách České Republiky*. Brno, 2016. 127 s.
Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych na tomto místě poděkoval všem, kteří ať už jakýmkoli způsobem napomohli vzniku této práce

Prohlášení:

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

V Brně dne 26. 1. 2016

.....
podpis autora
Ing. Jiří Šíma

OBSAH

1. Úvod	9
1.1. Energetické nároky staveb	9
1.2. Vývoj architektury na přelomu 19. a 20. století	10
1.3. Udržitelná výstavba	13
1.4. Změny klimatu	13
Historie pasivního chlazení	14
1.5. Pasivní chlazení.....	15
1.6. Závěr	15
2. Přehled související fyzikální teorie	16
2.1. Vedení tepla (kondukce)	16
2.1.1. Stacionární vedení tepla	17
2.1.2. Nestacionární vedení tepla.....	17
2.1.3. Podmínky jednoznačnosti.....	17
2.2. Proudění (konvekce)	18
2.2.4. Přestup tepla při konvekci	18
2.2.5. Kriteriační rovnice pro přirozenou konvekci	20
2.2.6. Kriteriační rovnice pro nucenou konvekci	20
2.3. Sdílení tepla zářením proti noční obloze	21
3. přehled systémů nočního chlazení	23
3.1. Klasifikace systémů pro noční chlazení	23
3.2. Noční větrání.....	23
3.2.7. Studie nočního větrání.....	25
3.2.8. Dílčí závěr	27
3.3. Sálavé chlazení	28
3.3.1. Rozdělení systémů sálavého chlazení.....	30
3.3.2. Masivní střešní konstrukce s pohyblivou izolací.....	30
3.3.3. Lehké radiátory	32
3.3.4. Nezasklené solární absorbéry pro noční sálání	33
3.3.5. Studie chlazení sáláním proti noční obloze	35
3.3.6. Dílčí závěr	37

3.4.	Nepřímé adiabatické noční chlazení	37
3.5.	Závěr	38
4.	Komplexní řešení staveb	39
4.1.	Externí vlivy na stavbu.....	39
4.1.1.	Městské tepelné ostrovy	39
4.1.2.	Dílčí závěr	42
4.1.3.	Sluneční záření	42
4.2.	Interní vlivy na stavbu	44
4.2.4.	Tepelné zisky od osob	44
4.2.5.	<i>Tepelné zisky od umělého osvětlení</i>	46
4.2.6.	Tepelné zisky od kancelářské techniky	46
5.	Možnosti hodnocení pohody prostředí	48
5.1.	Tepelně vlhkostní mikroklima budov	48
5.2.	Kritéria tepelně vlhkostního mikroklimatu	48
5.3.	Tepelný komfort a velkoplošné otopné a chladicí systémy	52
6.	výsledky práce	53
6.1.	Optimalizace výroby chladu za pomoci adiabatického chlazení	53
6.1.1.	Princip	53
6.1.2.	Popis varianty I _{A,B}	56
6.1.3.	Popis varianty I _{A,B}	57
6.1.4.	Vyčíslení varianty I _A	58
6.1.5.	Vyčíslení varianty I _B	60
6.1.6.	Vyčíslení varianty II _A	61
6.1.7.	Vyčíslení varianty II _B	64
6.1.8.	Srovnání variant řešení	65
	Varianta I _a	66
	Varianta II _a	66
	Varianta I _b	67
	Varianta II _b	67
6.1.9.	Experimentální ověření	68
6.1.10.	VÝSLEDKY MĚŘENÍ	70
6.1.11.	Dílčí závěr	71

6.2. Optimalizace provozu adiabatické pračky vzduchu	72
6.2.1. Měření	72
6.2.2. Výsledky měření	73
6.2.3. Ekonomické hodnocení	77
6.2.4. Provoz v laboratoři	77
6.2.5. Provoz s cirkulací	78
6.2.6. Provoz s cirkulací a využitím dešťové vody	79
6.2.7. Závěr	80
6.3. Využití solárního absorberu v podmínkách ČR	81
6.3.1. Princip systému se solárním absorberem	81
6.3.2. Využití během denních hodin	82
6.3.3. Konstrukce střešního absorberu	83
6.3.4. Předběžná energetická bilance absorberu	84
6.3.5. Stanovení povrchové teploty absorberu	85
6.3.6. Výsledky předběžné analýzy	85
6.3.7. Vyhodnocení předběžné analýzy	86
6.4. Podrobná energetická bilance systému střešních absorberů	86
6.4.1. CFD simulace	87
6.4.2. Energetické simulace	87
6.4.3. Systém aktivace betonového jádra monolitické stropní konstrukce	92
6.4.4. Tepelný model absorberů v TRNSYSu	94
6.4.5. Výsledky simulace	97
6.4.6. Dílčí závěr	99
6.5. Využití absorberů pro ohřev teplé vody	100
6.5.1. Simulace denního provozu	100
CFD simulace	100
Model solárního panelu	101
Simulace v TRNSYSu	101
6.5.2. Dílčí závěr	103
6.6. Porovnání variant systémů nočního chlazení	104
6.6.1. Hodnocené varianty systémů	104

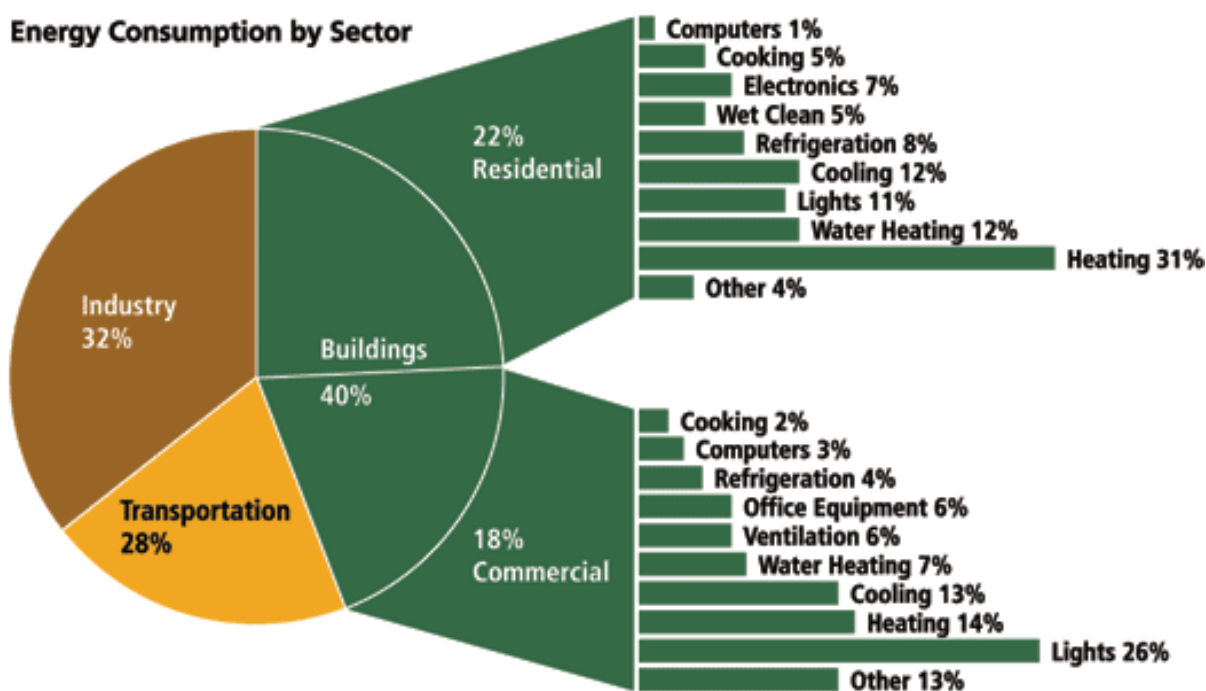
I. Budova bez chlazení s řízeným větráním pouze v provozní době	105
II. Budova bez chlazení, s řízeným větráním v provozní i noční době	108
III. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní době	109
IV. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní i noční době	110
V. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní době a nočním chlazením absorbéry	112
VI. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní i noční době a nočním chlazením absorbéry.	113
6.6.2. Srovnání provozních nákladů	115
6.7. Závěr	118
7. význam práce.....	119
7.8. Význam pro rozvoj vědního oboru	119
7.9. Význam pro praxi.....	119
8. Seznam použitých zdrojů	120
9. Seznam autorových prací.....	125
10. Ohlas vlastního výzkumu.....	126
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	127

1. ÚVOD

Hlavním tématem této disertační práce je noční chlazení budov v klimatických podmínkách České republiky. Jedná se o aktuální téma sledující současný trend výstavby, kdy je stále více kladen důraz na udržitelnou výstavbu. Práce vychází z dávno známých principů pasivního chlazení a vhodné metody použitelné pro noční chlazení jsou aplikovány na současný typ administrativní budovy. Hodnocení přínosu dané metody v klimatických podmínkách České republiky je provedeno dynamickou analýzou energetického chování budovy a jejích systémů v simulačním programu TRNSYS.

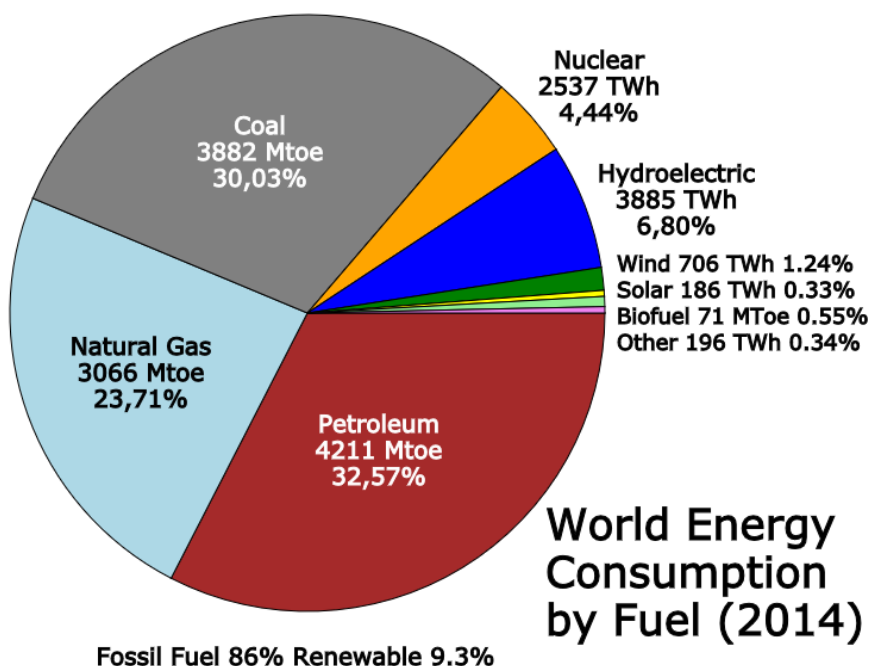
1.1. Energetické nároky staveb

Stavebnictví patří z hlediska spotřeby materiálu a energetických zdrojů k nejnáročnějším činnostem naší společnosti a tím i významně přispívá ke znečišťování životního prostředí. Stavebnictví patří ke třem největším konzumentům energie na světě. Uvádí se [1], že provoz budov je zodpovědný za přibližně 30% emisí skleníkových plynů a spotřebovává okolo 40% primárních energií celého světa. Podle Amerického úřadu pro energie spotřebovalo stavebnictví v roce 2011 asi 40% celkové americké spotřeby primární energie, 22% připadlo na bytovou výstavbu a 18% na komerční stavby. Jak ukazuje Obr. 1 chlazení se na spotřebě budov podílí 25%.



Obr. 1 – Spotřeba energie podle oborů [2]

Pokud se podíváme na srovnání světové spotřeby energie podle paliv Obr. 2 vidíme, že více jak 80% byla získána z fosilních paliv.



Obr. 2 – Světová spotřeba energie podle paliv [2]

Z toho je zřejmé, že optimalizací chladicích soustav lze dosáhnout nezanedbatelné úspory a zlepšit tak naplňování požadavků udržitelného rozvoje.

1.2. Vývoj architektury na přelomu 19. a 20. století

Chceme-li se zabývat chlazením budov v dnešní době, je dobré se zamyslet nad vývojem ve stavitelství v minulém a předminulém století a jeho současnou podobou.

Ve starověku a stejně tak ve středověku, kdy lidé neměli k dispozici tolik poznatků o materiálech a jejich možnostech, se budovy stavěly převážně z kamene, z cihel a ze dřeva. Kvůli stabilitě byly nosné konstrukce velmi masivní. Což obzvláště u materiálů jako je cihla nebo kámen přinášelo výhodu akumulace tepla. Budovy se vytápěly hlavně otevřeným ohněm. V létě lidé chlazení nevyužívali. Jednak mohutné kamenné nebo zděné konstrukce budov měly tu výhodu, že dokázaly i v letních parných dnech udržet ve vnitřním prostoru příjemnou teplotu a lidé vnitřní prostor aktivně ještě chladit neodkázali.

Stavební vývoj konstrukcí se až do 19. století příliš neměnil. Měnily se jednotlivé stavební slohy, ale kamenné, cihelné a dřevěné konstrukce se používaly ve stejné podobě. Kromě konstrukcí, hrál svou úlohu „chlazení a vytápění“ budov i urbanismus, kdy ulice, bloky domů byly uspořádány tak, aby byly jednotlivé domy co nejvíce chráněny před horkým sluncem nebo naopak studenými větry. Matrice ulic tak chránila celé obytné části proti přehřívání nebo nepříjemné zimě. Přelom nastal s nástupem průmyslové revoluce a vznikem manufaktur. V té době začaly vznikat první „velkoprostorové“ výrobní a průmyslové objekty a s nimi první skeletové systémy. Díky rozvoji průmyslu se železo stalo dostupnější surovinou a začalo se využívat i ve stavebnictví, kde nahradilo hlavně dřevěné nosné prvky.

Vývoj ve stavebnictví pokračoval ve zdokonalování nosných konstrukcí, které umožňovaly stále větší a větší rozpory. S vývojem konstrukcí souvisí i změna vzhledu samotných budov. Lehké ocelové systémy, oproti tradičním zděným a kamenným, umožnily použití větších otvorů. Budovy získaly subtilní nosný systém a transparentní fasádu. První přelomovou stavbou tohoto druhu byl Křišťálový palác v Londýně z roku 1851 Obr. 3. S přelomem století se objevily nové stavební slohy, jako byla secese, kubismus a moderna. Tyto slohy příliš velkou změnu, která by se týkala konstrukčního systému, nepřinesly.



Obr. 3 – Křišťálový palác [3]

Zlom nastal s objevením železobetonu a nástupem funkcionalismu. Beton jako materiál přinášel výhodu akumulace a udržení stálejší teploty v letním období, podobně jako kámen nebo i cihly. Konstrukční vlastnosti však umožnily velké rozpory. Velké prostory náročné na vytápění i větrání. Navíc velké transparentní plochy způsobily problémy s přehříváním. Bylo potřeba vymyslet stínění velkých transparentních ploch, které by chránilo vnitřní prostory před nepříjemným přehříváním. Začaly se používat různé žaluzie, rolety a kromě mobilních stínících systémů i pevné tzv. slunolamy např. viz Obr. 4, které byly propočítané podle pohybu slunce, a poprvé je na svých budovách použil Le Corbusier.

Současně s funkcionalismem se ve 20. a 30. letech minulého století začaly stavět první mrakodrapy. Kolébkou mrakodrapů se stala Amerika a velká města jako New York a Chicago.

U těchto velkých budov byl kromě konstrukce kladen důraz i na technickou infrastrukturu a nutnost větrání.



Obr. 4 - Le Corbusierův Sekretariát v Čandígarhu [4]

V průběhu 20. století se díky pokroku v oblasti technologií výstavby a konstrukcí stavěly stále vyšší a transparentnější budovy. Oblíbenými materiály se stalo sklo, ocel a železobeton.

Tento trend je patrný hlavně u komerčních, administrativních a průmyslových staveb. Nicméně v oblasti soukromé výstavby, jakou jsou převážně rodinné domy, jsou tendence obdobné. Kromě tradičních rodinných domů se sedlovými střechami, relativně malými okenními otvory a co nejjednodušším půdorysem, se stále častěji objevují domy s plochou střechou, velkými prosklenými stěnami a relativně složitým půdorysným tvarem.

Tyto změny obecně u všech typů budov, ať již administrativních nebo budov pro bydlení, způsobují přehřívání interiéru v letních měsících a naopak vyšší nároky na vytápění v zimním období. Obojí má pak důsledky v oblasti vytápění a chlazení, kdy je potřeba hledat stále efektivnější systémy, které by vyhověly požadavkům moderní architektury.

Změny se týkají i konstrukcí a konstrukčního uspořádání. Jak již bylo řečeno, u velkých budov (administrativních, komerčních, apod.), se jedná hlavně o železobetonové případně ocelové nosné skelety s prosklenými fasádami. U rodinných domů a menších staveb se zase naopak objevují nové zdící a izolační materiály se stále lepšími tepelně technickými a fyzikálními vlastnostmi.

Ani urbanistické uspořádání dnešních sídel příliš nepomáhá udržení příjemného prostředí uvnitř budov. Relativně široké ulice s velkým množstvím betonových ploch bez zeleně v zimě pomáhají rychlejšímu ochlazování a v létě se přehřívají. Množství aut a technologického vybavení budov přehřívání měst jenom napomáhá.

1.3. Udržitelná výstavba

Současný přístup k výstavbě se často snaží o maximální ekonomický efekt bez výraznějšího ohledu k dopadům na životní prostředí. Oproti tomu udržitelná výstavba upřednostňuje význam omezování negativních environmentálních vlivů staveb, při současné vyváženosti ostatních kritérií. Jedná se o nové komplexnější pojetí způsobu návrhu budovy. Takový pak návrh musí zahrnovat soubor kritérií, která lze rozdělit do tří oblastí:

- kvalita životního prostředí
- ekonomická efektivita a omezení
- sociální a kulturní souvislosti

Mezi hlavní úkoly udržitelné výstavby patří jak zvyšování energetické účinnosti staveb (výrobní i provozní úspora energie a využívání obnovitelných zdrojů energie), tak snižování množství emisí (snižování emisí CO₂, HCFC, atd.). Z hlediska oboru technických zařízení budov je tedy žádoucí uplatňování nových principů návrhu systémů zajišťujících kvalitu vnitřního prostředí. Takových systémů, které respektují environmentální kritéria, tj. snižují:

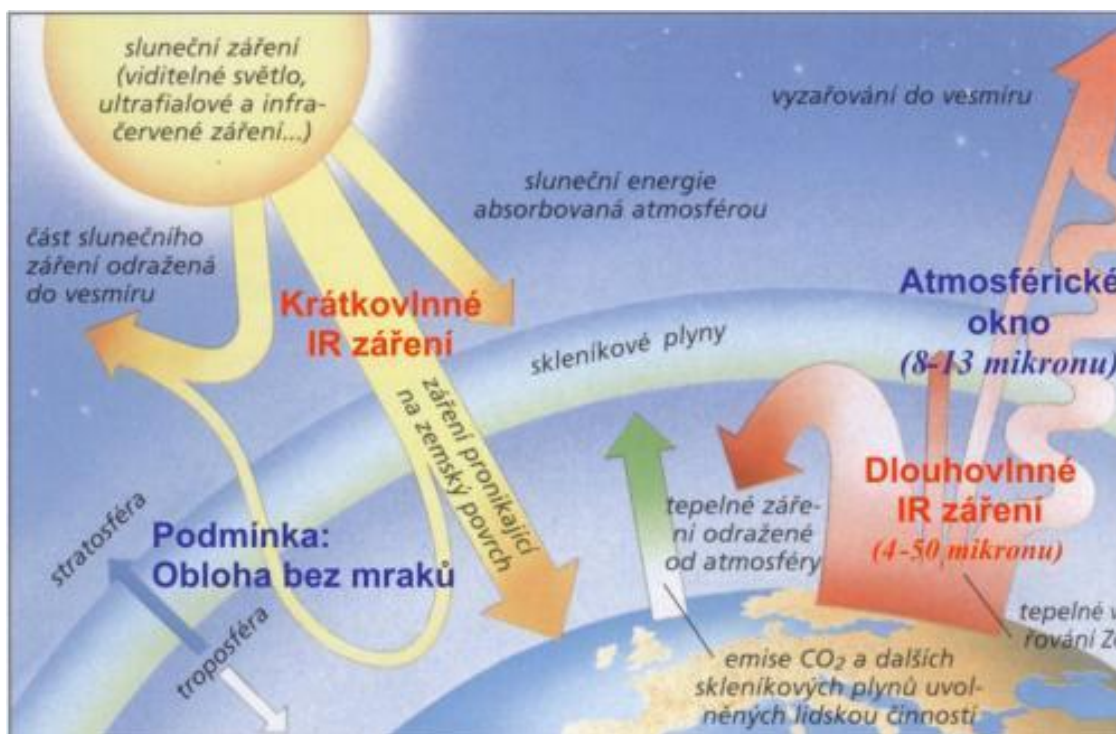
- potenciál globálního oteplování
- potenciál poškozování ozónové vrstvy
- vyčerpávání zdrojů neobnovitelné energie, spotřebu kvalitní pitné vody
- atd.

A současně s environmentálními kritérii respektují i sociální kritéria, tj. zajištění technické kvality vnitřního prostředí.

1.4. Změny klimatu

Změny klimatu jsou v dnešní době velmi diskutovaným tématem. Ani mezi odborníky nepanuje shoda v názoru na změnu klimatu. Vede se polemika o tom, jak velký podíl má na změně klimatu lidská činnost a do jaké míry se jedná o přirozené procesy. Jednotný není ani názor na to jakým tempem bude globální oteplování pokračovat a jaké následky pro život na zemi bude mít. Z prováděných měření je ale jasné, že změna klimatu probíhá a průměrné teploty na Zemi pozvolna rostou.

Za hlavního viníka globálního oteplování jsou skleníkové plyny. Jedná se o látky, které mají menší nebo větší schopnost pohlcovat a odrážet infračervené záření. Princip globálního oteplování můžeme vidět na Obr. 5. Globální oteplování znamená zvyšování globální teploty na Zemi způsobené zvyšující se koncentrací skleníkových plynů v atmosféře. Skleníkové plyny propouštějí část infračerveného slunečního záření, které dopadá na zemský povrch a ohřívá jej. V noci naopak brání v úniku tohoto tepla zpět do vesmíru. Zvyšováním koncentrací skleníkových plynů v atmosféře uniká méně tepla do vesmíru a tedy, více ho zůstane v atmosféře. Klimatické modely předpokládají, že do roku 2100 dojde k oteplení v rozmezí 1,4 °C ÷ 2,8 °C. Také předpokládají stále častější výskyty extrémních výkyvů počasí jako např. extrémně vysoké teploty, vlny veder, intenzivní srážky atp.



Obr. 5 - Schéma principu globálního oteplování [5]

Historie pasivního chlazení

Pasivní a nízkoenergetické chlazení jsou prvními a nejstaršími způsoby chlazení budov. Ať už úmyslně nebo mimovolně byly principy pasivního chlazení od pradávna využívány k udržování uspokojivého vnitřního klimatu budov. Jednalo se zejména o využívání vysoké akumulační schopnosti těžkých konstrukcí stavby, systémy přirozeného větrání, vnější stínění stavby, využití denního kolísání teplot k nočnímu chlazení. Pokrokovějšími způsoby byly později systémy s adiabatickým chlazením nebo předchlazením vzduchu v podzemních šachtách.

Přesto, že jsou principy pasivního chlazení již stovky let staré a před objevem strojního chlazení byly jedinou možností jak snížit teplotu uvnitř staveb. Dlouhou dobu nebyly podrobeny žádnému výzkumu a postupně byly potlačeny nástupem strojního chlazení. Strojní chlazení mělo tu výhodu, že „neomezovalo“ architektonické ztvárnění budovy a umožňovalo chladit objekty, které by pasivní principy chlazení jen ztěžka uchladily.

Až energetická krize v 70. letech vzbudila ve snaze snížit závislost na ropě větší zájem o využití alternativních zdrojů energie. Do středu pozornosti se tehdy dostala solární energie a její využití jako zdroje tepla.

Dalším impulzem pro rozvoj obnovitelných zdrojů energie a snižování energetické náročnosti byla rostoucí cena elektrické energie během odběrových špiček. Ty byly mimo jiné vyvolány i stále rostoucím využíváním klimatizací. Díky tomu se do popředí zájmu dostaly i systémy pasivního chlazení a začal systematictější výzkum využití pasivního a nízkoenergetického chlazení. V neposlední řadě byl zájem o obnovitelnou energii podpořen i snahou o snižování emisí tzv. skleníkových plynů, kterým je přičítáno globální oteplování země.

1.5. Pasivní chlazení

Pasivní chlazení jsou jednoduché chladicí techniky, které k ochlazování interiéru budovy využívají přírodní obnovitelné zdroje. Není ovšem vyloučeno do systému pasivního chlazení instalovat ventilátor, nebo čerpadlo pokud to napomůže zvýšení efektivity dané chladicí techniky. I při použití mechanických zařízení se účinnost těchto systémů pohybuje nad účinností konvenčních systémů. Například ve studii [19] se výrobou chladu v kombinovaných fototermických panelech povedlo během měření dosáhnout účinnosti výroby chladu $COP\ 19 \div 59$.

1.6. Závěr

Stavby jsou významným globálním konzumentem energie a právě chlazení staveb se na této spotřebě významně podílí. Nezanedbatelným faktem je, že drtivá většina energie vyrobené na Zemi je stále z neobnovitelných zdrojů energie. Obnovitelné zdroje jsou z globálního hlediska zastoupeny minoritně. Nejen, že jsou tím vyčerpávány energetické zdroje naší planety, ale využití fosilních paliv se negativním způsobem podepisuje na světovém klimatu. Díky globálnímu oteplování a výskytu extrémních teplot budou postupem času narůstat požadavky na systémy chlazení budov a jejich provoz tak bude dále zvyšovat spotřebu energie.

Abychom tento dopad co nejvíce zmírnily, je nutné hledat energeticky efektivnější alternativy ve všech oblastech naší činnosti, chlazení budov nevyjímaje. Jednou z cest jak snížit energetické nároky staveb a jejich chlazení je právě návrat k alternativním způsobům chlazení budov. Využít principy pasivního a nízkoenergetického chlazení budov, které využívají převážně obnovitelné zdroje energie.

2. PŘEHLED SOUVISEJÍCÍ FYZIKÁLNÍ TEORIE

Přenos tepla je nevratný děj, který nastává mezi dvěma místy s rozdílnou teplotou, mezi nimiž je prostředí, které tento přenos umožňuje. Podle druhého termodynamického zákona přechází teplo z teplejšího tělesa na těleso chladnější. Přenos tepla se uskutečňuje čtyřmi základními přenosovými procesy, které se při skutečných dějích kombinují:

1. Vedení (kondukcí)
2. Prouděním (konvekci)
3. Sáláním (radiací)
4. Přenosem hmoty (vlhkosti)

2.1. Vedení tepla (kondukce)

Je charakterizováno neuspořádaným pohybem atomů či molekul látky, tedy ději způsobenými interakcí mezi bezprostředně sousedícími částicemi v daném tělese. Zprostředkujícím prostředím pro vedení tepla je hmotné prostředí v pevné, kapalně i plynné fázi. Teplo samovolně přechází z míst z vyšší teploty do míst s teplotou nižší.

Základním předpokladem pro to, aby docházelo ke sdílení tepla vedením, je existující teplotní pole s rozdílem teplot. Matematicky lze teplotní pole popsat rovnicí (2-1)

$$t = f(x, y, z, \tau) [^{\circ}\text{C}] \quad (2-1)$$

Teplotní pole tedy může být funkcí jedné až tří souřadnic a je tedy jedno až třírozměrné. Děj vedení tepla může být, buď stacionární tzn. nezávislý na čase, nebo nestacionární tzn. v čase proměnný. Teplotní pole si lze představit jako izotermické plochy. Teplota se v teplotním poli mění všesměrově a její nárůst je dá gradientem teploty. Gradient teploty je vektor kolmý k izotermě a směřující na stranu nárůstu teploty viz (2-2).

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} = \nabla t [K \cdot m^{-1}] \quad (2-2)$$

Kde ∇ Hamiltonův operátor [m^{-1}]

Tepelný tok P – je množství tepla přenesené za určitý čas přes izotermický povrch [W]

Hustota tepelného toku q – je tepelný tok vztažený na jednotku izotermické plochy [$W \cdot m^{-2}$]

Vzájemný vztah tepelného toku a hustoty tepelného toku je dán rovnicí (2-3)

$$P = q \cdot S [W] \quad (2-3)$$

Teplo Q – množství tepla procházející izotermickou plochou je pak dáno součinem tepelného toku a času viz (2-4)

$$Q = P \cdot \tau = q \cdot S \cdot \tau [J] \quad (2-4)$$

2.1.1. Stacionární vedení tepla

Pro stacionární vedení tepla platí první Fourierův zákon, který říká, že hustota tepelného toku je úměrná zápornému gradientu teploty, rovnice (2-5)

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \right) [W \cdot m^{-2}] \quad (2-5)$$

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

Součinitel tepelné vodivosti λ – je množství tepla, které projde jednotkovou plochou izotermického povrchu za jednotku času při jednotkovém teplotním gradientu. Lze ho tedy definovat rovnicí (2-6). Součinitel tepelné vodivosti je fyzikálně tepelný parametr látky, který je závislý na teplotě, tlaku a chemickém složení dané látky. Určuje se pro každou látku různými experimentálními metodami. Jedná se o důležitou vstupní veličinu pro numerické simulace tepelných dějů. Jeho hodnoty lze nalézt v tabulkách, kde by měly být vztaženy k teplotě, pro kterou údaj platí.

$$\lambda = -\frac{Q}{\text{grad } t \cdot S \cdot \tau} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (2-6)$$

2.1.2. Nestacionární vedení tepla

Pro nestacionární vedení tepla platí druhý Fourierův zákon neboli Fourierova rovnice vedení tepla, která je jednou ze tří základních rovnic pro přenosové jevy (2-7).

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t + \frac{q_v}{c_p \cdot \rho} [K \cdot s^{-1}] \quad (2-7)$$

Kde ∇ Laplaceův operátor

a součinitel teplotní vodivosti [$m^2 \cdot s^{-1}$]

c_p tepelná kapacita [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

ρ hustota [$kg \cdot m^{-3}$]

q_v hustota tepelného toku vnitřního objemového zdroje [$W \cdot m^{-3}$]

Součinitel teplotní vodivosti a – je termofyzikálním parametrem látky, který charakterizuje rychlost změny teplotního pole. Změna teploty tělesa je přímo úměrná součiniteli teplotní vodivosti, který je definovaný jako (2-8).

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (2-8)$$

2.1.3. Podmínky jednoznačnosti

Podmínky jednoznačnosti slouží k definování a zároveň zjednodušení úloh vedení tepla. Podmínky jednoznačnosti rozdělujeme:

- **geometrické** – definují základní tvar tělesa

- **fyzikální** – jsou dány fyzikálními charakteristikami tělesa
- **počáteční** – charakterizují rozložení teploty v tělese na počátku děje
- **povrchové** – podmínky týkající se povrchu tělesa (Dirichletova, Neumannova, Newtonova)

2.2. Proudění (konvekce)

Ke sdílení tepla konvekcí dochází při proudění tekutiny, kdy zároveň dochází k sdílení tepla mezi tekutinou a obtékanou látkou. Proudící tekutina předává nebo odebírá teplo z obtékaných těles. Ke konvekci nedochází jen na styku tekutiny a tuhé látky, ale může k ní docházet například i na styku dvou plyných, kapalných látek nebo mezi kapalnou a plynou látkou (var, kondenzace). Konvekce představuje současné sdílení tepla vedením a proudění tekutiny. Podíl mezi sdílením tepla vedením a prouděním je závislý na druhu proudění a fyzikálních vlastnostech proudící tekutiny. Čím je pohyb molekul intenzivnější, tím menší je podíl tepla vedením.

Konvekce se dělí na:

- **přirozenou konvekci (volnou)** – nejčastěji je vyvolána působením gravitačních sil a rozdílem teplot
- **nucenou konvekci** – ta je vyvolána externím působením na tekutinu (čerpadlo, ventilátor, atd.)

Oba způsoby konvekce probíhají společně, ale mění se jejich podíl a to v závislosti na rychlosti tekutiny. Čím menší je rychlost nuceného proudění, tím větší jsou teplotní gradienty v tekutině a přirozená konvekce je výraznější. Naopak při vysokých rychlostech proudění je vliv přirozené konvekce zanedbatelný.

2.2.4. Přestup tepla při konvekci

Při přenosu tepla ze stěny do tekutiny se teplo šíří ze stěny vedením přes laminární podvrstvu a pak prouděním. To lze vyjádřit jako tepelný tok ve směru normály n k povrchu, nebo jako rovnost prvního Fourierova zákona a Newtonova ochlazovacího zákona, viz (2-9)

$$q_{kon} = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) = \alpha_{kon} \cdot (t_w - t_f) [W \cdot m^{-2}] \quad (2-9)$$

Kde α_{kon} součinitel přestupu tepla konvekcí [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

t_w teplota stěny [K]

t_f teplota tekutiny [K]

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_{kon} – vyjadřuje množství tepla předané za jednotkový čas mezi tekutinou a jednotkovou plochou povrchu stěny při rozdílu teplot mezi povrchem a tekutinou 1 K. Stanovuje intenzitu výměny tepla na rozhraní tekutiny a povrchu stěny. S rostoucí hodnotou součinitele přestupu tepla konvekcí roste i intenzita výměny tepla. Hodnoty součinitele přestupu tepla pro různé děje uvádí Tabulka 1.

Součinitel přestupu tepla konvekcí se určuje na základě reálných experimentů, jejichž výsledky jsou zpracovány do kritériálních rovnic. Platnost těchto kritériálních rovnic je potom omezena

rozsahem prováděných měření. Výsledky měření zachycují skutečný děj probíhající za vzájemné interakce všech souvisejících veličin ovlivňujících měření.

Tabulka 1 – Hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí

Děj	α_{kon} [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Plyny při přirozené konvekci	5 ÷ 100
Voda při přirozené konvekci	100 ÷ 1 000
Plyny při proudění v trubkách a mezi trubkami	10 ÷ 5 000
Voda při proudění v trubkách	50 ÷ 10 000
Voda při bublinovém varu	2 000 ÷ 40 000
Pára při blánové kondenzaci	4 000 ÷ 15 000
Pára při kapkové kondenzaci	30 000 ÷ 140 000

Rovnice, která by umožnila přímý výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí a zohledňovala všechny související vlivy nelze stanovit.

Proto byla stanovena obecná kritériální rovnice (2-10) sdílení tepla konvekcí, obsahuje tedy soubor kritérií, která byla získána například analýzou základních rovnic platných pro konvekci.

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, Fo, Po, \xi_x, \xi_y, \xi_z) \quad (2-10)$$

Kde	Nu	Nusseltovo kritérium – sdílení tepla konvekcí
	Re	Reynoldsovo kritérium – poměr setrvačných a vazkých sil
	Gr	Grashofovo kritérium – přirozená konvekce skutečné tekutiny
	Pr	Prandtlovo kritérium – sdílení tepla v tekutinách
	Fo	Fouriérov kritérium – rychlost šíření tepla v tělese
	ξ_x, ξ_y, ξ_z	bezrozměrné souřadnice

Kritériální rovnici (2-10) lze dále zjednodušovat podle toho jaký děj řešíme, kritérium které do řešeného děje pak můžeme vypustit. Například pokud řešíme stacionární děj bez vnitřních zdrojů a předpokládáme, že je Nusseltovo kritérium po celém povrchu stěny konstantní získává zjednodušená kritériální rovnice tvar (2-11)

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (2-11)$$

Při přirozené konvekci, kde je dominantní Grashofovo kritérium má kritériální rovnice tvar (2-12)

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (2-12)$$

2.2.5. Kriteriační rovnice pro přirozenou konvekci

Při přirozené konvekci dochází k proudění kapaliny díky rozdílným hustotám tekutiny. Charakteristickým kritériem je Grashofovo kritérium, pro neohraničený prostor má obecná kriteriační rovnice tvar (2-13)

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (2-13)$$

Kde c, n konstanty závislé na velikosti součinu $Gr \cdot Pr$ hodnoty konstant viz Tabulka 2.

Tabulka 2 – Hodnoty konstant c a n pro přirozené proudění

$Gr \cdot Pr$	c	n
10^{-3}	0,450	0
$1 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,180	0,125
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,333

Pro ohraničený prostor se určuje konvekční součinitel ε_{kon} , ten je závislý na součinu $Gr \cdot Pr$.

$Gr \cdot Pr < 1\,000$ pak je $\varepsilon_{kon} = 1$

$Gr \cdot Pr > 1\,000$ pak je $\varepsilon_{kon} = 0,18 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25}$

Přestup tepla se pak počítá podle rovnice (2-14)

$$q = \frac{\lambda_{ekv}}{b} \cdot (t_1 - t_2) = \frac{\varepsilon_{kon} \cdot \lambda_f}{b} \cdot (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (2-14)$$

Kde λ_{ekv} ekvivalentní tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

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

b šířka mezery mezi stěnami [m]

2.2.6. Kriteriační rovnice pro nucenou konvekci

Existuje mnoho případů proudění při nucené konvekce, mezi nejčastější patří:

- Laminární proudění v trubkách a kanálech
- Turbulentní proudění v trubkách a kanálech
- Proudění podél rovinné desky

Charakteristickým kritériem je Reynoldsovo kritérium.

Laminární proudění v trubkách a kanálech

Charakteristická teplota je průměrná teplota mezi teplotou proudícího média a vnitřním povrchem.

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l}} \quad (2-15)$$

Turbulentní proudění v trubkách a kanálech

Charakteristická teplota je střední teplota proudícího média.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{prům}} \right)^{0,25} \quad (2-16)$$

Kde $Pr_{prům}$ Prandtlovo kritérium pro průměrnou teplotu povrchu

Proudění podél rovinné desky

Charakteristická teplota je teplota proudícího média, charakteristickým rozměrem je délka desky ve směru proudění.

Pro laminární proudění $Re < 5 \cdot 10^5$ platí:

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad (2-17)$$

Pro turbulentní proudění $Re > 5 \cdot 10^5$ platí:

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2-18)$$

2.3. Sdílení tepla zářením proti noční obloze

Hustota tepelného toku vyzářeného z povrchu tělesa se obecně stanoví ze Stefan-Boltzmannova zákona (2-19)

$$q_p = E_p \cdot \sigma \cdot T^4 [W \cdot m^{-2}] \quad (2-19)$$

Kde E_p emisivita povrchu tělesa

σ Stefan-Boltzmannova konstanta [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]

T absolutní teplota povrchu tělesa [K]

Pokud uvažujeme o vyzařování tepla z povrchu tělesa proti obloze, musíme stanovit emisivitu oblohy podle vzorce (2-20). Emisivita oblohy je závislá na vzdušné vlhkosti, která do výpočtu vstupuje ve formě parciálního tlaku vodní páry.

$$E_o = 0,8 - 0,19 \cdot \exp\left(\frac{-p_d}{1000}\right) \quad (2-20)$$

Kde p_d parciální tlak vodní páry [Pa]

Pomocí vztahu (2-21) je možné stanovit tepelný tok sáláním bezmračné oblohy, kdy je obloha považována za spojitý šedý povrch, který sdílí teplo proti povrchu země.

$$q_o = E_o \cdot \sigma \cdot T_o^4 [W \cdot m^{-2}] \quad (2-21)$$

Kde E_o emisivita oblohy [-]

σ Stefan-Boltzmannova konstanta [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]

T_o teplota oblohy [K]

Na základě výše uvedených vztahů lze stanovit tepelný tok vyzářený proti noční obloze podle rovnice (2-22)

$$q_c = q_p - E_p \cdot q_o \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2-22)$$

Kde q_p tepelný tok vyzářený z povrchu tělesa [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]
 E_p emisivita povrchu [K]
 q_o tepelný tok sáláním bezmračné oblohy [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

3. PŘEHLED SYSTÉMŮ NOČNÍHO CHLAZENÍ

Systémy nočního chlazení spadají pod pasivní chlazení, protože využívají obnovitelnou energii při minimálních spotřebě primární energie nutné pro svůj provoz. V principu každý systém nočního chlazení využívá lepších teplotních podmínek v průběhu noci, aby odčerpával z budovy tepelnou energii, která se v ní naakumulovala během jejího denního provozu.

3.1. Klasifikace systémů pro noční chlazení

Jednotlivé systémy nočního chlazení lze rozdělit podle různých hledisek.

Podle zdroje z kterého je chladicí energie čerpaná:

- Okolní vzduch
- Vesmír
- Voda

Podle způsobu jakým je naakumulované teplo z konstrukce budovy odebíráno:

- Přestupem (konvekce) – např. noční větrání
- Vedením (kondukce) – např. tepelně aktivované konstrukce
- Sáláním (radiace)

Podle způsobu jakým je odpadní teplo předáváno vně budovy:

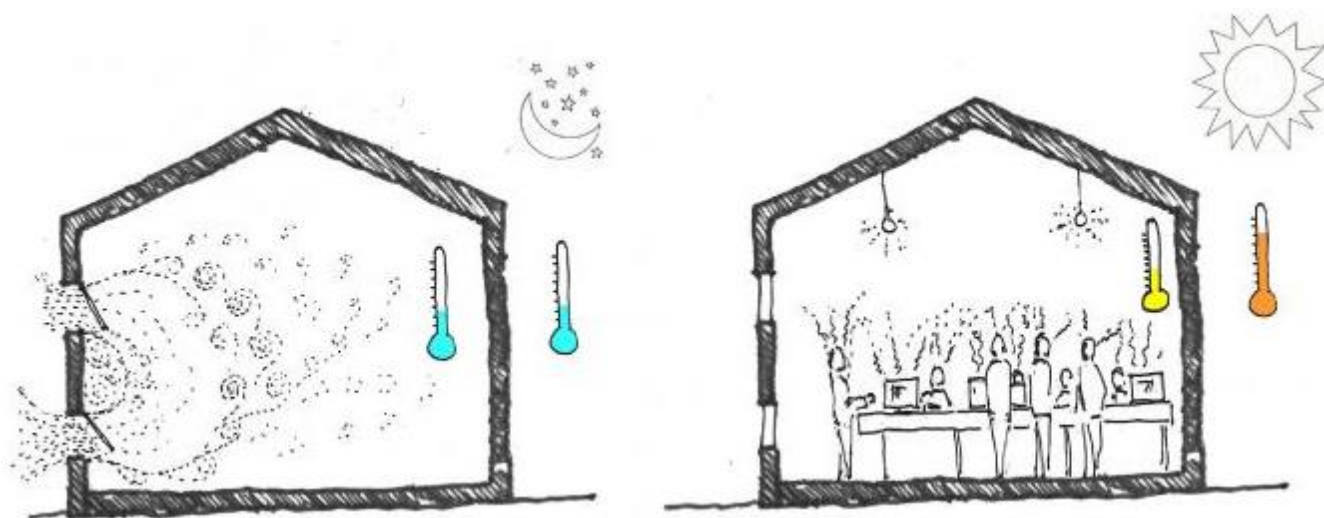
- Noční přirozené větrání
- Noční ventilační větrání
- Sálání proti noční obloze
- Nepřímé adiabatické chlazení
- Přímé adiabatické chlazení

3.2. Noční větrání

Noční větrání patří k základním a asi nejrozšířenějším systémům nočního chlazení budov. Tepelné zisky z vnitřního i venkovního prostředí, jsou během denního provozu akumulovány do konstrukcí a vybavení budovy. Během následující noci, je do budovy přiváděn chladný venkovní vzduch, který teplo naakumulované v budově odebírá a odvádí mimo budovu. Noční výměna vzduchu může probíhat přirozeně nebo nuceně. Oba způsoby mají své výhody i nevýhody.

Přirozené noční větrání

Nespornou výhodou přirozeného větrání je minimální spotřeba energie, protože k transportu vzduchu budovou nejsou zapotřebí žádné ventilátory. Přirozeného proudění vzduchu je dosaženo otevíráním výplní otvorů viz Obr. 6, případně vhodně dimenzovanými šachtami. Hybnou silou pro proudění vzduchu je rozdíl teplot. To ovšem vyžaduje, aby k tomuto účelu byla budova vhodně dispozičně uspořádaná. Nevýhodou mohou být bezpečnostní rizika spojená s otevřením výplní otvorů budovy. Další nevýhodou tohoto systému je nemožnost osadit na sání venkovního vzduchu filtry. Přeci jen v dnešní době jsou ve městech i přilehlých aglomeracích zvýšené koncentrace polévatého prachu. Tento prach je pak při přirozeném větrání vnášen do budovy, kde se usazuje. Takovýto způsob provozu větrání tedy může klást vyšší nároky na úklid budovy.



Obr. 6 – Přirozené noční větrání

Nucené noční větrání

Oproti přirozenému větrání je tu samozřejmě největší nevýhodou spotřeba energie pro provoz ventilátorů. S tím je spojená další nevýhoda a to jsou tepelné ztráty motoru pohánějícího ventilátor. Motory ventilátorů jsou chlazeny proudem větracího vzduchu. Což znamená, že se chladný venkovní vzduch průchodem přes ventilátor ohřeje vlivem disipace mechanické energie ventilátoru v energii tepelnou. Tím se o něco sníží chladicí potenciál venkovního vzduchu. Výhodou je již zmíněná filtrace vzduchu, která může být na sání venkovního vzduchu osazena. Tím se eliminuje drtivá většina prachu vnášeného do budovy. Díky ventilátorům je možné využít noční chlazení i u budovy, která pro to není úplně vhodná a kde by se dostatečné přirozené větrání jen obtížně navodilo. Pro nucené noční větrání je pak možné využít stávající systém vzduchotechniky.

Omezení pro noční větrání

Základním předpokladem pro úspěšné provozování systému nočního větrání, ať už přirozeného nebo nuceného, je vysoce hmotná konstrukce stavby. Akumulační hmota stavby nesmí být zakrytá, tak aby kolem ní mohl proudit chladný větrací vzduch a odebrat akumulované teplo.

Pokud je v budově využíváno noční větrání, není žádoucí, aby byla budova během dne větrána přirozeně neupraveným venkovním vzduchem. Teplý venkovní vzduch by do budovy vnášel zbytečnou tepelnou zátěž. Je vhodné, aby byla budova během dne větrána nuceně vzduchotechnickou jednotkou s vysokou účinností zpětného získávání tepla.

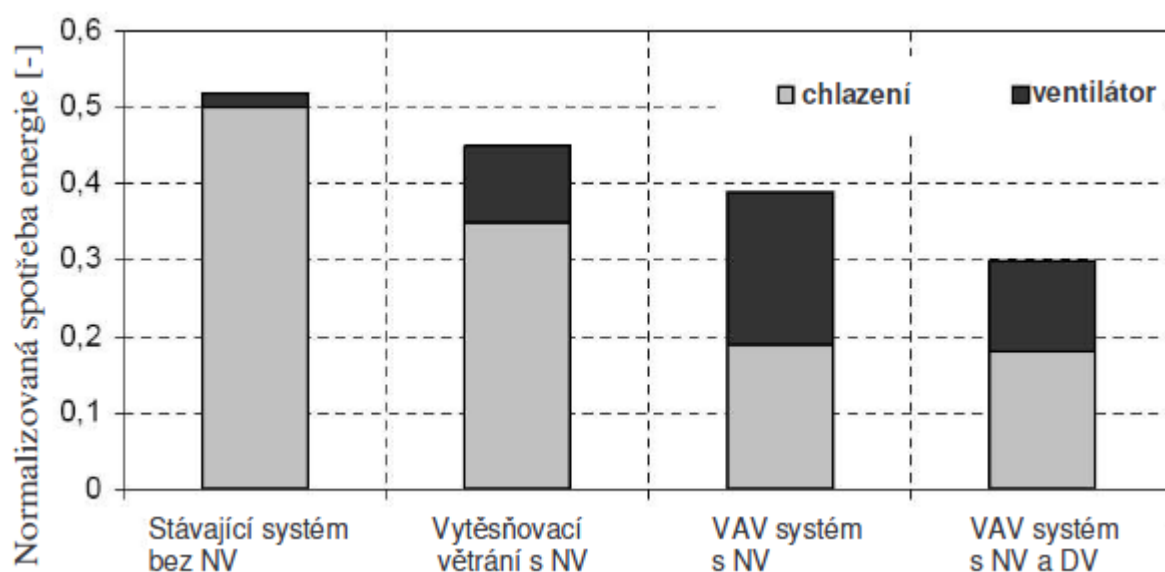
Samozřejmě kromě splnění předpokladů pro správné fungování ze strany stavby, je nutné, aby pro provozování nočního větrání byly i vhodné klimatické podmínky. Jedná se především o denní průběh venkovních teplot. Vzhledem k principu nočního větrání je žádoucí co největší amplituda kolísání denní teploty. Jak uvádí Givoni v [9] u těžkých a dobře izolovaných staveb s dobře

řešeným stíněním lze dosáhnout poklesu maximální vnitřní teploty o 35÷45% pod maximální teplotu exteriéru. Podobně se budova chová i z pohledu minimálních teplot, tedy opět minimální vnitřní teplota se obvykle pohybuje o 35÷45% nad minimální teplotou v exteriéru. Typicky se tedy amplituda kolísání vnitřní teploty pohybuje okolo 10÷20% amplitudy kolísání venkovní teploty.

Skvěle využitelné je noční chlazení zejména v pouštních oblastech, kde je extrémní amplituda kolísání denní teploty a to i o více jak 15 K a noční teploty zde klesají pod 20 °C. V klimatických podmínkách České republiky se podle [6] pohybuje amplituda kolísání teplot za jasných slunečných dnů mez 7÷9 K.

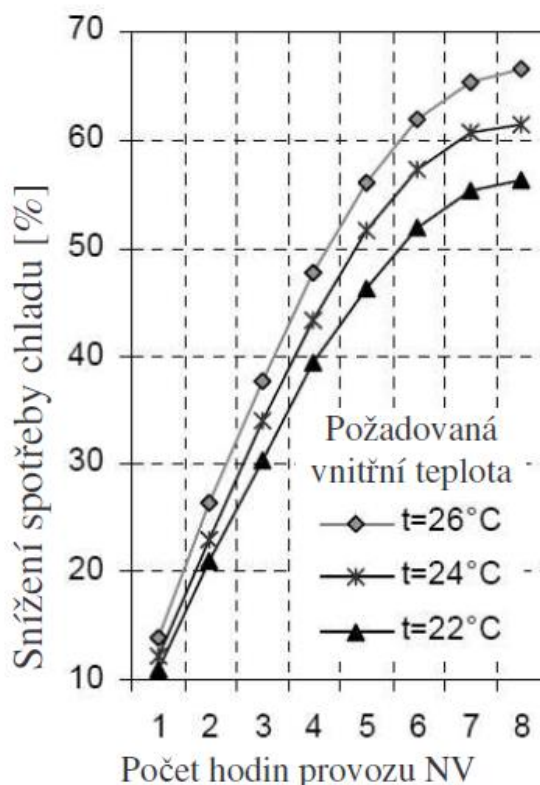
3.2.7. Studie nočního větrání

Nočním chlazením se zabývala řada prací. Olsen a Chen publikovali rozsáhlou studii [7] ve které zpracovali počítačové simulace pro 7 hodinové noční chlazení (od 23 do 6 hod) programem „Energy Plus“, vycházeli z klimatických dat pro Velkou Británii (Heathrow). Simulace byla provedena pro několik variant provozu. Jako referenční byl provoz stávajícího systému bez nočního větrání (NV). K tomu byly jako alternativy vytěšňovací větrání s nočním větráním. Systém větrání s variabilním průtokem vzduchu (VAV). Jako nejefektivnější větrání s variabilním průtokem, nočním větráním a denním větráním (DV). Výsledky a jejich srovnání pomocí spotřeby energie jsou vyhodnoceny v grafu, viz Obr. 7.



Obr. 7 – Vliv nočního větrání na spotřebu energie budovy

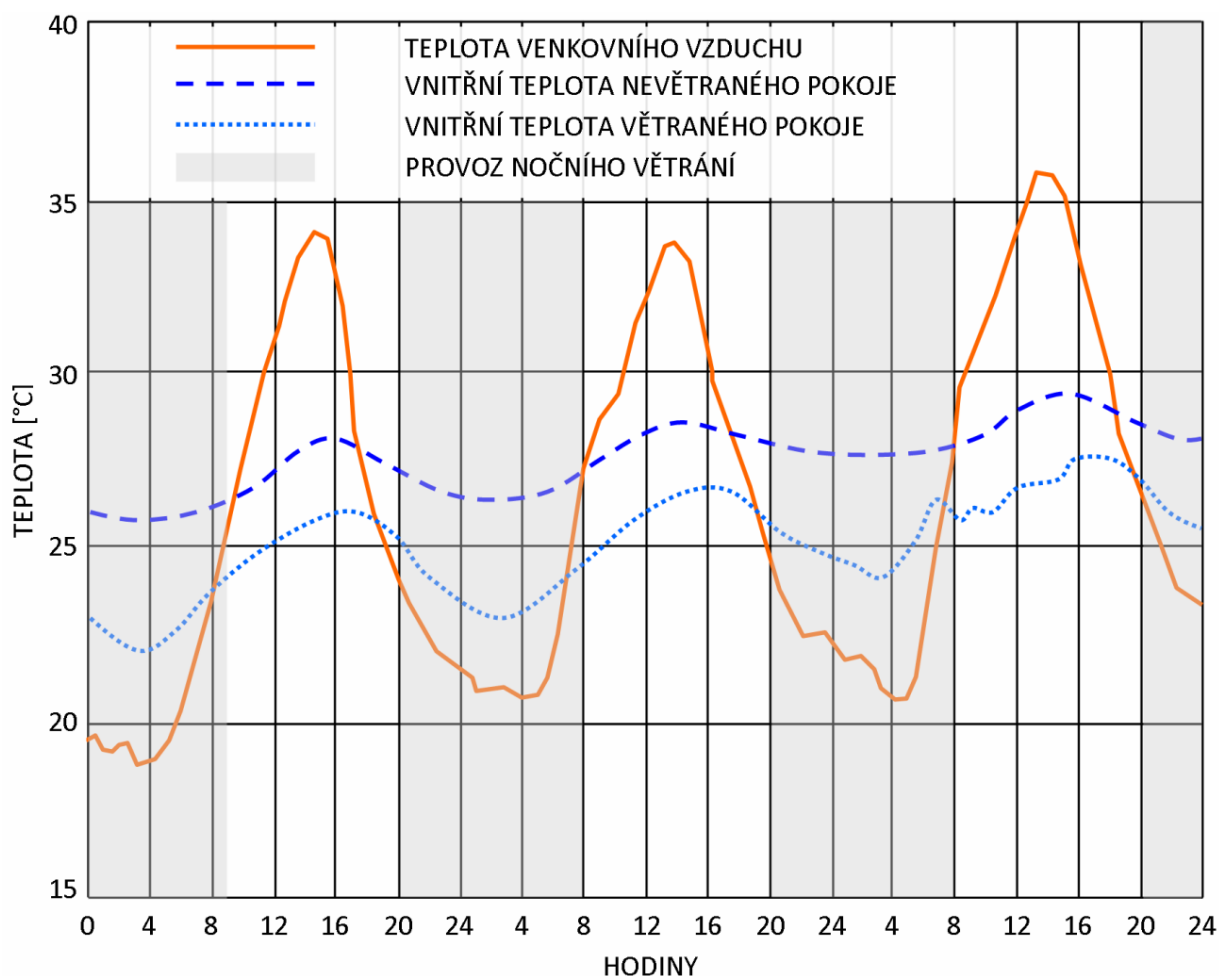
Todorovič se ve své disertační práci [8] také věnoval vyhodnocením možných úspor při použití nočního větrání. Simulaci prováděl ve vlastním simulačním programu s klimadaty pro oblast Bělehradu. Na Obr. 8 jsou vyobrazeny výsledky výpočtů pro různé požadované teploty interiéru a různou provozní dobu nočního větrání. Na obrázku je názorně vidět, že nestačí pouze „bezhlavě“ větrat, ale je potřeba volit optimální dobu provozu zařízení, protože zbytečně dlouhá doba provozu má za následek nárůst spotřeby energie na provoz při již malém efektu na snížení spotřeby chladu. Jako optimální by se dalo uvažovat s dobou větrání 5÷6 hodin.



Obr. 8 – Vliv doby provozu nočního větrání na úsporu energie

Další výzkum nočního větrání probíhal Givonim [9] v Izraeli v ústavu pro pouštní výzkum. Tam bylo provedeno experimentální měření na dvou identických testovacích místnostech. Tři stěny byly z betonu o tloušťce 20 cm, čtvrtá stěna byla řešená jako vyměnitelná a její konstrukce byla sendvičová z překližky a 5 cm tepelné izolace. Střecha byla betonová o tloušťce 15 cm. Izolace byla provedena z vnější strany obálky. Jedna z testovacích místností byla během dne i noci stále uzavřená. Oproti tomu u druhé testovací místnosti bylo provozováno přirozené noční větrání otevřením dveří, během dne pak byla místnost uzavřena. Na Obr. 9 můžeme vidět průběh teplot v jednotlivých testovacích místnostech naměřených během experimentu.

Průběh teploty interiéru během dne ukazuje, že v klimatech s velkou amplitudou kolísání venkovní teploty, lze dosáhnout značného poklesu teploty interiéru pod teplotu venkovního prostředí. Z experimentu je vidět, že i testovací místnost, u které nebylo provozováno noční větrání, ale zároveň nebyla větrána ani během denních hodin, byla teplota interiéru citelně pod teplotou venkovního prostředí. Toho bylo dosaženo velkou tepelnou setrvačností konstrukcí testovací místnosti a důslednou eliminací venkovních tepelných zisků. Pokud by byla místnost nadměrně větrána během denních hodin, přiblížila by se teplota vnitřního prostředí venkovní teplotě. Je zřejmé, že snaha o „chlazení“ budovy pomocí denního nadměrného větrání by byla silně kontraproduktivní. Vidíme, že i bez nočního větrání se daří udržet vnitřní teplotu pod venkovním maximem o 5÷8 K.



Obr. 9 – Průběh teplot při experimentálním měření nočního chlazení

Větrání v průběhu noci ještě více ochlazuje vnitřní hmotu stavby a ta během následujících denních hodin snižuje vnitřní teplotu. Pokles vnitřní teploty během dne pod venkovní maximum při nočním větrání je zhruba úměrný venkovnímu výkyvu teplot. V suchých pouštních oblastech s denním teplotním výkyvem 15÷20 K můžeme očekávat pokles vnitřní teploty během dne o 2÷3 K pod úroveň podobných budov, které nemají provozováno noční větrání. Vnitřní maximální teplota může být snížena asi o 7÷8 K pod venkovní maximum.

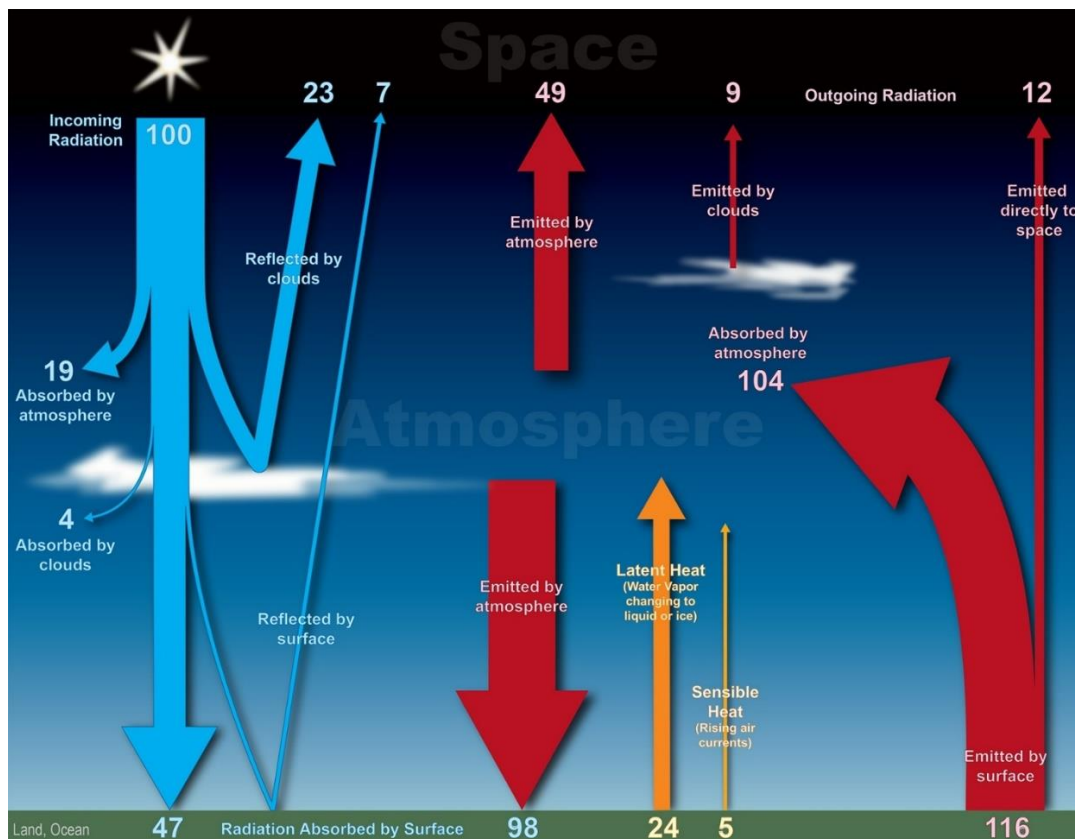
3.2.8. Dílčí závěr

Ve světě byla výzkumu nočního větrání věnována značná pozornost a provedené studie (např. Santamourius 1994, 1995, 2002; Olsen 2003; Todorovič 2007; Givoni) ukazují, že systémy s nočním větráním jsou perspektivními systémy, které umožní efektivní snížení spotřeby energie na chlazení, u některých budov mohou dokonce za jistých podmínek zcela zastoupit konvenční chladicí systémy. U nuceného nočního větrání, je potřeba věnovat návrhu systému značnou pozornost a ideálně, tak jako u ostatních netradičních chladicích systémů, za pomoci nestacionárních simulací optimalizovat provoz. Je potřeba najít ideální dobu provozu, kdy je spotřeba energie pro pohon ventilátorů malá v porovnání s úsporou. Pokud ventilátory poběží příliš dlouho, začne jejich spotřeba vyrovnávat získanou úsporu. Z toho také vyplývá, že systém

nuceného větrání by měl být co nejjednodušší, s nízkými tlakovými ztrátami, tak aby se co nejvíce šetřila dopravní práce ventilátorů. Zároveň by během dne nemělo docházet ke zbytečnému převětrávání budovy. Ideální jsou v tomto směru systémy s variabilním průtokem, které lze řídit na základě CO₂, vlhkosti, atp. Takové systémy pak respektují skutečnou aktuální obsazenost budovy a tomu přizpůsobují množství větracího vzduchu. Stavba je pak větrána minimálním možným množstvím vzduchu při zajištění kvalitního vnitřního prostředí.

3.3. Sálavé chlazení

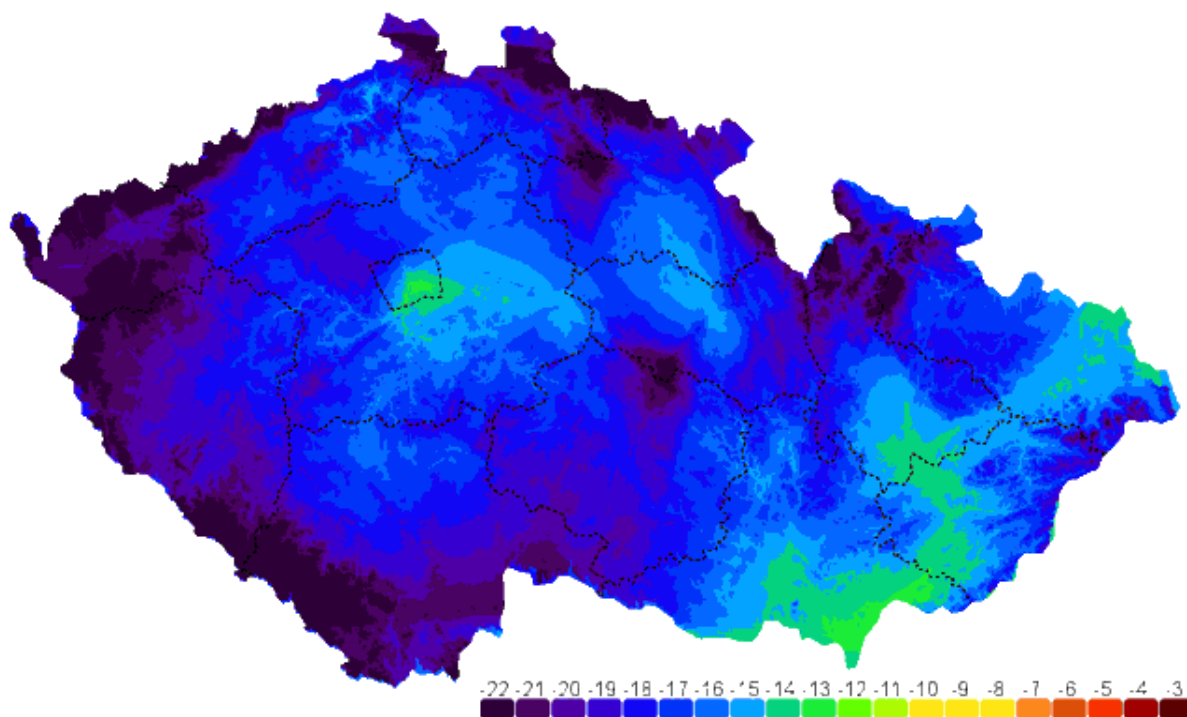
Systémy sálavého chlazení využívají jako prostředek k ochlazování dlouhovlnné záření. Každý povrch emituje záření ve spektru vlnových délek, které závisí na teplotě povrchu. U teplot běžně se vyskytujících na zemi se jedná právě o dlouhovlnné záření, které má vlnovou délku od 3 do 100 μm . Proti dlouhovlnnému záření stojí záření krátkovlnné to má vlnovou délku do 3 μm a jeho zdrojem je slunce. Sálavé chlazení nebo jak se také používá radiační ochlazování je způsobeno, když dojde k záporné radiační bilanci. Radiační bilance je rozdíl mezi příchozím krátkovlnným zářením a odchozím dlouhovlnným zářením. Na Obr. 10 je vidět graficky znázorněná energetická bilance zemské atmosféry. Přes den je odchozí dlouhovlnné záření výrazně převyšeno příchozím krátkovlnným zářením. Přes noc se situace obrací a po západu slunce ustane příchozí krátkovlnné záření a dlouhovlnné vyzařování směrem vzhůru nemá co vyvažovat. Situace se tak obrací radiační bilance je záporná a povrchy vystavené noční obloze se začínají ochlazovat.



Obr. 10 – Energetická bilance zemské atmosféry [13]

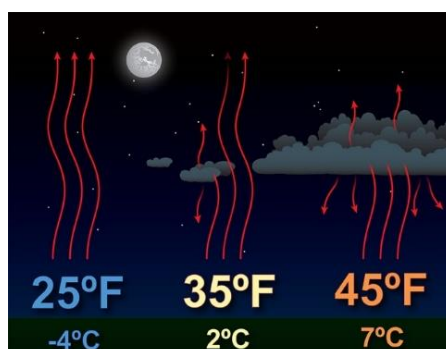
Důsledky tohoto jevu můžeme pozorovat v přírodě, kdy díky radiačnímu ochlazování dochází k překračování minimálních teplotních extrémů a noční teploty v zimním období padají hluboko pod bod mrazu až k $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na podzim zase díky tomuto jevu mohou ranní přízemní teploty obzvláště ve vyšších nadmořských výškách klesat pod $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na Obr. 11 vidíme teplotní mapu z února 2012, kdy díky vyjasnění došlo k výraznějšímu radiačnímu ochlazování. V oblasti Moravy, kde byla oblačnost, bylo tepleji s teplotami kolem $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ oproti tomu na Šumavě, kde byla jasná obloha, klesaly teploty až k $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 11 - Teplotní mapa ČR [10]

Dlouhovlnné vyzařování je nejsilnější, pokud je jasná obloha, s rostoucí oblačností pak tento jev slábne, viz Obr. 12. Je to dáno tím, že voda a vodní páry obsažené v oblacích dlouhovlnné záření pohlcují a odráží zpět do atmosféry.



Obr. 12 - Vliv oblačnosti na dlouhovlnné vyzařování [14]

V případě staveb většina stavebních konstrukcí sdílí teplo s okolními stavbami nebo jinými povrchy o podobné teplotě, tepelná ztráta sáláním je tedy nevelká. Jiná situace nastává v případě

střechy, která je vystavená noční obloze. Dlouhovlnné záření směřující směrem dolů je slabší než záření směrem nahoru. Výsledkem je tedy záporná radiační bilance, která způsobuje tepelnou ztrátu a ochlazování povrchů vystavených proti obloze. Čistá vyzařovaná tepelná ztráta ze sálavého tělesa je tedy rovnováha mezi příchozím atmosférickým zářením pohlceným tělesem, vyzařeným energetickým tokem a teplem předaným do okolí konvekci. Jak udává Givoni [11], tato čistá vyzařená tepelná ztráta se v suchém pouštním prostředí může pohybovat kolem 70 W/m^2 s rostoucí vlhkostí tento výkon klesá. V regionech s vysokou vlhkostí se pak pohybuje kolem $40\div 50 \text{ W/m}^2$ pod jasnou oblohou. V případě zatažené oblohy je tato ztráta zanedbatelná. Ne veškerá čistá tepelná ztráta tak jak bylo uvedeno výše, je využitelná pro chlazení budovy. Pokud je k chlazení použitý lehký sálavý panel a jeho teplota klesne pod teplotu okolního vzduchu, zisky konvekci účinnost systému o něco snižují. Také při transportu chladicí energie od zdroje do budovy není bez dalších ztrát tepla.

3.3.1. Rozdělení systémů sálavého chlazení

Systémy sálavého chlazení lze rozdělit do třech základních typů podle způsobu, jakým je tepelná energie nahromaděná v budově vyzařována proti obloze.

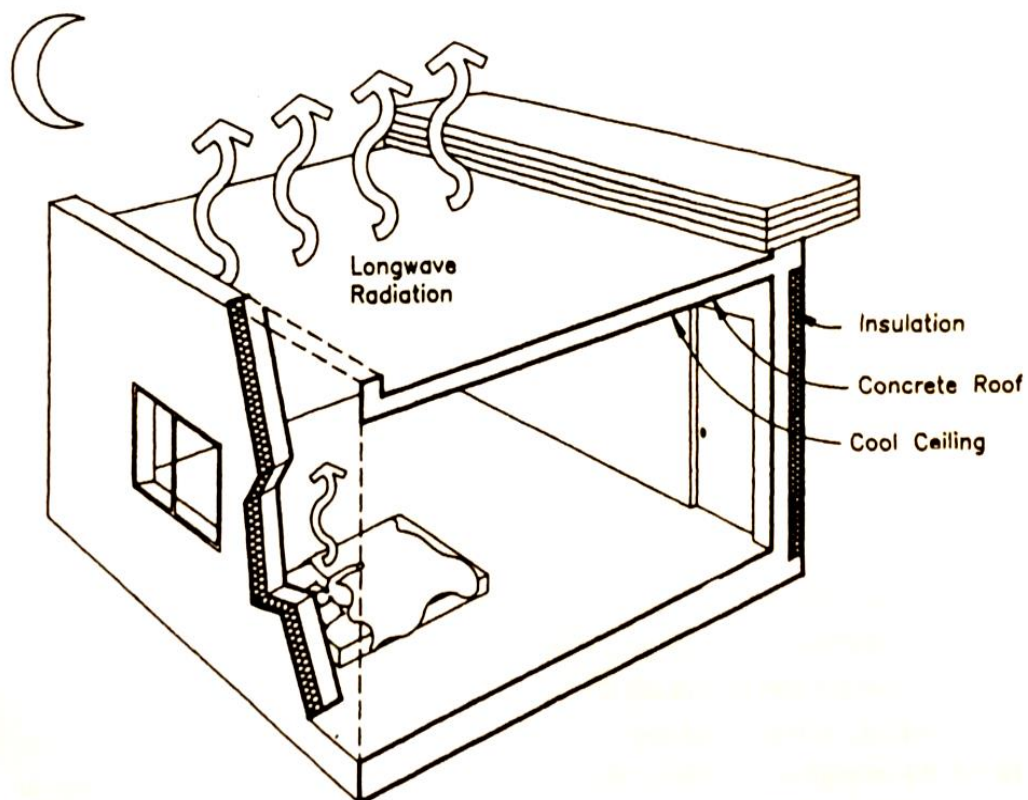
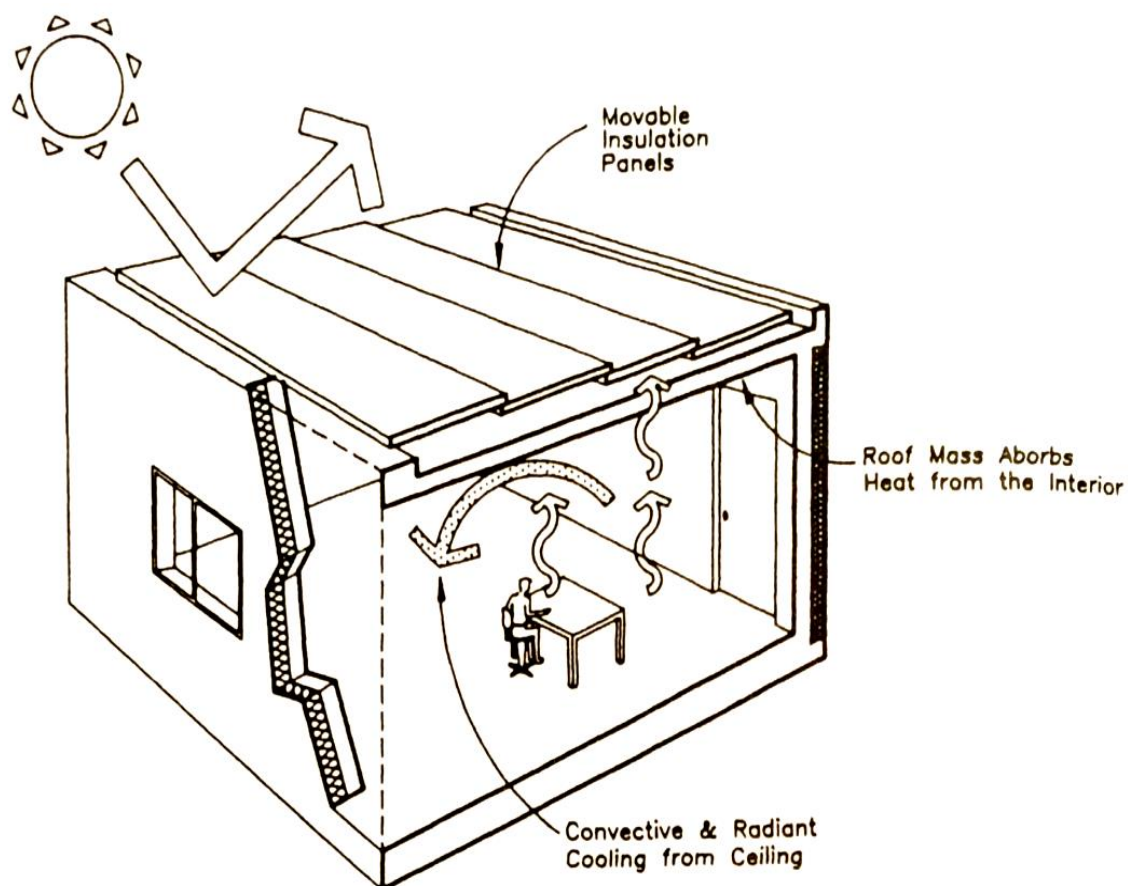
- Masivní střešní konstrukce s pohyblivou izolací
- Lehké radiátory
- Nezasklené solární kolektory pro noční sálání

3.3.2. Masivní střešní konstrukce s pohyblivou izolací

Jedná se o systémy, kdy je sálání proti noční obloze vystaveny přímo střešní konstrukce, ta pak v jednom prvku plní dvě funkce. Jednak je radiátorem vyzařujícím přes noc teplo a za druhé je zásobníkem chladu pro následující den. Na Obr. 13 vidíme schéma tohoto systému, přes den je střecha zakryta tepelnou izolací aby se její hmota neohřívala od slunečního záření, a ze strany interiéru do sebe absorbuje teplo produkované v budově. Během noci je izolace z povrchu střechy odstraněna a konstrukce střechy je tak vystavena sálání proti noční obloze a ztrátě konvekci do okolního vzduchu.

Výhodou tohoto systému je, že nedochází ke zbytečným ztrátám chladicí energie při jejím transportu do budovy. Alternativně může být masivní konstrukce střechy nahrazena lehkou konstrukcí z trapézového plechu, nad kterou jsou vaky naplněné vodou. Tyto vaky pak přebírají funkci akumulace tepla.

Na základě tohoto principu byl Haroldem Hayem vyvinut a komercializován systém „Skytherm“. Teplota povrchu stropní konstrukce je po většinu noci vyšší než teplota okolního vzduchu a tak se na odvodu tepla kromě sálání podílí i konvekce. Výkon tohoto systému se díky tomu zvyšuje i s rostoucí rychlostí větru, kdy dochází k intenzivnější ztrátě tepla konvekci. Průměrná tepelná ztráta z konstrukce střechy se pak může pohybovat kolem 120 W/m^2 v pouštních oblastech, při větrné noci. Při vhodné konstrukci lze ochladit hmotu stropní konstrukce na teplotu podstatně nižší než denní vnitřní průměrná teplota.



Obr. 13 – Masivní střecha s pohyblivou izolací [12]

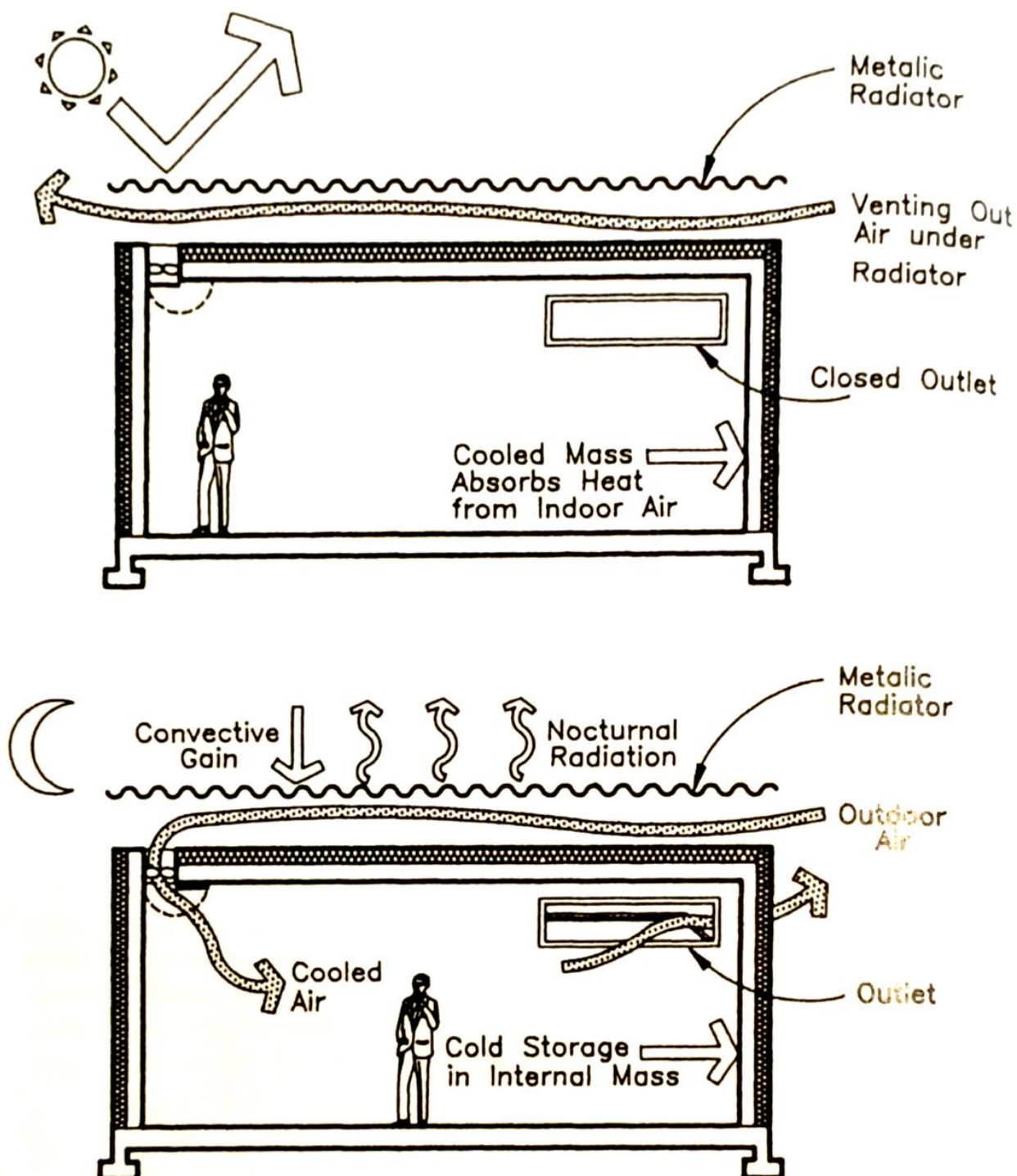
I přesto, že možný dosažitelný výkon vypadá lákavě, hlavní nevýhodou tohoto systému je systém odkrývání a zakrývání konstrukce střechy tepelnou izolací. Jak i praxe ukázala, jedná se o slabý článek systému, mechanismus pro zatahování izolace je náchylný k poruchám. Provoz takového systému by pak vyžadoval provozní údržbu, což by finančně vyrobenou chladicí energii znevýhodňovalo. Navíc je tento systém použitelný jen pro podstřešní prostory a ideálně geometricky jednoduchou stavbu.

3.3.3. Lehké radiátory

Systémy s lehkými radiátory jsou zpravidla tvořeny lehkým neizolovaným plechem, který tvoří plášť střechy, pod kterým je vytvořen kanál pro proudění vzduchu. Pod kanálem je tepelně izolovaná konstrukce střechy. Princip funkce je patrný z Obr. 14. V podstatě se jedná o rozšíření nočního větrání o odvod tepla sáláním proti noční obloze. Během dne je mezera mezi pláštěm střechy a izolací provětrávána do exteriéru. Během nočních hodin je pak tímto prostorem nasáván vzduch pro větrání budovy.

Plášť střechy se u tohoto systému chlazení podchlazuje pod teplotu okolního vzduchu. Vysálaná tepelná energie je tedy snižována tepelným ziskem konvekci z okolního vzduchu. U tohoto systému je tedy nevýhodná vysoká rychlost větru, která díky zvýšené konvekci přibližuje teplotu povrchu střechy okolnímu vzduchu. Získaná chladicí energie je do budovy transportována větracím vzduchem a je ukládána stejně jako u nočního větrání do hmoty budovy. Při použití tohoto systému a jeho napojení na rozvody vzduchotechniky by bylo teoreticky možné větrat i větší budovy.

Nevýhodou ovšem je nemožnost osadit na střechu technologie, hygiena provozu, kdy by v prostoru pod pláštěm střechy mohlo docházet ke kondenzaci vlhkosti a usazování prachu. Stejně jako u předchozího systému by pak bylo nutné hradit zvýšené náklady na provoz a údržbu systému.

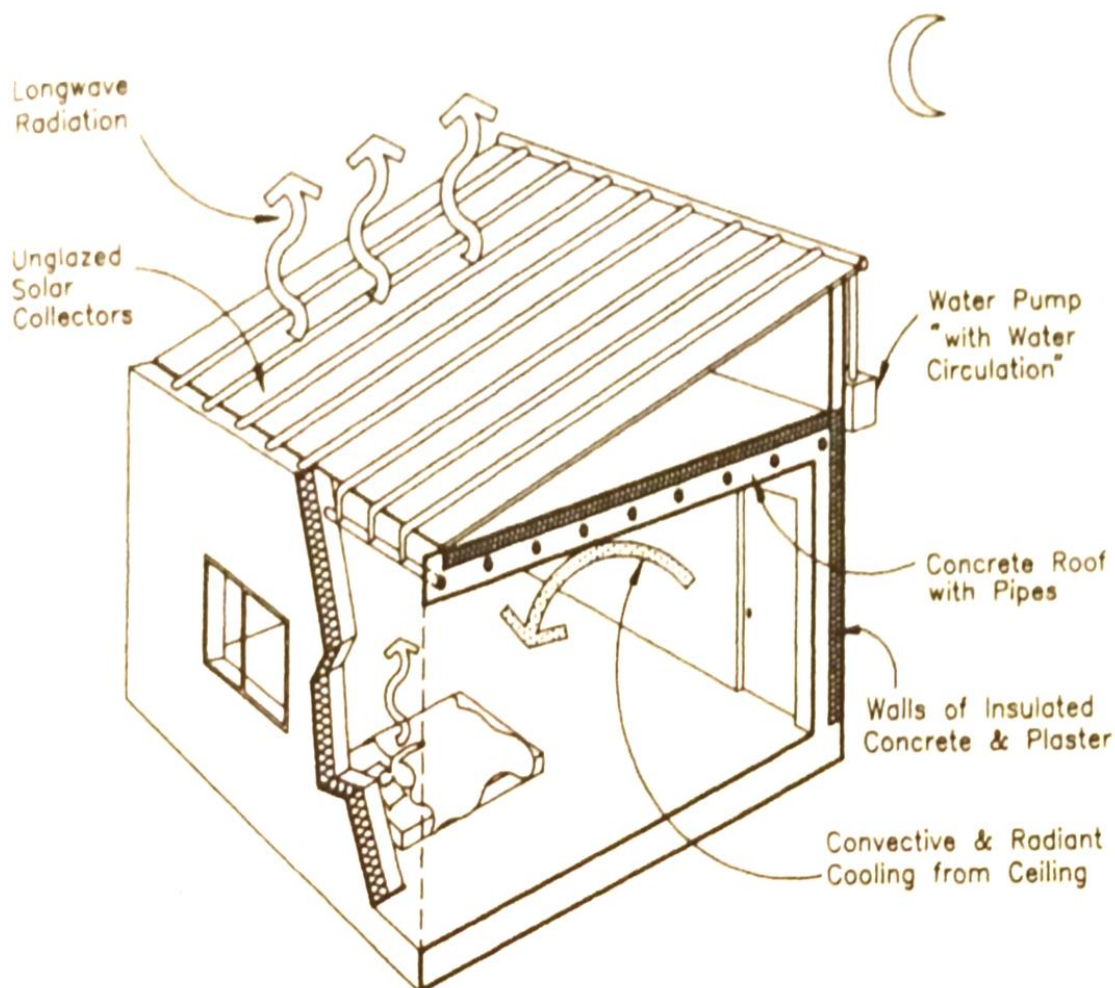


Obr. 14 – Systém s lehkým radiátorem [15]

3.3.4. Nezasklené solární absorbéry pro noční sálání

Nezasklené solární absorbéry slouží k ochlazování vody protékající absorbérem a cirkulující přes budovu. Tyto absorbéry mohou být umístěné na střeše budovy a pomocí sálání proti noční obloze ochlazují cirkulující vodu. Takto ochlazená voda pak může být v budově použita různými způsoby:

- V některých systémech voda cirkuluje přes vodní nádrž umístěnou pod střešními absorbéry, tím tuto nádrž ochlazuje a akumuluje do ní chladicí energii.
- Voda může cirkulovat přes tepelně aktivovanou konstrukci a odebírat jí tak teplo. Získaný chlad je pak akumulovaný přímo do konstrukce budovy, princip je naznačen na Obr. 15. Tento typ absorberu může během nočních hodin fungovat jako nízko účinný solární kolektor pro předehřev teplé vody.



Obr. 15 - Nezasklený střešní absorbér [16]

Z uvedených možností využitá sálání proti noční obloze se právě solární absorbéry jeví jako nejperspektivnější. Mají jednoduchou konstrukci, nevyžadují složité konstrukční řešení stavby. Stavba se tak nemusí výrazně podřizovat potřebám systému chlazení. Jejich provoz je relativně spolehlivý, není složitější než v případě solárních kolektorů. Bylo by možné je aplikovat i do stávajících budov a přenos energie do interiéru realizovat přes systémy sálavého chlazení například ve formě kapilárních rohoží v omítce. U nových staveb by bylo ideální jejich spojení se systémy temperování betonového jádra (TABS) případně systémy blízko povrchového TABS. U pasivních staveb založených na vrstvě pěnokla je možné vyrobený chlad ukládat i do aktivované základové desky.

Výhodou pak je možnost jednoduchého dvojího využití těchto systémů a to jak ke chlazení, tak k přehřevu teplé vody.

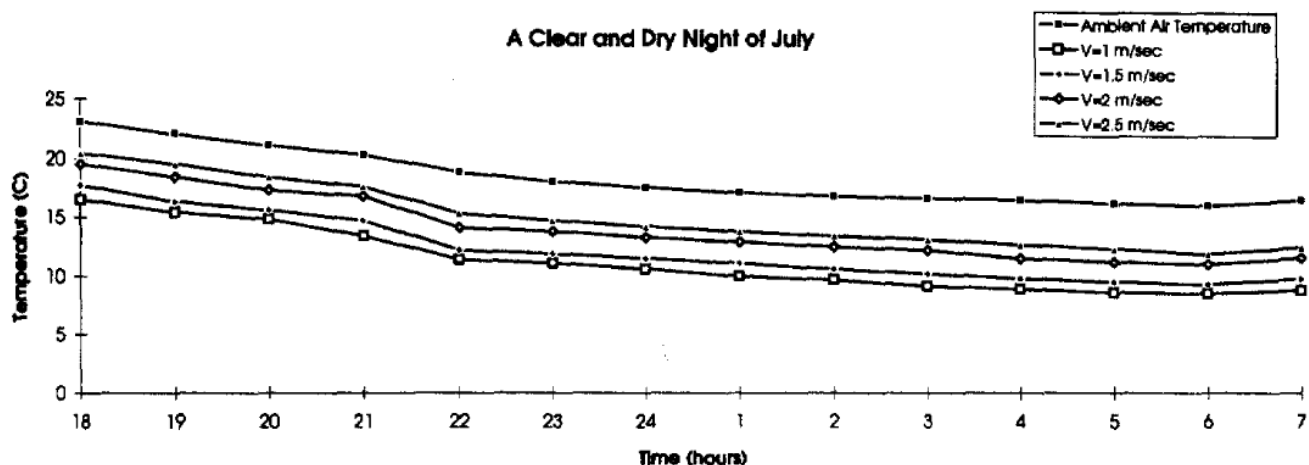
3.3.5. Studie chlazení sáláním proti noční obloze

Stejně jako u nočního větrání i u odvodu tepelné energie sáláním proti noční obloze byla provedena řada teoretických a v menší míře i praktických studií. Většina novodobých studií se zabývá právě lehkými radiátory ve formě nezasklených kolektorů. Například Treeamorn Prommajak se ve studii [17] zabýval experimentálním ověřením odvodu tepla sáláním proti noční obloze v klimatických podmínkách Thajska v provincii Loei. Experiment probíhal v horkém a vlhkém klimatu během raného období dešťů. Sálavé plochy byly tvořeny hliníkovým plechem s černým nátěrem. Při experimentu došlo při jasné obloze k podchlazení plochy radiátoru o 5 K pod teplotu okolního vzduchu. Vzduch, který byl použit jako teponosné medium, se v tomto radiátoru podařilo ochladit o 1,5 °C pod teplotu okolního vzduchu.

Studie [18] prováděná v Solar Platform of Almeria na jihu Španělska se zabývala experimentálním ověřením dosažitelného sálavého výkonu panelů. Jako teponosné médium byla použita voda a testovány byly tři prototypy panelů. První panel byl z organických materiálů s emisivitou povrchu 0,9. Druhý prototyp byl z plechu, jehož povrch byl opatřen černou selektivní vrstvou s emisivitou 0,02. Třetí prototyp byl opět z plechu a jeho povrch byl opatřen bílou vrstvou s emisivitou 0,5. Měření probíhalo v červenci 2013 a trvalo pět dnů. Během tohoto měření se podařilo stanovit výkon jednotlivých prototypů. Nejlépe dopadl prototyp 1, který byl tvořen organickými materiály, u něj byl naměřen maximální výkon cca 65 W/m² jako druhý byl prototyp 3 s bílým nátěrem, u kterého bylo naměřeno cca 45 W/m². Prototyp 2 se selektivní vrstvou byl díky minimální emisivitě poslední s výkonem cca 8 W/m². Tento poslední vzorek díky nízké emisivitě ztrácel sáláním minimální množství energie a jeho ztráta tedy odpovídala ztrátám konvekcí a kondukcí.

Potenciálem sálání proti noční obloze nezasklený kolektorů a PV/T kolektorů se zabývala studie [19]. V rámci studie bylo provedeno měření dvou typů panelů nezaskleného kolektoru a termicko-fotovoltaických panelů. Během měření v roce 2014 se podařilo naměřit chladicí výkon pohybující se mezi 20 ÷ 75 W/m². Oba typy panelů vykazovaly téměř shodné výsledky. Během noci tady byly panely schopny vyprodukovat 200 ÷ 900 kWh/m². Účinnost systému (COP) se pohybovala mezi 19 ÷ 59, což je velmi vysoká hodnota ukazující potenciál této metody chlazení.

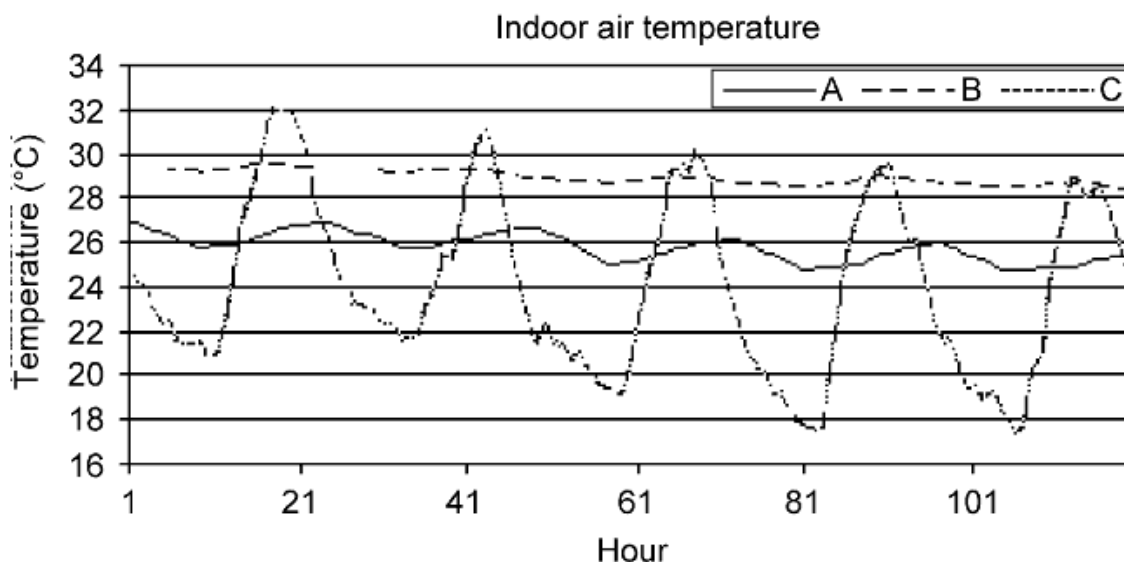
Mihalakakou se ve své práci [20] zaměřil na zakrytý solární absorbér. Pro zakrytí absorbéru použil polyetylenovou fólii, ta brání ofukování plochy absorbéru větrem. Díky tomu dojde při podchlazení absorbéru k omezení tepelných zisků konvekcí z okolního vzduchu. Absorbér tak může snáze snížit svou teplotu pod teplotu okolního vzduchu. V grafu na Obr. 16 vidíme dosažené teploty absorbéru při různých rychlostech větru.



Obr. 16 – Teplota zakrytého absorbéru při jasné obloze

B. Orel se věnoval v práci [21] měření vlivu selektivních a neselektivních nátěrů sálavých ploch na jejich teplotu. Při měření bylo dosaženo podchlazení absorbéru o 10 K pod teplotu okolního vzduchu, speciální selektivní nátěry (s plnivem BaSO₄) sice zlepšili výkon, nicméně efekt byl malý.

Bagiorgas se ve své práci [22] zabýval teoretickým a experimentálním ověřením lehkých kovových absorbérů, určených k podchlazování větracího vzduchu pod teplotu okolí. Měření prováděl na dvou podobných teplotních zónách, kdy jedna byla větrána se solárním absorbérem a druhá byla bez jakéhokoliv chladicího zařízení. Na Obr. 17 můžeme vidět měřené průběhy teplot, kde vidíme, že díky použití vzduchového solárního absorbéru se podařilo snížit teplotu v chlazené místnosti o 2,5 ÷ 4 K oproti místnosti nechlazené.



Obr. 17 – Průběhy teplot v chlazené místnosti (A), nechlazené místnosti (B) a průběh okolní teploty (C)

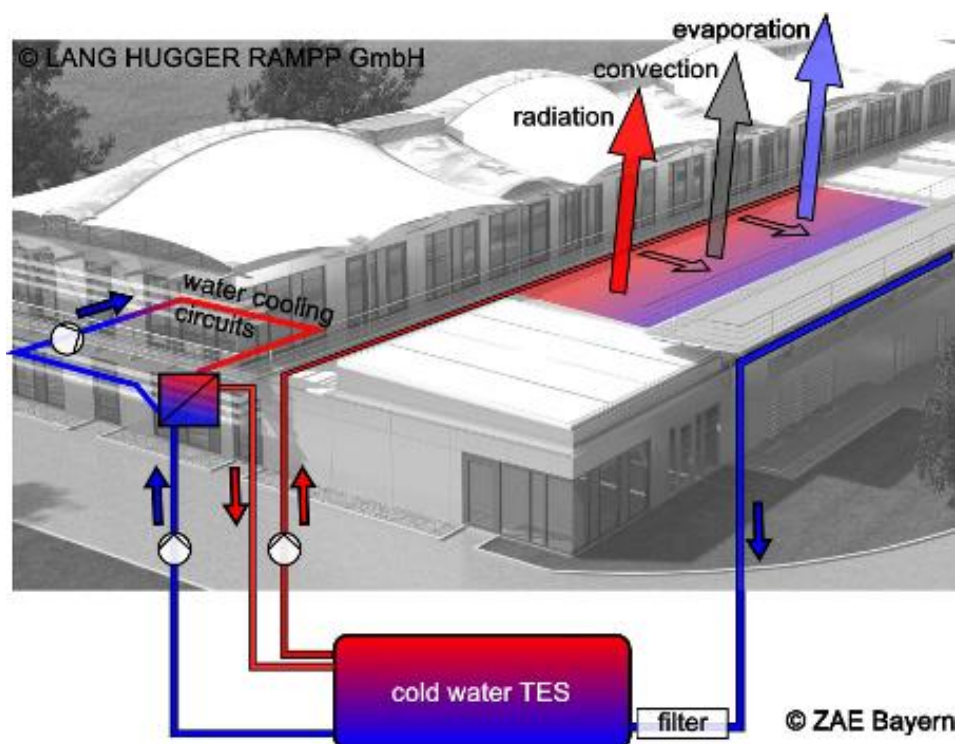
3.3.6. Dílčí závěr

Z výše uvedených způsobů odvodu tepelné zátěže do horní atmosféry sáláním proti noční obloze se jeví jako nejperspektivnější systémy se solárními absorbéry. Systémy, které se sálán proti noční obloze snaží vystavovat přímo konstrukci budovy do které je naakumulované teplo, jsou konstrukčně příliš složité. Navíc při návrhu budovy tak, aby mohly co nejúčinněji fungovat, jsou tyto systémy příliš omezující jak pro architektonický návrh, tak pro další využití střechy.

V dnešní době kdy postupně roste zájem o fotovoltaické panely je zajímavou alternativou právě kombinace fotovoltaického a termického panelu, který umí vyzařovat teplo během noci. Přes den by pak tento systém mohl fungovat jako predehřev vody, tím by se panely ochlazovaly a zvyšovala by se tím účinnost výroby elektřiny. Jedná se hlavně o polykrystalické a monokrystalické panely, které vykazují výrazný pokles účinnosti s rostoucí teplotou. Většinou se jedná o pokles cca 0,4% na 1 K.

3.4. Nepřímé adiabatické noční chlazení

V rámci nočního chlazení se jedná o systémy, které kombinují odvod tepla sáláním proti noční obloze s adiabatickým chlazením. Technicky je systém řešen tak, že během noci je na střešní plášť, který je vystaven sálání proti noční obloze rozstříkovaná voda. Část vody se ze střechy odpařuje a tím odebírá teplo a zbylá voda se ještě ochlazuje od povrchu střechy, který je ochlazován dlouhovlnným vyzařováním. Voda, která je na povrchu střechy ochlazená a steče, je jímána v nádrži, kde je uchována pro použití k chlazení budovy během následujícího dne. Jedná se o hydraulicky otevřený systém. Jako příklad může posloužit budova, centra pro aplikaci energetického výzkumu ve Würzburgu, schéma viz Obr. 18.



Obr. 18 – Nepřímé adiabatické chlazení [24]

Zde je od roku 2000 tento systém v provozu na 150 m² střechy a získal cenu E. ON Energy 2006. Čím vyšší je teplota vody vypouštěné na střechu, tím vyšší je efektivita systému. V klimatických podmínkách Würzburgu se daří dosahovat chladicího výkonu mezi 60÷120 W/m².

3.5. Závěr

V této kapitole byl přednesen přehled nejrozšířenějších technik pro noční chlazení, založených na využití třech hlavních přirozených zdrojů energie, kterými jsou okolní vzduchu, vesmír a voda. Všechny výše uvedené způsoby vykazují na základě provedených teoretických i experimentálních studií potenciál pro jejich využití k snížení energetické náročnosti chlazení budov. Využití a účinnost každého ze systémů je samozřejmě závislá na klimatických podmínkách v místě instalace a na stavbě samotné, kde má být systém aplikován. Některé z metod, především masivní střešní radiátory s pohyblivou izolací jsou v praxi z konstrukčních důvodů obtížně využitelné a na moderní stavby spíše nevhodné. Ostatně i praxe jejich komplikované využití potvrdila. Oproti tomu systémy nočního větrání a systémy se lehkými střešními absorbéry skrývají velký potenciál. Obzvláště pak systém s fototermickými panely, které při měření dosáhly velmi vysokých hodnot účinnosti, které se během měření pohybovali mezi 19 ÷ 59. Systémy nočního chlazení jsou v dnešní době využívány a lze je bez větších problémů aplikovat i na moderní stavby. Stejně tak je to se systémy využívající střešní solární absorbéry, které během noci ochlazují přes vodní okruh konstrukce budovy. Tyto systémy v praxi tak často využívány nejsou, ale díky principu jejich funkce jsou také bez problémů aplikovatelné na moderní stavby, aniž by se jim musel výrazně podřizovat vzhled budovy.

Vzhledem k tomu, že se jedná o systémy, jejichž účinnost výrazně závisí na klimatických podmínkách a na energetickém chování budovy. Je nutné jejich návrh řešit podrobněji ideálně za pomoci počítačových simulací dynamického chování budovy. Jejich výsledky umožní zvolit pro dané klima a konkrétní budovu ten správný systém případě jejich kombinace. To je velký rozdíl oproti stávající praxi, kdy většina budov 100% spoléhá na strojní chlazení. K jeho návrhu se pak většina projektantů spokojí s výpočtem maximálních tepelných zátěží, bez přihlédnutí k dynamickému tepelnému chování budovy.

4. KOMPLEXNÍ ŘEŠENÍ STAVEB

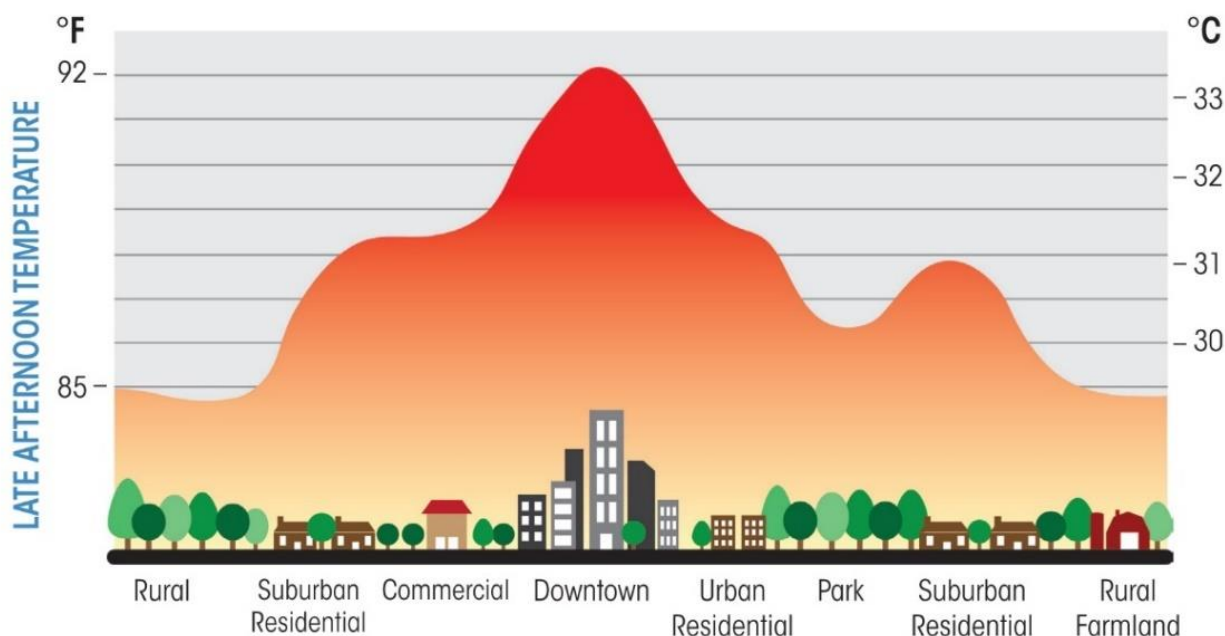
Návrh a aplikace pasivního a nízkoenergetického chlazení, pod které spadá i noční chlazení je úzce spjatý s vhodným a komplexním návrhem budovy. I nejúčinnější nízkoenergetické systémy samozřejmě nedosahují chladicích výkonů jako strojní chlazení. Pokud mají být systémy nízkoenergetického chlazení z pohledu pohody vnitřního prostředí konkurenceschopné ke strojnímu chlazení, je zapotřebí, aby byl celý návrh již od počátečních studií tomuto systému přizpůsoben. Nejde o to omezovat vzhled budovy, ale optimalizovat její návrh na základě simulací zahrnující vnější i vnitřní vlivy, které budou na budovu působit. Z hlediska chlazení jde o zajištění dostatečné tepelné kapacity budovy a to tak, aby byla využitelná k akumulaci tepla z interiéru budovy. Je potřeba vhodnými prostředky minimalizovat vnitřní i vnější tepelné vlivy na stavbu.

4.1. Externí vlivy na stavbu

Jak název napovídá, jedná se účinky vnějšího prostředí na budovu. Ty jsou jednak ovlivněny klimatickými podmínkami v místě stavby, řešením blízkého okolí stavby, barevným ztvárněním budovy, procentem prosklení budovy, typem stínění, atd.

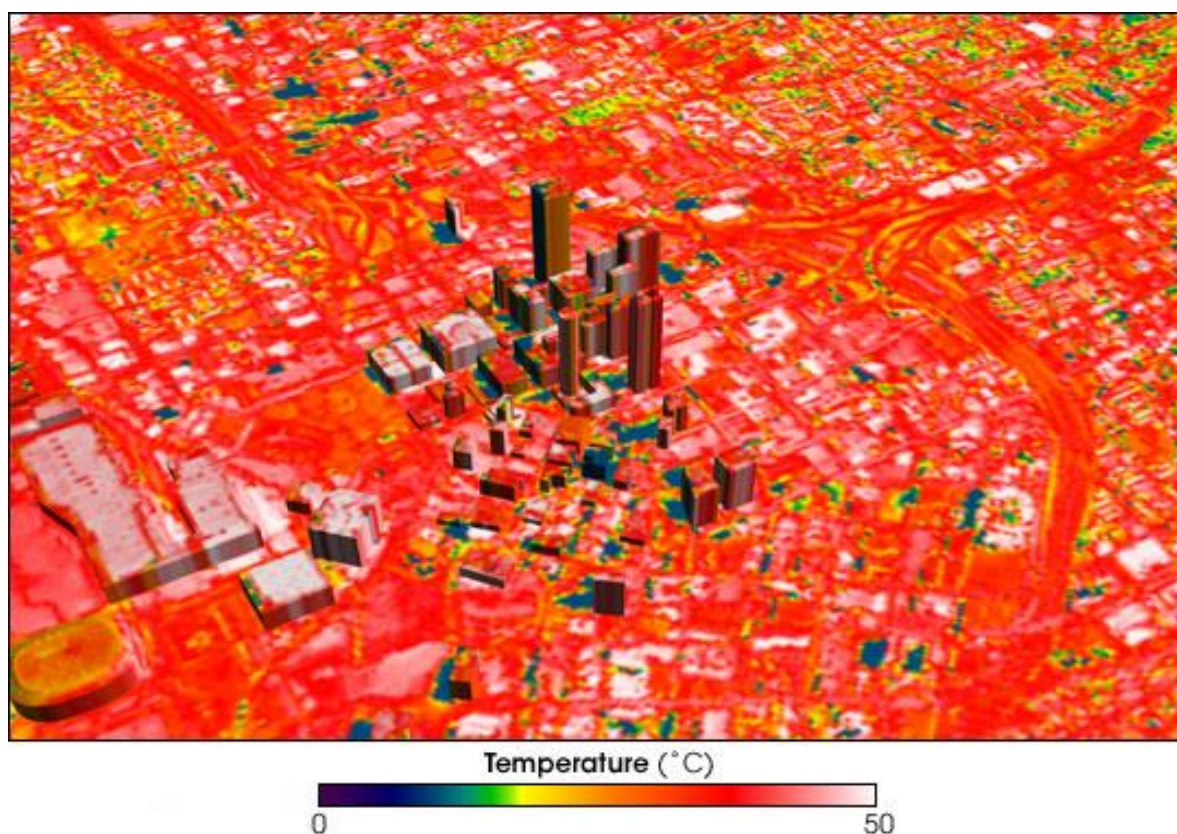
4.1.1. Městské tepelné ostrovy

Pod pojmem městské tepelné ostrovy se skrývá jev vyskytující se v hustě zastavěných městských oblastech. Sluneční záření zde dopadá na velké plochy střech, stěn a komunikací, tyto plochy zahřívá a od nich je díky sdílení tepla sáláním a konvekcí předáváno teplo do okolí. Tento jev zapříčiní výrazné zvýšení teplot v těchto oblastech, viz Obr. 19.



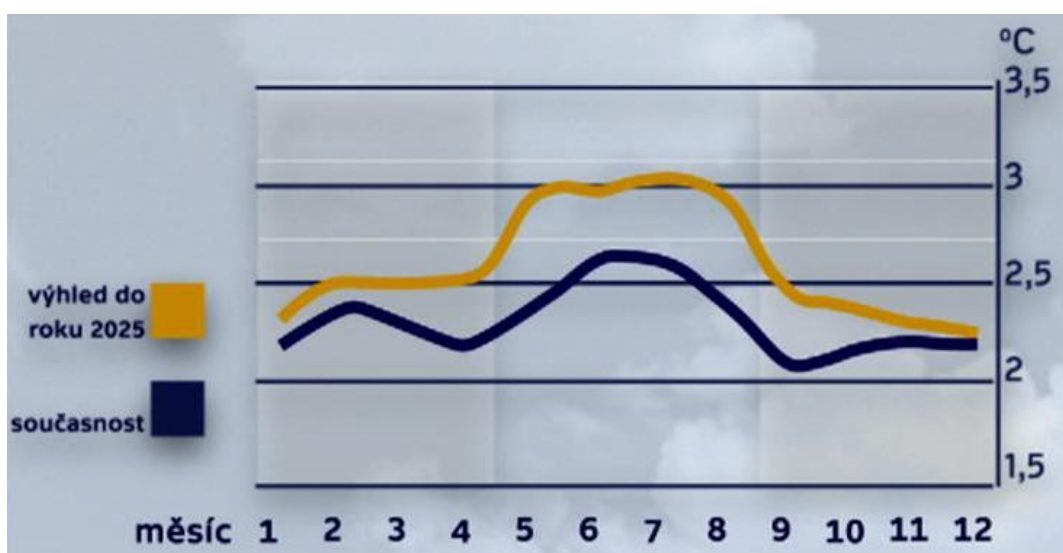
Obr. 19 - Teplotní profil městského tepelného ostrova [23]

Praktický dopad tohoto jevu na město je zobrazen na termografickém snímku Atlanty z 11. – 12. května 1997 viz Obr. 20.



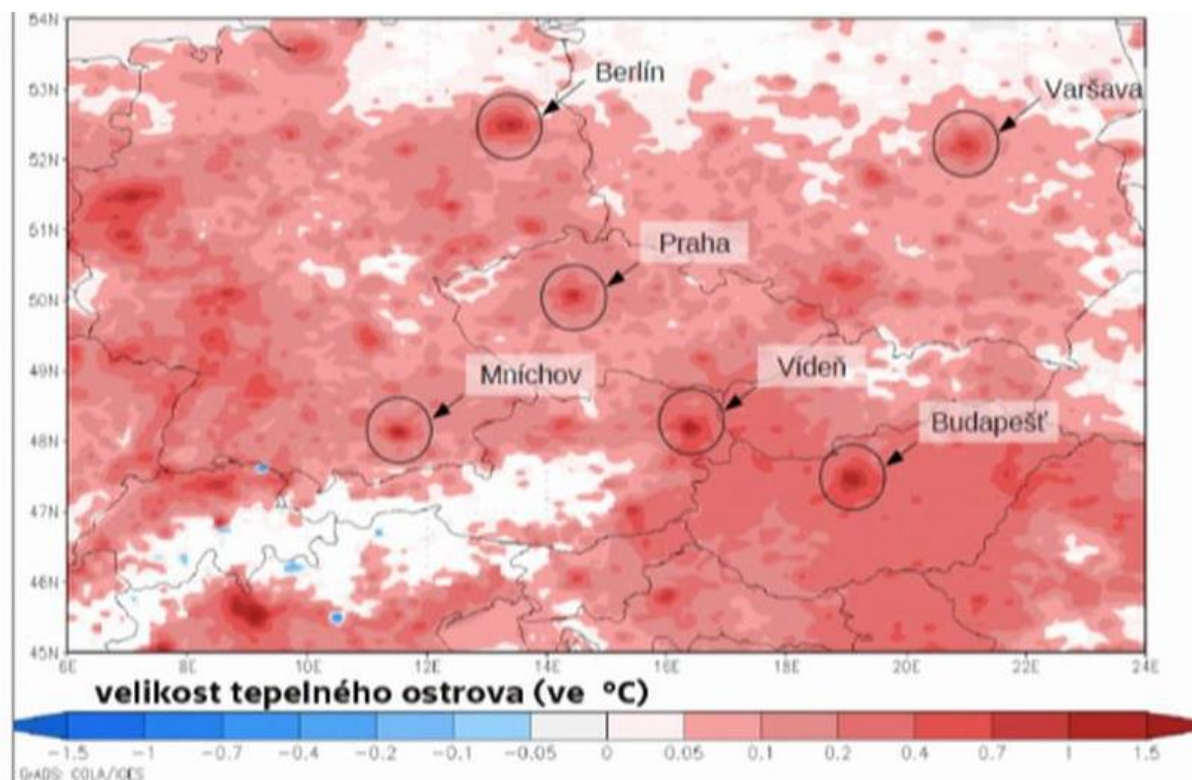
Obr. 20 - Termografický obrázek Atlanty [25]

Na Obr. 21 je vidět roční průběh velikosti tepelného ostrova pro Prahu a předpokládaný stav pro rok 2025. Velikost tepelných ostrovů se během roku mění v závislosti na ročním období, velikosti města a typu zástavby.



Obr. 21 – Velikost pražského tepelného ostrovu [26]

Na Obr. 22 jsou pak vidět modelové tepelné ostrovy měst střední Evropy. Je zde vidět výrazný tepelný ostrov Prahy, Brna a Ostravy.



Obr. 22 – Modelové tepelné ostrovy měst [26]

Ve studii [27], bylo provedeno měření na 30 městských a předměstských stanicích a podle výsledků měření byl stanoven dopad městského klimatu na energetickou náročnost budov. Například v Aténách byla naměřena teplota až o 10 °C vyšší než ve volné přírodě. Studie uvádí, že potřeba chlazení městských staveb může být až 2× vyšší oproti venkovu. Maximální příkon chladicích zařízení může být dokonce 3× vyšší, a to v důsledku nižších hodnot COP klimatizačních zařízení, které je způsobeno vyšší teplotou prostředí v kterém jsou instalovány. Do značné míry je také snížen potenciál přirozeného větrání, díky výraznému snížení rychlosti proudění větru.

Tento jev můžeme redukovat vhodným urbanistickým návrhem:

- Studie [29] se zabývá porovnáním mnoha materiálů s různou absorptivitou a tím i náchylností k přehřívání vlivem dopadajícího slunečního záření.
- Studie [30] zase poukazuje na vliv stromů na stínění a ochlazování vzduchu v okolí budov, měření na dvou objektech v Kalifornii prokázalo, výsadba stromů v blízkosti budov může snížit spotřebu energie na chlazení až o 30 % a maximální spotřebu elektrické energie o 27 % ÷ 42 %.
- Nezanedbatelný je také vliv otevřených vodních ploch a fontán, u kterých dochází k odparu vody a tedy adiabatickému vlhčení při kterém se část citelného tepla přemění v teplo vázané.

Z výše uvedeného vyplývá, že použitím vhodných materiálů, výsadbou zeleně, tvorbou vodních ploch uvnitř městských sídel můžeme značně snížit rozdíl mezi městským a venkovským klimatem.

4.1.2. Dílčí závěr

Existence tepelného ostrova, krom toho, že zvyšuje tepelnou zátěž přes den, tak také nepříznivě ovlivňuje účinnost odvodu tepelné zátěže nočním chlazením budov.

4.1.3. Sluneční záření

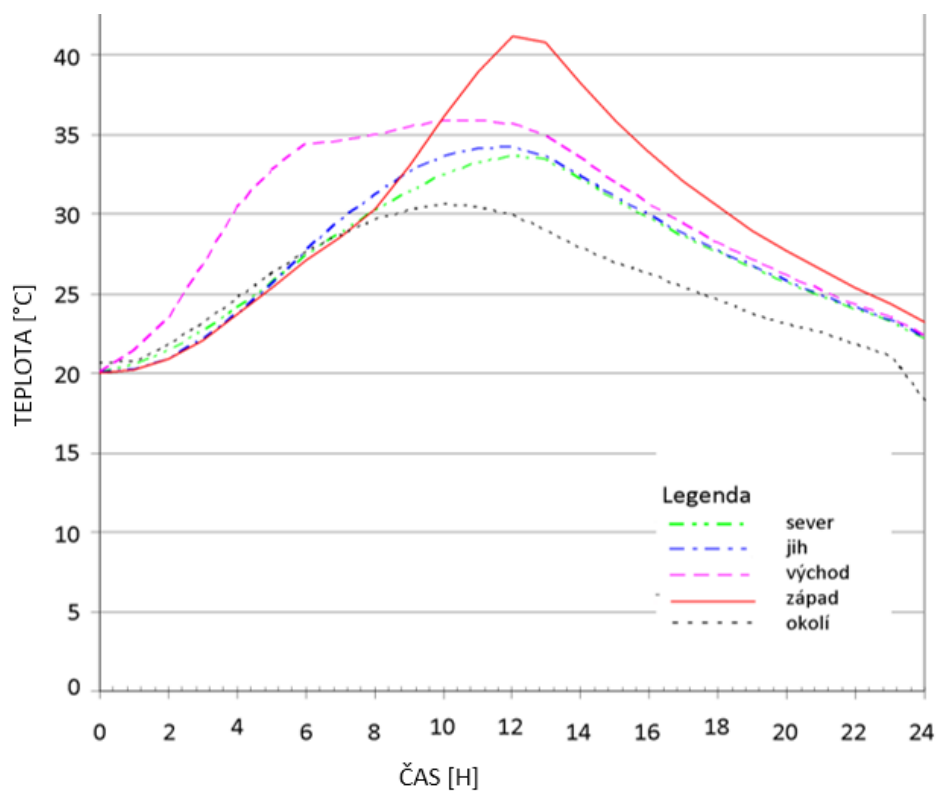
Sluneční záření je významným zdrojem tepla, solární energie dopadající na obálku budovy a pronikající přes výplně otvorů do interiéru stavby vnáší v létě nežádoucí tepelnou zátěž do chlazených prostor. Vzhledem k tomu, že architektonické prostředky minimalizující tepelné zátěže mohou být v řadě případů méně nákladné než chladicí systémy, je žádoucí jich v maximální míře využít.

Vliv orientace oken ke světovým stranám

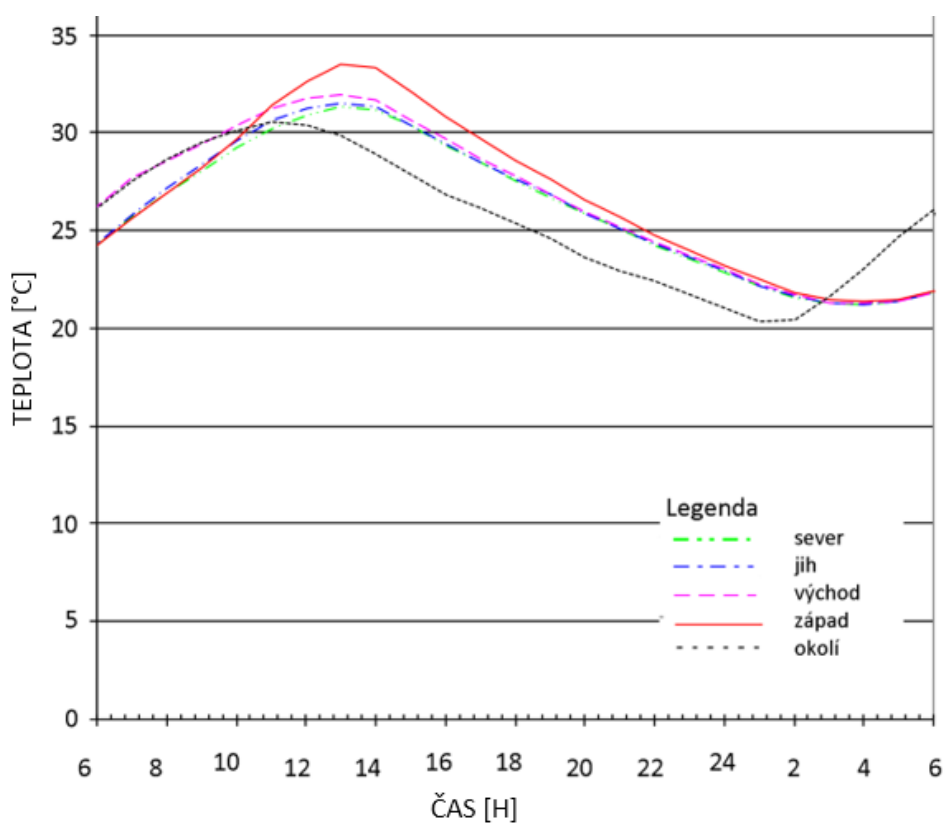
Pomocí simulace v softwaru TRNSYS byl zkoumán vliv orientace oken na vzestup vnitřní teploty. Graf na Obr. 23 ukazuje vnitřní teploty v nevětraných tepelných modelech s nestíněnými okny orientovanými do 4 hlavních světových stran. Můžeme vidět, že při maximální venkovní teplotě 30 °C má interiér s východně orientovaným oknem maximální teplotou 36 °C (vzestup 6 K), model se západními okny má maximum 41 °C (vzestup 11 K), maximální teplota u severně orientovaných oken dosáhla 34 °C (vzestup jen 4 K), a model s jižními okny má maximální teplotu 34 °C (vzestup 4 °C), tento vzestup je samozřejmě žádoucí v zimě.

Stínění oken

Efekt stínění na minimalizaci slunečního efektu, stejně jako efekt orientace oken je ukázaný na Obr. 24. Graf ukazuje průběhy teplot u stejných modelů, jako u Obr. 23, ale zde je na všech oknech použito stínění, umístěné z venkovní strany zasklení. Z grafu je patrné, že rozdíly ve zvýšení teploty u stíněných oken s různou orientací k světovým stranám jsou velmi malé. Teploty ve všech modelech těsně sledují venkovní průběh teplot.



Obr. 23 – Vliv orientace oken ke světovým stranám



Obr. 24 – Vliv stínění oken

Barva obálky budovy

Barva vnějších povrchů zdí a střechy má obrovský vliv na účinky dopadajícího slunečního záření na teploty vnitřních prostor neklimatizovaných budov, a zvláště na použití pasivního chlazení dané stavby, dokonce i v klimatech, kde existuje potenciál pro pasivní chlazení.

Efekt externí barvy zdí a střech byl podrobně zkoumán Givonim a Hoffmanem v Haifě, Izraeli (přímořské město s vlhkým středozezemním klimatem), na různých typech tepelných modelů podrobněji viz [31]. V případě střechy byl značný rozdíl mezi střechou s šedým nátěrem, kde se při teplotě venkovního vzduchu cca 31 °C ohřál povrch střechy až na 59 °C. Zatím co u střechy s bílým nátěrem došlo při venkovní teplotě 27 °C k ohřátí povrchu střechy jen na 27,5 °C. Od teploty vnějšího povrchu střechy se pak v závislosti na tloušťce střešní konstrukce a její izolace odvíjí povrchová teplota na vnitřní straně a tím i tepelný zisk touto konstrukcí. K podobnému, i když slabšímu efektu došlo v případě testování vlivu barvy stěny. Vliv barvy obálky budovy je potřeba brát v úvahu nejen z hlediska tepelných zisků vedením tepla přes obálku budovy. Neméně důležité je toto zohlednit při umísťování sání pro vzduchotechnické jednotky. Jak je vidět z provedené studie nevhodné umístění nasávací žaluzie může podstatně zvýšit teplotu nasávaného vzduchu oproti teplotě venkovního vzduchu, s kterou obvykle bývá uvažováno při dimenzování chladičů.

4.2. Interní vlivy na stavbu

Jedná se o tepelné zisky vznikající užíváním budovy, patří sem především teplo produkované osobami, technologií a osvětlením.

4.2.4. Tepelné zisky od osob

Jedná se o tepelné zisky, které vnáší do stavby samotní uživatelé, velikost těchto zisků je odvislá od pracovní činnosti, oblečení osoby, teploty prostředí. Tato tepelná zátěž je rozdělena do dvou složek, citelné a vázané. Hodnoty těchto zátěží jsou dobře zdokumentovány a jsou běžně dostupné (ČSN, ISO, VDI). Například norma [61] uvádí příklady projektových kritérií pro různé typy budov a prostoru viz Tabulka 3, kde je uváděna tepelná zátěž pro daný prostor na m² a tyto hodnoty jsou použitelné i pro prostory s podobným využitím. Uvedená kritéria jsou odvozena za předpokladu typických činností pro daný prostor, pro oděv 0,5 clo.

Tabulka 3 – Příklad projektových kritérií pro prostory v různých typech budov

Typ budovy Nebo prostoru	Činnost [W/m ²]	Kategorie	Operativní teplota [°C]
Samostatná kancelář	70	A	24,5 ± 1,0
Zasedací místnost		B	24,5 ± 1,5
Posluchárna		B	
Kavárna nebo restaurace		C	24,5 ± 2,5
Učebna		C	
Mateřská škola	81	A	23,5 ± 1,0
		B	23,5 ± 2,0
		C	23,5 ± 2,5

Další normou, která definuje tepelnou zátěž produkovanou osobami, je norma [62], která je v praxi využívána pro dimenzování chladicích zařízení. Norma udává produkci metabolického tepla jedné osoby pro určitou činnost v daném prostředí, uvádí také závislost množství produkovaného tepla na teplotě okolního vzduchu a rozděluje tepelnou zátěž produkovanou osobou na citelné a vázané teplo viz Tabulka 4.

Tabulka 4 – Produkce tepla lidí Q

Činnost člověka	Místo činnosti	Hodnoty metabolického tepla [W]	Produkce tepla lidí Q ve W pro teplotu vzduchu ve °C									
			21		24		25		26		28	
			Teplo citelné	Vodní pára	Teplo citelné	Vodní pára	Teplo citelné	Vodní pára	Teplo citelné	Vodní pára	Teplo citelné	Vodní pára
			W	g.h ₁	W	g.h ₁	W	g.h ₁	W	g.h ₁	W	g.h ₁
Sedící, odpočívající	Divadlo, kino	115	93	33	74	60	68	70	62	79	50	97
Sedící, mírně aktivní	Kanceláře, byt	140	93	70	74	98	68	107	62	116	50	135
Stojící, lehká práce, vaření, mytí	Obchody, sklady	150	90	89	72	66	66	125	60	134	48	152
Chodící, přecházející	Obchodní domy, banky	160	96	95	77	70	70	134	64	143	51	162

4.2.5. Tepelné zisky od umělého osvětlení

Tyto tepelné zisky hrají významnější roli v administrativních, výrobních, výstavních apod. stavbách, kde musíme dle zákonných předpisů dodržet stanovenou intenzitu osvětlení. Požadované intenzity osvětlení podrobně definuje norma [63]. V projekční praxi se pak využívá normy [62], která definuje intenzity osvětlení pro různá pracoviště a na základě typu použitého zdroje udává produkci tepla, viz Tabulka 5. Pro dodržení požadovaných intenzit musejí být navrženy adekvátně výkonné zdroje světla, které v závislosti na své účinnosti produkují kromě viditelného světla také tepelné zisky.

Tabulka 5 – Doporučené intenzity osvětlení a odpovídající produkce tepla pro různá pracoviště

Pracoviště	Intenzita osvětlení [lx]	Produkce tepla	
		Žárovky [W.m ⁻²]	Zářivky [W.m ⁻²]
Skladiště, byty, restaurace, divadla	120	20 ÷ 30	7 ÷ 9
Učebny, pokladny, jednoduchá montáž	250	40 ÷ 55	13 ÷ 18
Kanceláře, čítárny, výpočetní střediska, výzkumná pracoviště	500	75 ÷ 105	25 ÷ 35
Výstavy, obchodní domy, jemná montáž	750	115 ÷ 160	38 ÷ 53
Montáž elektrotechniky, retuš	1000	-	50 ÷ 70
Nejnáročnější jemná montáž elektroniky	1500	-	75 ÷ 105
Hodinářství, subminiaturní elektronika	2000	-	100 ÷ 140
Televizní studia	> 2000	-	> 140

V dnešní době se již téměř upouští od využívání klasických žárovek, které mají dnes uplatnění hlavně ve specifických provozech. Typicky prostory s otáčivými stroji, kde není možné použít ani zářivky ani diodové osvětlení. Ve většině standardních prostor se dnes setkáváme se zářivkovými zdroji světla, které jsou podstatně úspornější než klasické žárovky. Perspektivním trendem, který pomalu začíná v oblasti osvětlení nastupovat je osvětlení pomocí LED diod.

4.2.6. Tepelné zisky od kancelářské techniky

S rozmachem výpočetní techniky napříč všemi obory, se tato tepelná zátěž výrazně podílí na tepelných ziscích klimatizovaných prostor. Většinou na každé pracovní místo připadá jedna pracovní stanice, jednotlivé počítače jsou připojeny do podnikové sítě, což znamená nutnost instalace severu. Na specializovaných pracovištích se můžeme setkat s velmi výkonnými výpočetními systémy, které pak mají značnou produkci tepla. Většinou bývá v kancelářích osazena i běžná kancelářská technika (tiskárny, scannery, kopírky, plottery).

Při posuzování tepelné zátěže produkované výpočetní technikou můžeme vycházet především z rozsáhlé výzkumné práce Ing. Dušky [32],[33] a [34]. Z měření prováděných v roce 1991 až

1998 vyplývá, že střední hodnota pro počítač s monitorem v plném provozu byla cca 130 W. Podle výsledků měření prováděných v roce 2007 je střední tepelný výkon počítače s LCD panelem je třeba uvažovat cca 140 W. Z provedené analýzy vnitřních zisků administrativních budov provedené v [33] vyplývá, že největší část vnitřních tepelných zisků připadá na výpočetní techniku (cca 61%).

5. MOŽNOSTI HODNOCENÍ POHODY PROSTŘEDÍ

Abychom mohli jednotlivé způsoby chlazení mezi sebou adekvátně porovnat, je zapotřebí stanovit parametry, na základě kterých to provedeme. Protože chlazení je provozováno proto, abychom dosáhli příjemného pobytového prostředí uvnitř staveb, je vhodným hodnotícím kritériem právě pohoda prostředí. Pouhá dosažená prostorová teplota je zcela nedostačujícím údajem a je potřeba ji doplnit o soubor dalších parametrů, které spolu dohromady vytvářejí pohodu prostředí.

5.1. Tepelně vlhkostní mikroklima budov

Životní prostředí je fyzická realita obklopující živý organismus, se kterou je ve vzájemném působení, a která spoluvytváří neustále jeho fyzický stav. Životní prostředí člověka lze rozčlenit podle různých hledisek.

Dle [35] jej lze rozčlenit na tyto části:

- Interní (vnitřní) prostředí – životní prostředí ve stavbách
- Externí (vnější) prostředí – životní prostředí vně staveb
- Pracovní prostředí – životní prostředí na pracovištích
- Obytné prostředí – životní prostředí v obytných prostorách

Dle Selye (1964) je pohoda prostředí souhrn podmínek viz Tabulka 6, za kterých jsou namáhány zátěží z působícího prostředí regulační mechanismy lidského organismu tak, aby člověk aktivně adaptovaný na prostředí udržel s minimálním úsilím v normálním chodu všechny své biologické funkce.

Tabulka 6 – Vliv některých složek prostředí na jeho celkovou úroveň

Složka prostředí, nebo její část	Vliv [%]
Tepelně – vlhkostní	30,1
Globeteploata	15,8
Proudění vzduchu	7,2
Vlhkost vzduchu	7,1
Oděrová	7,5
Toxická (pouze tabákový kouř)	9,9
Aerosolová	6,6
Akustická	21,9
Světelná	21,0

5.2. Kritéria tepelně vlhkostního mikroklimatu

Základní podmínkou pro hodnocení tepelně vlhkostního mikroklimatu je tepelná rovnováha člověka. Tepelná rovnováha člověka vyjadřuje rovnost člověkem produkovaného tepla a tepla, které člověk sdílí s okolním prostředím. V tomto přístupu se podrobně uvažuje se závislostí lidského metabolismu na vykonávané pracovní činnosti, tepelném odporu jednotlivých částí

oděvu a celým komplexem dalších faktorů. Kvalita prostředí by však měla být také posuzována na základě psychologické odezvy člověka. Subjektivní vyšetření prostředí se nazývá anamnestické a vychází z názorů uživatelů na hodnocené prostředí. V této oblasti je celosvětově uznávaná metodika hodnocení vycházející z prací prof. Fanger – viz např.[37] a [38]. Použitelných kritérií pro hodnocení tepelně vlhkostního mikroklimatu je celá řada. V dalším textu budou uvedeny jen ty nejpoužívanější a ty, které mají oporu v platné české legislativě či technických normách.

Teplota vzduchu

Teplota vzduchu t_a je teplota vzduchu v interiéru měřená radiačně odstíněným, suchým teploměrem.

Střední radiační teplota

Střední radiační teplota (účinná teplota okolních ploch) $\bar{t}_r$ je myšlená společná teplota všech okolních ploch, při níž by byl sáláním sdílený tepelný tok mezi povrchem oděvu a okolními plochami stejný jako ve skutečnosti. Lze ji stanovit výpočtem z hodnot teplot jednotlivých stěn a úhlových poměrů osálení vzhledem ke člověku v určitém místě prostoru – viz například [39]. Další možností je měření výsledné teploty (globe) t_g kulovým teploměrem a teploty rychlosti proudění vzduchu a přepočít na účinnou teplotu okolních ploch vztahy (5-1) a (5-2) dle [61].

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2,9 \cdot 10^8 \cdot v_a^{0,6} (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad (5-1)$$

kde t_g – výsledná teplota kulového teploměru ϕ 0,10 m

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2,5 \cdot 10^8 \cdot v_a^{0,6} (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad (5-2)$$

kde t_g – výsledná teplota kulového teploměru ϕ 0,15 m

Relativní vlhkost vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu φ se zjišťuje psychrometricky postupem založeným na měření teplot mokrého a suchého teploměru, nebo na principu změny elektrického odporu s vlhkostí měřeného vzorku.

Operativní teplota

Operativní teplota t_o je teplota myšlené izotermní ideálně černé plochy, se kterou by subjekt sdílel stejné množství tepla radiací a konvekcí jako se skutečným teplotně neizotermním prostředím. Operativní teplotu lze vypočítat dle rovnice (5-3), nebo (5-4) dle [61]. Při rychlostech vzduchu menších než 0,2 [m.s⁻¹] lze nahradit operativní teplotu výslednou teplotou kulového teploměru t_g [°C].

$$t_o = \frac{h_c \cdot t_a + h_r \cdot \bar{t}_r}{h_c + h_r} \quad (5-3)$$

kde h_c – součinitel přestupu tepla prouděním

h_r – součinitel přestupu tepla sáláním

$$t_o = \frac{t_a \cdot \sqrt{10 \cdot v_a} + \bar{t}_r}{1 + \sqrt{10 \cdot v_a}} \quad (5-4)$$

Index PMV

Index PMV (Predicted Mean Vote) předpovídá stupeň porušení tepelné bilance člověka. Umožňuje dát do souvislosti fyzikální vlastnosti prostředí se subjektivními pocity člověka obývajícího dané prostředí. Škála subjektivních pocitů je uvedena viz Tabulka 7.

Prostředí s akceptovatelnou kvalitou tepelného komfortu je takové, se kterým je alespoň 80 % uživatelů spokojených. Index PMV zohledňuje vybrané fyzikální a jiné faktory, které se podílejí na pocitu tepelného komfortu. Jeho výpočet lze provést rovnicemi (5-5) až (5-8)

$$PMV = [0,303 \cdot \exp(-0,036 \cdot M) + 0,028] \cdot \left\{ \begin{aligned} &(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] \\ &- 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] \\ &- f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a) \end{aligned} \right\} \quad (5-5)$$

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - l_{cl} \cdot \{3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (5-6)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} & \text{pro } 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} \geq 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{pro } 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} \leq 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (5-7)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 \cdot l_{cl} & \text{pro } l_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \\ 1,05 + 0,645 \cdot l_{cl} & \text{pro } l_{cl} \geq 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \end{cases} \quad (5-8)$$

kde	M	výkon metabolického tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]
	W	mechanicky odvedený výkon [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]
	l_{cl}	tepelný odpor oděvu [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
	f_{cl}	povrchový faktor oděvu – poměr povrchu oděného člověka k povrchu nahého člověka [-]

t_a	teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]
$\bar{t}_r$	střední radiační teplota [$^{\circ}\text{C}$]
v_a	relativní rychlost proudění vzduchu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
p_a	parciální tlak vodních par [Pa]
h_c	součinitel přestupu tepla konvekcí [Pa]
t_{cl}	teplota povrchu oděvu [$^{\circ}\text{C}$]

Parametr PMV je odvozen pro podmínky ustáleného stavu, avšak může být použit i při menším kolísání jedné nebo více proměnných, jsou-li použity časově vážené průměry proměnných za jednu předchozí hodinu. Stanovení indexu PMV je platné, pohybují-li se hlavní vstupní veličiny v následujícím rozmezí: $M = 46$ až $232 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, $l_{cl} = 0$ až $0,31 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, $t_a = 10$ až $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

$\bar{t}_r = 10 \text{ až } 40 \text{ [}^\circ\text{C]}, v_a = 0 \text{ až } 1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}, p_a = 0 \text{ až } 2700 \text{ [Pa]}.$

PMV lze pak stanovit výpočtem, odečtem z normy [61], nebo přímým měřením.

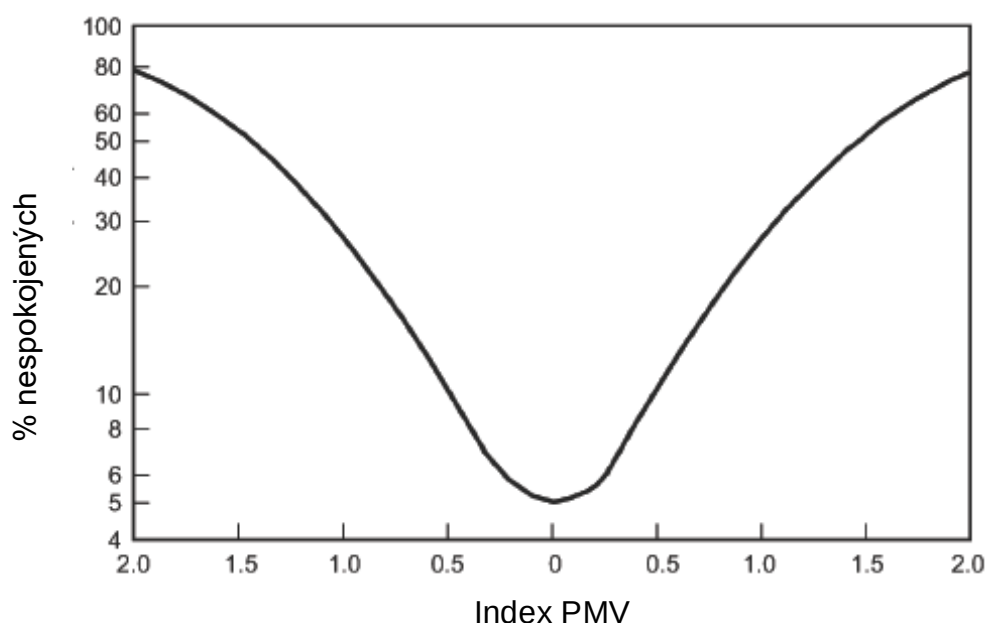
Tabulka 7 – Stupnice tepelných pocitů PMV

+3	Horko
+2	Teplo
+1	Mírně teplo
0	Neutrálně
-1	Mírně chladno
-2	Chladno
-3	Zima

Index PPD

Index PPD (Predicted Percent of Dissatisfied) vyjadřuje predikovaný procentuální podíl nespokojených lidí v určitém prostředí a je závislý na hodnotách indexu PMV – viz rovnice (5-9) a Obr. 25.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2) \quad (5-9)$$



Obr. 25 – Vazba PPD na PMV

Práce publikovaná profesorem Fangerem v roce 2002 [40] doporučuje rozšíření standardního modelu tepelné pohody založeném na PMV o doplněk respektující rozdílné požadavky osob v závislosti na klimatu, a zvyklostech regionu. Pro neklimatizované budovy v teplém klimatu doporučuje použití korekčního faktoru e , který může dosahovat hodnot mezi 1 a 0,5 pro budovy

klimatizované. Hodnota korekčního faktoru závisí na tom, zda je v lokalitě většina budov klimatizována (0,8 až 0,9), nebo většina budov klimatizována není (0,7-0,8). Tímto faktorem se potom násobí střední tepelný pocit PMV. V podmínkách české republiky lze doporučit použití faktoru 0,8-0,9.

5.3. Tepelný komfort a velkoplošné otopné a chladicí systémy

Výzkumem tepelného komfortu místností je poměrně obsáhlý. Vazbou chladicích stropů a vzduchotechnických systémů na tepelný komfort a kvalitu vnitřního vzduchu se zabýval například Behne – viz [41] a [42]. Z jeho prací vyplývá, že pro větrání nemůže být doporučen žádný systém doplňující stropní chlazení, pokud nejsou pro konkrétní případy pečlivě zhodnoceny jeho výhody a nevýhody. Z toho vyplývá, že lze jen velmi obtížně dávat obecná doporučení ohledně volby způsobu větrání. V případě kancelářských budov však lze očekávat dobré výsledky, bude-li použito vytěšňovací proudění, které pokryje asi 20 až 25 % tepelné zátěže. Celková tepelná zátěž místnosti by však neměla překročit 100 [W.m⁻²].

Zhou ukazuje výhody systémů chlazení využívajících zvýšenou akumulaci chladu. Zhou zkoumal tvarově stabilizovaný materiál s fázovou změnou SSPCM (shape-stabilized phase change material) aplikovaný na stěny a stropy v kombinaci s nočním větráním, které dokáže zlepšit vnitřní klima a současně snížit denní spotřeby chladu na chlazení o 76 % oproti systému bez SSPCM a nočního větrání. Blíže viz [43].

Význam povrchových teplot vnitřních stěn a fasády na tepelný komfort studoval teoretickými metodami Diaz, který zkoumal vliv průtoku chladicí tekutiny a její teploty, vliv rozložení tepelných zisků v prostoru a čase a vliv větracího systému na tepelný komfort. Diaz experimentálně dochází k závěru, že vliv teplotní asymetrie způsobené teplotním účinkem okna je nezanedbatelný. Blíže viz [44]. Ve své teoretické práci upozorňuje, že nelze při posuzování tepelného komfortu samostatně posuzovat větrací systém, stavební konstrukce a sálavé systémy. Blíže viz [45].

6. VÝSLEDKY PRÁCE

V rámci této práce primárně zaměřené na hledání úspor při výrobě chladu využitím nočního chlazení, byla doplňkově řešena i možnost optimalizace výroby chladu v denním provozu. Jedná se o optimalizaci pracovních podmínek konvenčního systému strojní výroby chladu. Optimalizace spočívá ve snížení kondenzační teploty zlepšením odvodu kondenzačního tepla využitím odpadního vzduchu ze systému řízeného větrání a jeho adiabatické vlhčení. Kondenzátor zdroje chladu je umístěn do proudu odpadního vzduchu ochlazeného po adiabatickém vlhčení. Tím to způsobem je dosaženo podstatného zlepšení teplotních podmínek na kondenzátoru, než v případě chlazení kondenzátoru horkým venkovním vzduchem. Adiabatické chlazení se řadí k nízkoenergetickým způsobům chlazení a tak vhodně doplňuje koncepci chlazení budovy založeného v co největší míře na obnovitelných zdrojích energie.

Systém výroby chladu s odvodem kondenzačního tepla do odpadního vzduchu má výkonová omezení daná množstvím odpadního vzduchu a tím množstvím odpadního tepla, které je možné systémem odvést. Aplikace vhodného systému nočního chlazení by mohla napomoci snížení potřebného výkonu strojního chlazení na takovou úroveň, že bude možné uvažovat právě o systému odvodu kondenzačního tepla do adiabaticky ochlazeného odpadního vzduchu.

6.1. Optimalizace výroby chladu za pomoci adiabatického chlazení

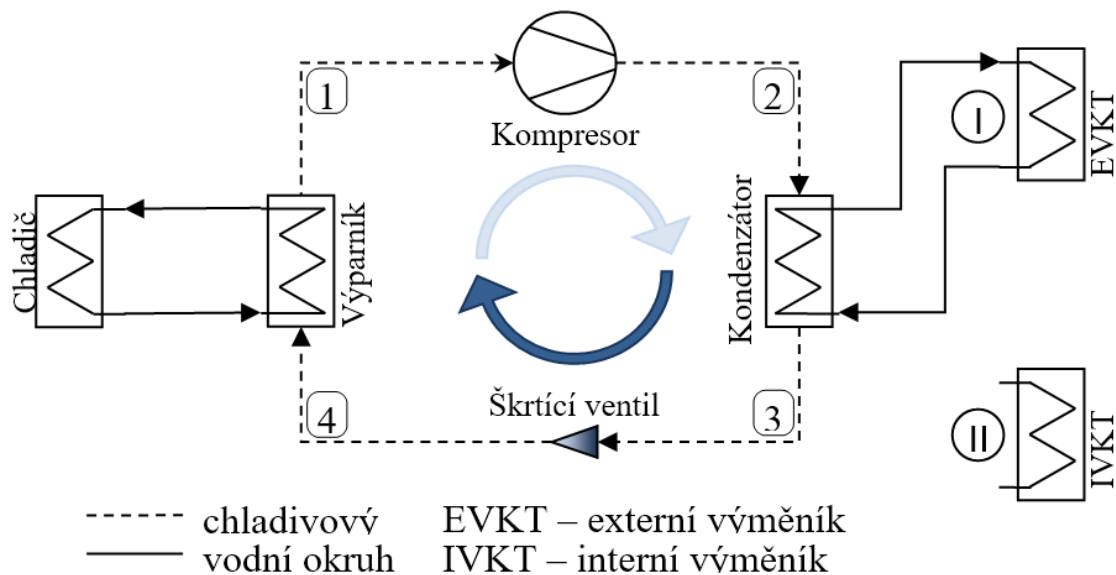
Práce se zabývala teoretickým i experimentálním ověřením možností odvodu kondenzačního tepla zdroje chladu pomocí odpadního vzduchu. Tento odpadní vzduch je ještě před kondenzátorem adiabaticky navlhčen, využívá se zde přeměny citelného tepla na teplo latentní při vypařování vody. Přičemž dochází ke snižování teploty odpadního vzduchu. Díky tomuto snížení teploty můžeme vychlazovat kondenzát více než bychom byli schopni při použití venkovního vzduchem chlazeného kondenzátoru. Dosažení nižší teploty kondenzátu a tím snížení kondenzační teploty je pro nás výhodné zejména z hlediska finančních nákladů na provoz zdroje chladu.

6.1.1. Princip

Kompresorový chladicí oběh využívá k chlazení těkavé látky (chladiwa), které se odpařují za nízkých teplot a odebírají při tom teplo svému okolí. Vzniklé páry chladiwa jsou poté nasávány kompresorem a za vyššího tlaku kondenzují v kondenzátoru, kde vzniká kondenzační teplo, které je nutné odvádět. Takto zkapalněné chladiwo je přes škrtkový ventil vedeno zpět do výparníku, kde za nižšího tlaku opět dochází k odpařování a celý cyklus se opakuje. Schéma cyklu vidíme na Obr. 26. Z výše uvedeného vyplývá, že funkčnost oběhu je závislá na kompresoru. Ten je jedinou komponentou v cyklu, které musíme dodávat energii. Množství energie, kterou musíme kompresoru dodat je závislé na velikosti práce, jakou kompresor koná.

Pro naše potřeby se můžeme omezit na Clausius-Rankinův cyklus, kde kompresor koná izoentropickou práci danou vztahem (6-1) a graficky zobrazenou v log (p)-h diagramu na Obr. 27. Teplo, které je schopen odvést výparník je dáno vztahem (6-2) a teplo, které musíme odvést z kondenzátoru je dáno vztahem (6-3). K vyjádření efektivnosti s jakou získáváme chlad,

použijeme chladicí faktor COP, který se počítá, jako poměr získaného chladu k dodané energii viz vztah (6-4) .



Obr. 26 – Schéma strojního chlazení

$$w = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (6-1)$$

Kde m hmotností průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 h_1 entalpie před kompresí [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 h_2 entalpie po kompresi [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

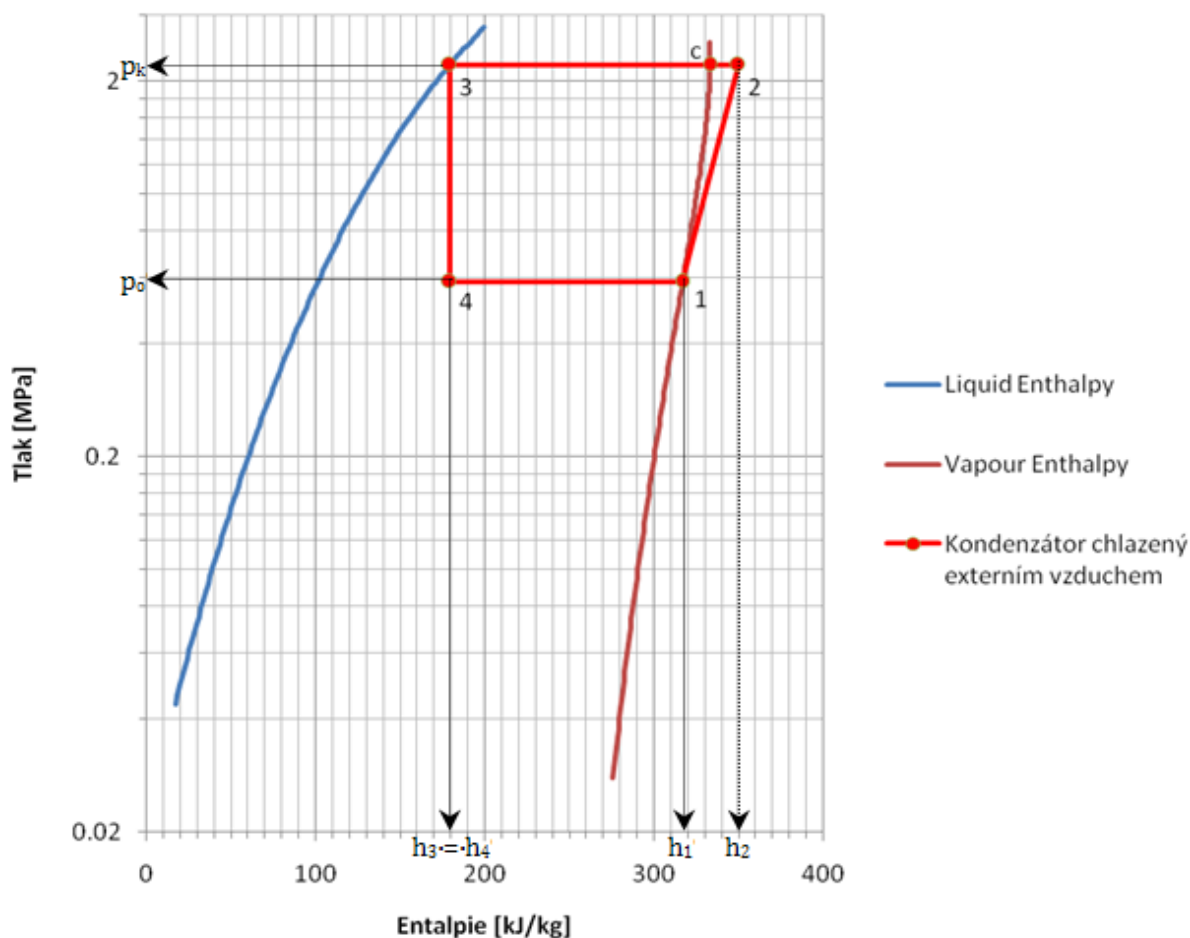
$$Q_{1,4} = m \cdot (h_1 - h_4) \quad (6-2)$$

Kde m hmotností průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 h_1 entalpie před kompresí [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 h_4 entalpie na vstupu do výparníku [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$$Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (6-3)$$

Kde m hmotností průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
 h_2 entalpie po kompresi [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 h_3 entalpie na výstupu z kondenzátoru [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

$$COP = \frac{Q_{1,4}}{w_{1,2}} \rightarrow \frac{m \cdot (h_1 - h_4)}{m \cdot (h_2 - h_1)} \rightarrow \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (6-4)$$



Obr. 27 – Log (p)-h diagram

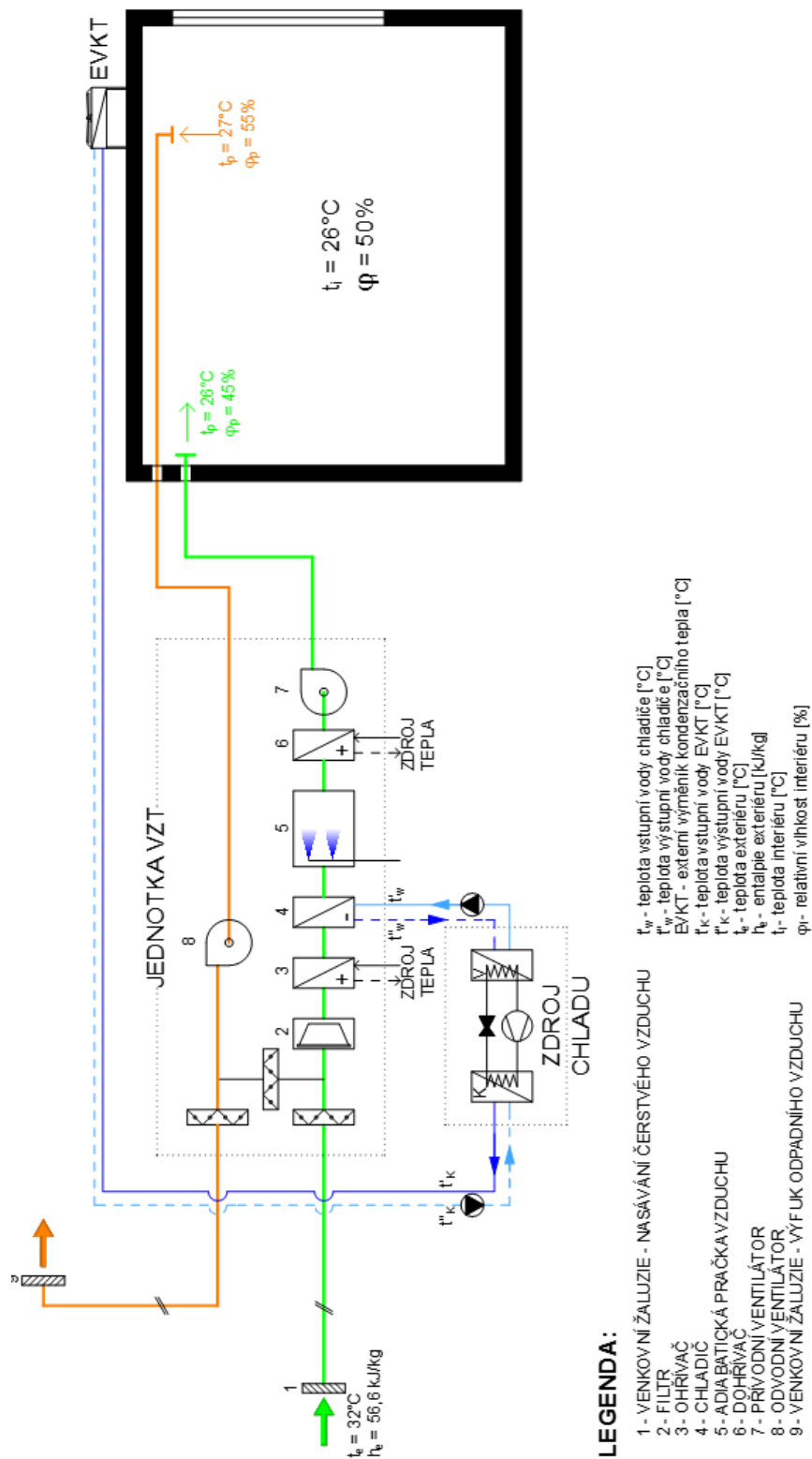
Čím vyšší je hodnota účinnosti COP, tím méně energie se k výrobě chladu spotřebuje a díky tomu samozřejmě klesají i provozní náklady zdroje chladu. Aby bylo možné stanovit možnou výši úspor při použití interního výměníku kondenzačního tepla (dále jen IVKT) chlazeného adiabaticky navlhčeným vzduchem. Bylo provedeno porovnání nákladů na výrobu chladu při použití klasického externího výměníku kondenzačního tepla (dále jen EVKT) s náklady k výrobě chladu při použití IVKT.

Pro výpočty bylo uvažováno s následujícími vstupními veličinami.

- Teplota externího vzduchu: $t_e = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Entalpie externího vzduchu: $h_e = 56,6\text{ kJ/kg}$
- Teplota přírodního vzduchu: $t_p = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota interiéru $t_i = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Relativní vlhkost interiéru $\varphi_i = 50\text{ }\%$
- Entalpie přírodního vzduchu: $h_p = 48,2\text{ kJ/kg}$
- Průtok přírodního vzduchu: $V_p = 1500\text{ m}^3/\text{h}$
- Teplotní spád chladicí vody: $t'_w/t''_w = (7/13)\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Potřebný chladicí výkon: $Q_{ch} = 4,0\text{ kW}$

6.1.2. Popis varianty I_{A,B}

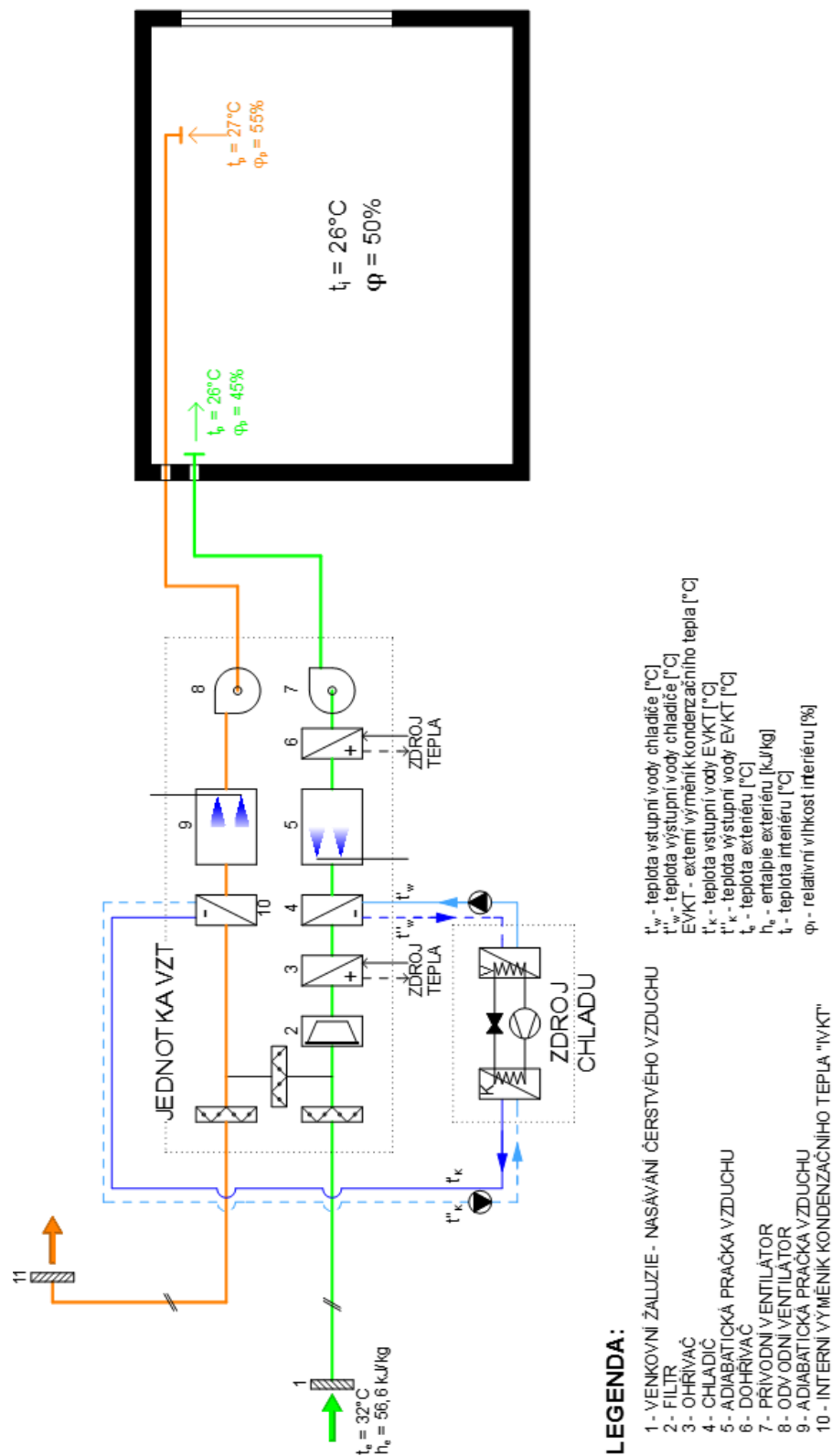
Jedná se o variantu s EVKT. Kondenzační teplo je tedy odváděno pomocí externího vzduchu, který má podle vstupních veličin uvedených výše teplotu 32 °C. Schéma zařízení viz Obr. 28.



Obr. 28 – Schéma varianty I_{A,B}

6.1.3. Popis varianty I_{A,B}

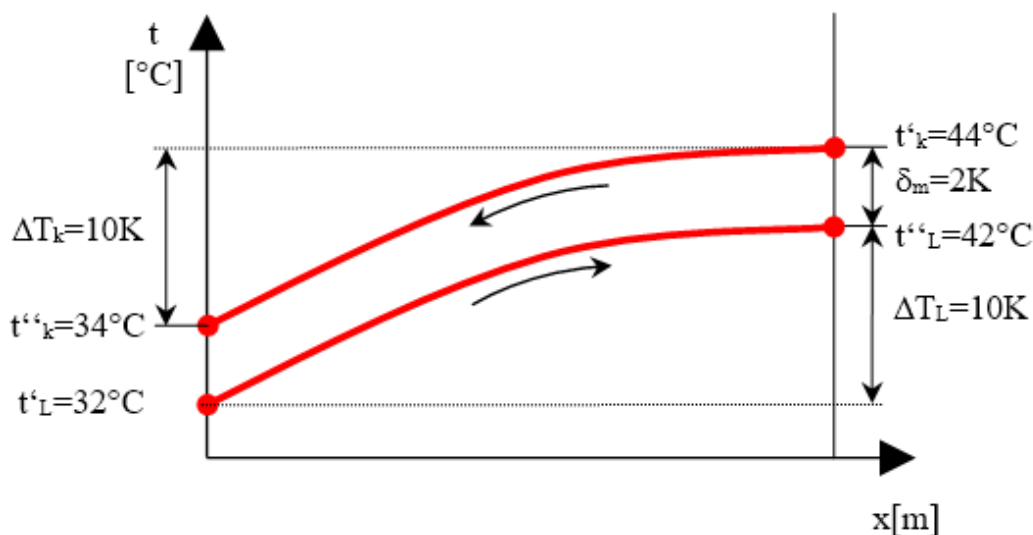
Zde se jedná o variantu s IVKT. Kondenzační teplo je odváděno odpadním vzduchem, který je ještě před výměníkem adiabaticky navlhčen. Schéma zařízení viz Obr. 29



Obr. 29 – Schéma varianty I_{A,B}

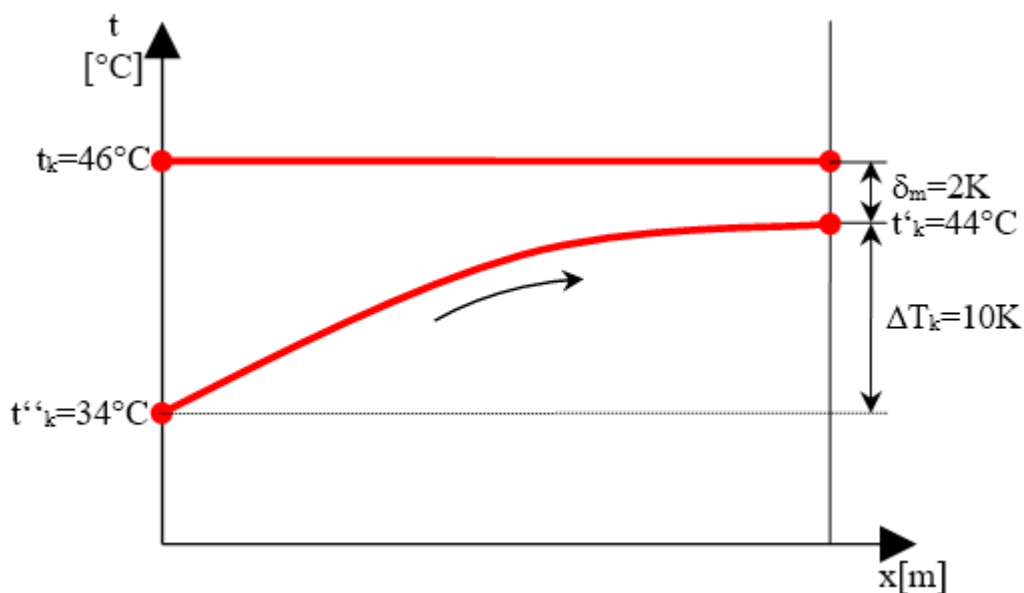
6.1.4. Vyčíslení varianty I_A

Budeme-li předpokládat teplotní poměry na EVKT dle Obr. 30, můžeme stanovit teploty vody v kondenzačním okruhu. Do venkovního kondenzátoru bude přiváděna voda o teplotě $t'_k = 44\text{ °C}$ a ochladí se v něm o $\Delta T_k = 10\text{ K}$, na kondenzátor zdroje chladu se tedy bude vracet voda o teplotě $t''_k = 34\text{ °C}$



Obr. 30 – Teplotní poměry na EVKT

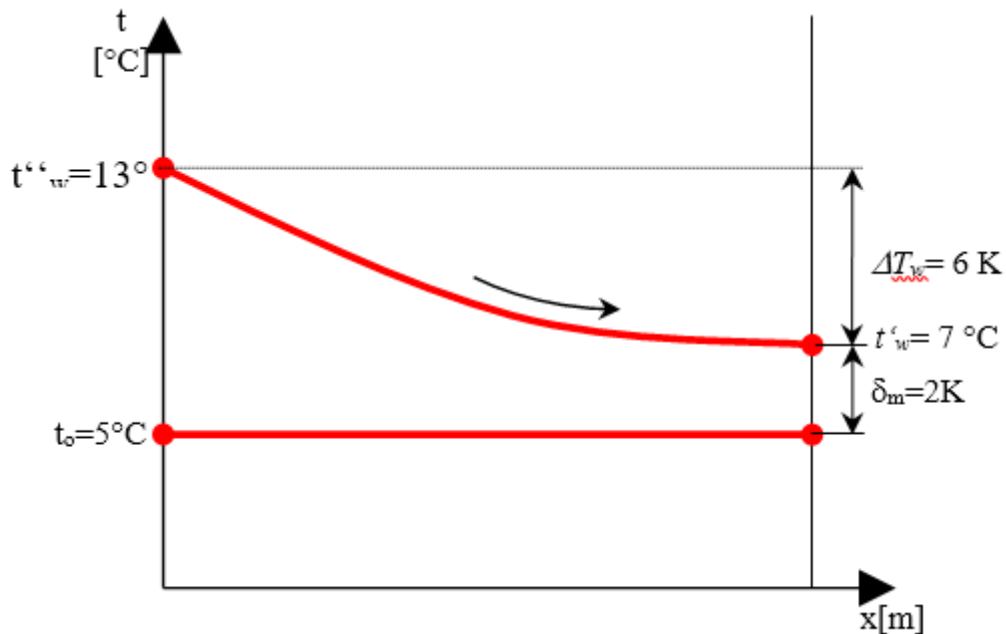
Z teplotních poměrů na kondenzátoru zdroje chladu, můžeme stanovit teplotu kondenzace $t_k = 46\text{ °C}$ viz Obr. 31.



Obr. 31 – Teplotní poměry na kondenzátoru zdroje chladu

Stejně jako jsme stanovili teplotu kondenzace, můžeme stanovit teplotu odpařování $t_o = 5\text{ °C}$. Teplotní poměry na výparníku zdroje chladu jsou znázorněny na Obr. 32.

Z těchto hodnot jsme nyní schopni stanovit všechny potřebné veličiny pro vykreslení cyklu do log (p)-h diagramu chladiva. Jako chladivo zvolme například R407c. Vypočtené hodnoty uvádí Tabulka 8. Vynesení hodnot do log (p)-h diagramu chladiva vidíme na Obr. 33.



Obr. 32 – Teplotní poměry na výparníku zdroje chladu

Tabulka 8 – Body log (p)-h diagramu

Bod	Tlak [MPa]	Teplota [C]	Měrná entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
1	0.588	7.230	316.880	0.027
2	1.912	60.780	346.080	
c	1.912	48.450	332.530	
3	1.912	43.560	167.880	
4	0.588	2.770	167.880	

Chladicí faktor: $COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = 5.1$

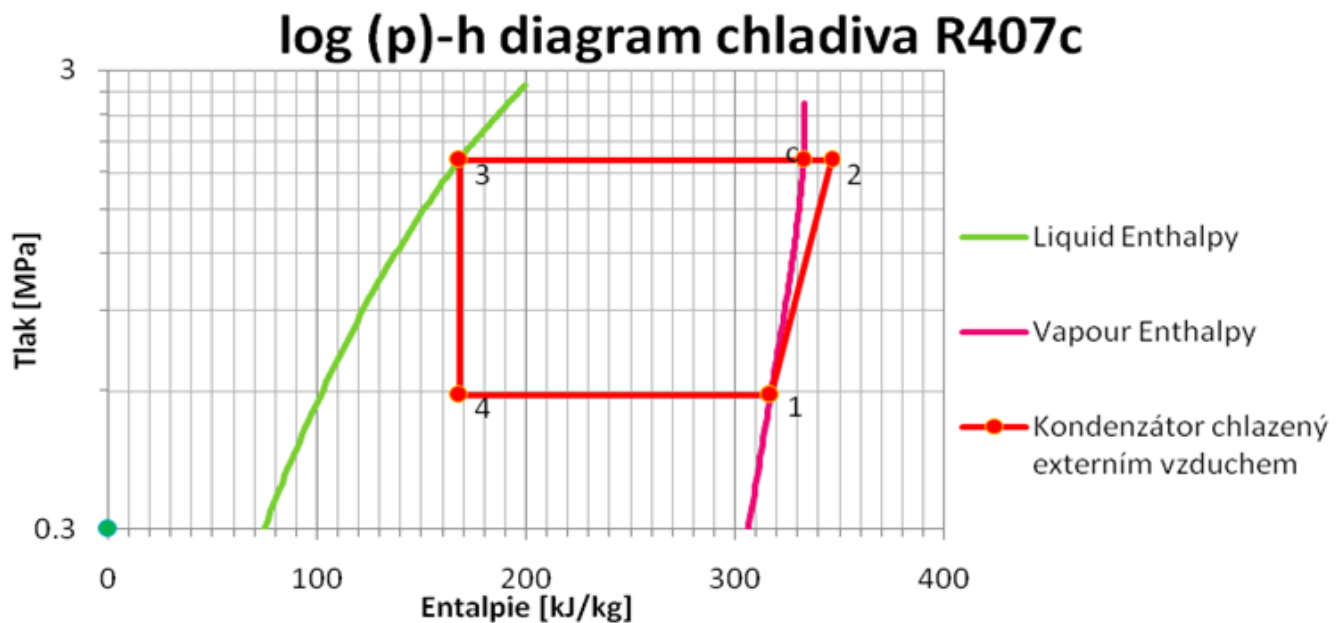
Chladicí výkon: $Q_{1,4} = m \cdot (h_1 - h_4) = 4.00 \text{ kW}$

Kompresní výkon: $W_{1,2} = m \cdot (h_2 - h_1) = 0.78 \text{ kW}$

Kondenzační výkon: $Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) = 4.78 \text{ kW}$

Teplotní skluz ve výparníku: 4.46 K

Teplotní skluz v kondenzátoru: 4.89 K



Obr. 33 – Log(p)-h diagram chladiva

Budeme-li ovšem při výpočtu COP uvažovat pouze příkon kompresoru, nebude to zcela objektivní. Musíme si uvědomit, že v případě odvodu kondenzačního tepla venkovním vzduchem, potřebujeme ventilátor, který nám zajistí proudění vzduchu přes EVKT. Vzhledem k tomu, že tento ventilátor je nedílnou součástí procesu výroby chladu, musíme do výpočtu COP započítat i jeho příkon. Při maximálních venkovních teplotách v letním období a daných rozdílech teplot bude mít tento ventilátor výkon cca 0,3 kW. Přepočítáme-li COP dle vztahu (6-4), dostaneme:

$$COP = \frac{Q_{1,4}}{w_{1,2}} = \frac{4,0}{0,78 + 0,3} = 3,7$$

6.1.5. Vyčíslení varianty I_B

Tato alternativa je shodná s variantou I_A, rozdíl je pouze v tom, že zdroj chladu připravuje chlad nejen pro krytí potřeb chladiče VZT, ale i pro klimatizační zařízení odvádějící zátěž z místnosti. Uvažujme tedy výkon zdroje chladu $Q_{ch} = 10 \text{ kW}$. Vypočtené hodnoty uvádí Tabulka 9.

Započítáme-li opět výkon ventilátoru EVKT, který bude mít pro tento případ výkon cca 0,7kW. Dostaneme hodnotu účinnosti stanovenou dle (6-4)

$$COP = \frac{Q_{1,4}}{w_{1,2}} = \frac{10,0}{1,96 + 0,7} = 3,8$$

Tabulka 9 – Body log (p)-h diagramu

Bod	Tlak [MPa]	Teplota [C]	Měrná entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
1	0.588	7.230	316.880	0.067
2	1.912	60.780	346.080	
c	1.912	48.450	332.530	
3	1.912	43.560	167.880	
4	0.588	2.770	167.880	

Chladicí faktor: $COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = 5.1$

Chladicí výkon: $Q_{1,4} = m \cdot (h_1 - h_4) = 10.00 \text{ kW}$

Kompresní výkon: $W_{1,2} = m \cdot (h_2 - h_1) = 1.96 \text{ kW}$

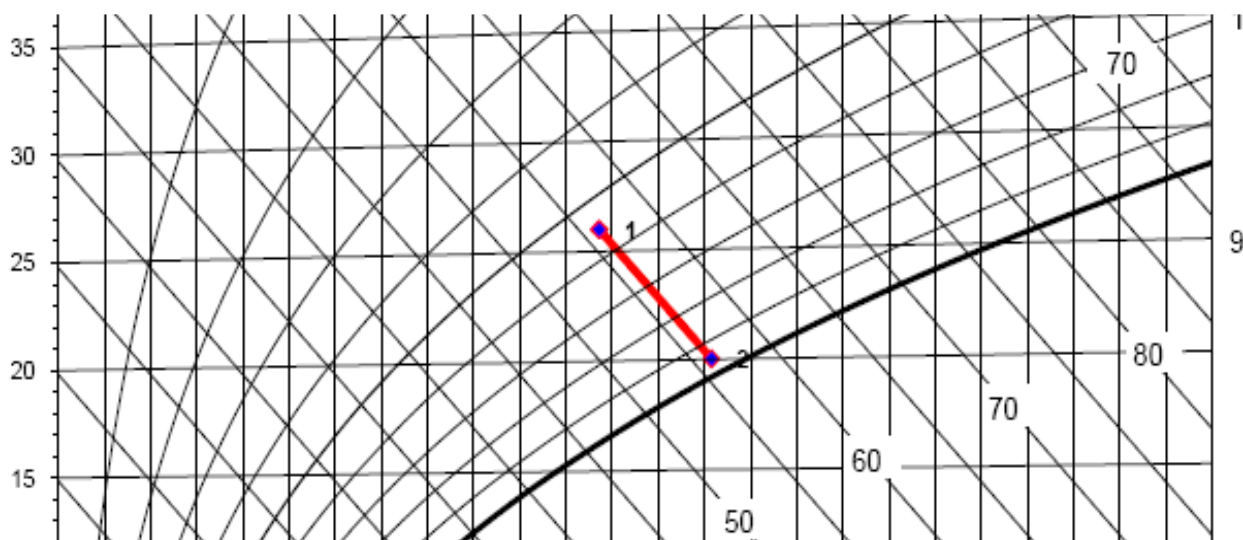
Kondenzační výkon: $Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) = 11.96 \text{ kW}$

Teplotní skluz ve výparníku: 4.46 K

Teplotní skluz v kondenzátoru: 4.89 K

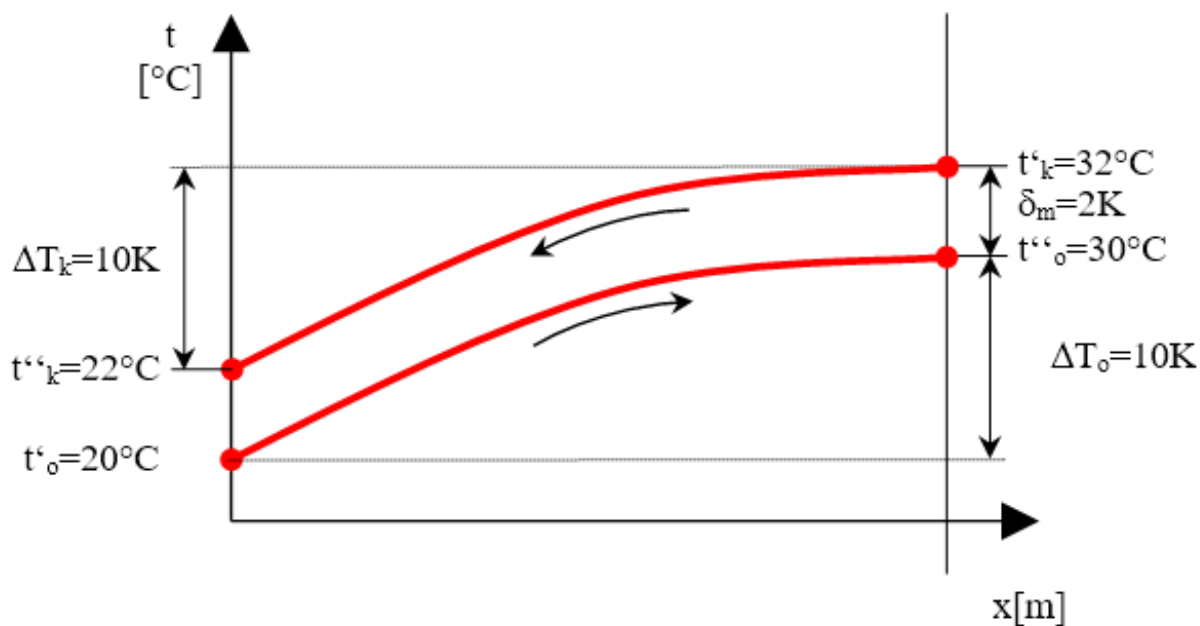
6.1.6. Vyčíslení varianty II_A

Na rozdíl od předchozího případu, zde odvádíme kondenzační teplo pomocí adiabaticky navlhčeného odpadního vzduchu. Teplotu tohoto vzduchu můžeme odečíst z h-x diagramu na Obr. 34.



Obr. 34 – H-x diagram

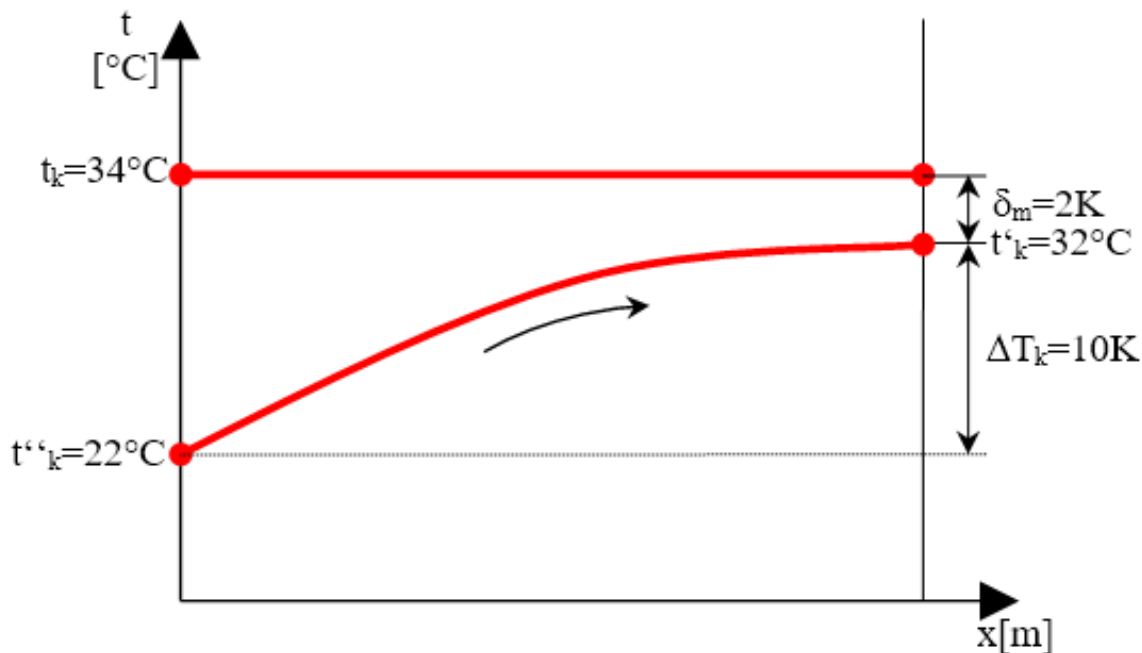
Z diagramu plyne, že na odvod kondenzačního tepla máme k dispozici vzduch o teplotě $t_o = 20 \text{ °C}$ a relativní vlhkosti $\phi_o = 95 \text{ %}$. Můžeme tedy předpokládat teplotní poměry na IVKT viz Obr. 35.



Obr. 35 – Teplotní poměry na IVKT

Teplotu kondenzace odvodíme z teplotních poměrů na kondenzátoru zdroje chladu – viz Obr. 36. Teplotní poměry na výparníku budou stejné jako v předchozím případě a můžeme je vidět na Obr. 32. Nyní můžeme vypočítat všechny potřebné hodnoty, které uvádí

Tabulka 10 a vykreslit průběh cyklu do h - x diagramu viz Obr. 37.



Obr. 36 – Teplotní poměry na kondenzátoru zdroje chladu

Tabulka 10 – Body log (p)-h diagramu

Bod	Tlak [MPa]	Teplota [C]	Měrná entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
1	0.594	7.530	317.040	0.024
2	1.410	45.290	338.340	
c	1.410	36.700	329.740	
3	1.410	31.300	147.700	
4	0.594	2.470	147.170	

Chladicí faktor: $COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) =$ 8.0

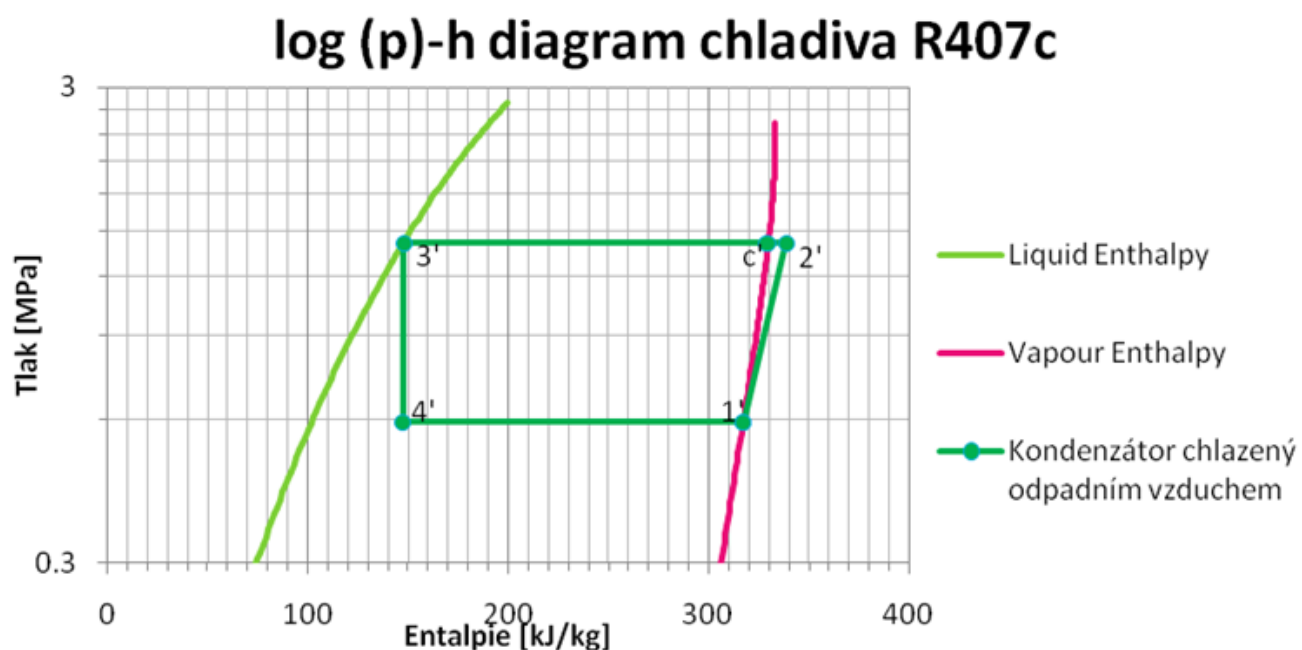
Chladicí výkon: $Q_{1,4} = m \cdot (h_1 - h_4) =$ 4.00 kW

Kompresní výkon: $W_{1,2} = m \cdot (h_2 - h_1) =$ 0.50 kW

Kondenzační výkon: $Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) =$ 4.49 kW

Teplotní skluz ve výparníku: 5.06 K

Teplotní skluz v kondenzátoru: 5.40 K



Obr. 37 – Log (p)-h diagram chladiva

U této varianty musíme ještě oproti předchozí posoudit, zda dokážeme odpadním vzduchem při daném rozdílu teplot odvést veškeré kondenzační teplo. Z průběhů teplot na Obr. 35 vidíme, že odpadní vzduch se průchodem přes IVKT ohřeje o $\Delta T_L = 10$ K. Při průtoku $m_o = 1700$ kg/h můžeme tedy odvést $Q_o = 4,8$ kW, takže tuto variantu řešení lze použít bez nutnosti zvyšovat průtok vzduchu přes IVKT. Do účinnosti COP tedy nebudeme započítávat žádný další elektrický

příkon. Jak bylo uvedeno výše, zanedbáváme příkony čerpadla adiabatické pračky a cirkulačního čerpadla kondenzačního okruhu.

6.1.7. Vyčíslení varianty II_B

Zde budeme stejně jako v případě I_B uvažovat pouze zvýšení výkonu zdroje chladu na $Q_{ch} = 10$ kW. Vypočtené hodnoty uvádí Tabulka 11.

Tabulka 11 – Body log (p)-h diagramu

Bod	Tlak [MPa]	Teplota [C]	Měrná entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
1	0.594	7.530	317.040	0.024
2	1.410	45.290	338.340	
c	1.410	36.700	329.740	
3	1.410	31.300	147.700	
4	0.594	2.470	147.170	

Chladicí faktor: $COP = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = 8.0$

Chladicí výkon: $Q_{1,4} = m \cdot (h_1 - h_4) = 10.00$ kW

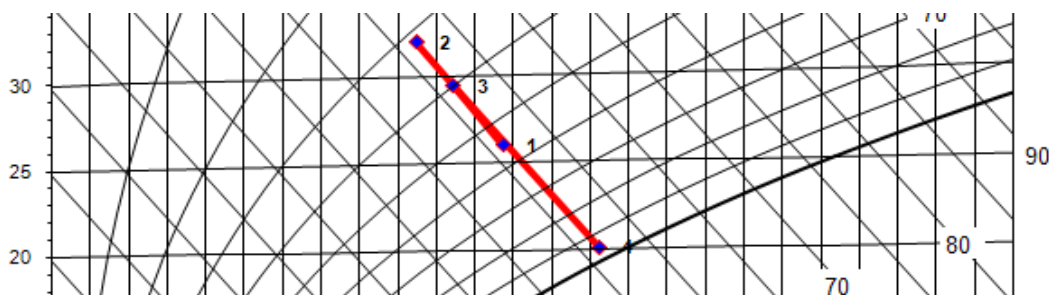
Kompresní výkon: $W_{1,2} = m \cdot (h_2 - h_1) = 1.25$ kW

Kondenzační výkon: $Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) = 11.22$ kW

Teplotní skluz ve výparníku: 5.06 K

Teplotní skluz v kondenzátoru: 5.40 K

Vypočítáme-li nyní průtok vzduchu, který je zapotřebí pro odvedení vzniklého kondenzačního tepla $Q_{2,3}$ při ohřátí vzduchu o $\Delta T_o = 10$ K – viz Obr. 35. Zjistíme, že potřebujeme $m'_o = 4000$ kg/h. Z toho jasně vyplývá, že průtok odpadního vzduchu $m_o = 1700$ kg/h je nedostatečný. Musíme proto zvýšit průtok vzduchu přes IVKT. Toho docílíme přimícháváním externího vzduchu. Při použití tohoto způsobu budeme mít pro odvod kondenzačního tepla k dispozici vzduch o teplotě $t'_o = 20$ °C, viz h-x diagram na Obr. 38.



Obr. 38 - H-x diagram

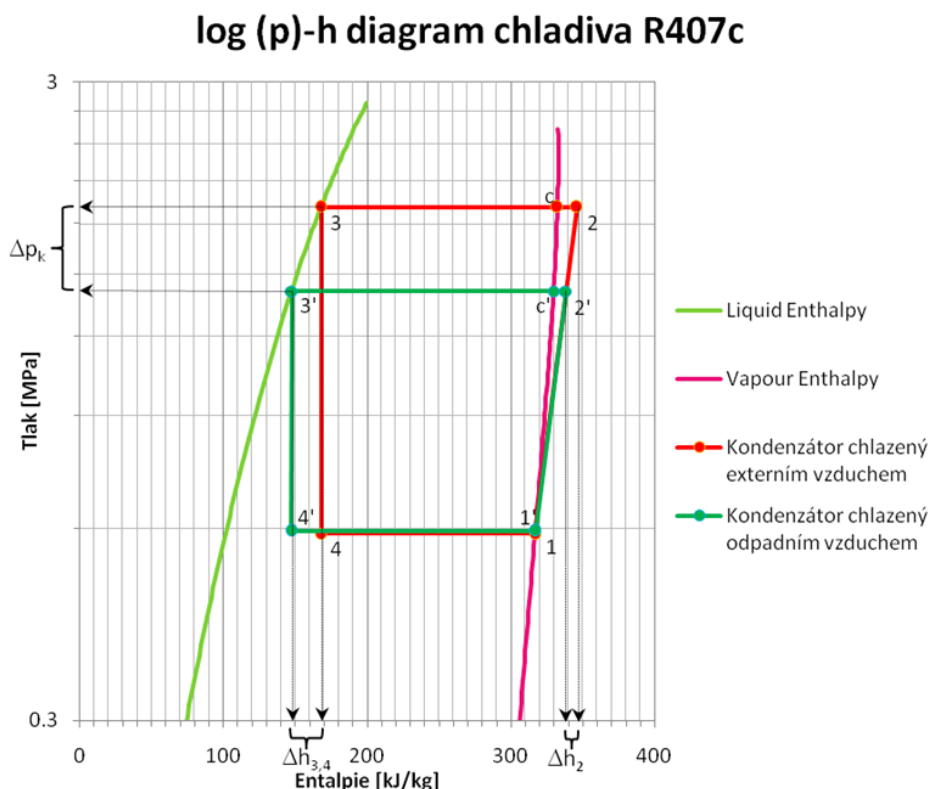
Do výpočtu chladicího faktoru COP tedy musíme započítat i příkon ventilátoru, který bude zajišťovat přívod externího vzduchu, ten budeme uvažovat cca 0,4 kW. Přepočítaná účinnost chlazení pak bude:

$$COP = \frac{Q_{1,4}}{w_{1,2}} = \frac{10,0}{1,25 + 0,4} = 6,1$$

6.1.8. Srovnání variant řešení

Porovnání dvou uvedených variant řešení odvodu kondenzačního tepla, můžeme provést pomocí účinnosti výroby chladu COP. Jak již bylo uvedeno výše. Na Obr. 39 můžeme vidět obě dvě varianty zakreslené do log (p)-h diagramu chladiva R407c. Z diagramu je zřejmé, že snížení teploty kondenzace má za následek snížení kompresního výkonu o $\Delta w_{1,2} = m \cdot \Delta h_2$, protože při nižší kondenzační teplotě klesá tlak, při kterém páry chladiva kondenzují o Δp_k . Dalším faktorem, který zlepšuje účinnost cyklu, je snížení entalpie $h_{3,4}$ o $\Delta h_{3,4}$. Tím se při nižší kompresní práci zvýší teplo, které je výparník schopen odvést dle vztahu (6-5).

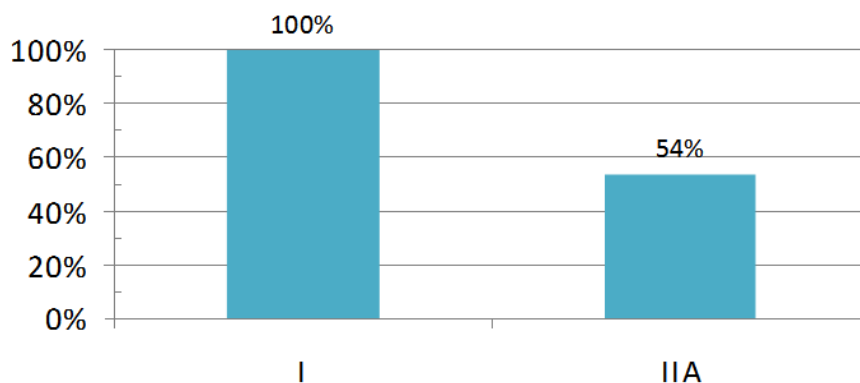
$$\Delta Q_{1,4} = m \cdot \Delta h_{3,4} \quad (6-5)$$



Abychom mohli oba dva způsoby porovnat přesněji, spočítáme cenu vyrobené kW chladu. Porovnání jen podle COP totiž nezohledňuje spotřebovanou vodu při adiabatickém vlhčení. Množství spotřebované vody odečteme z h-x diagramu. Vypočtené hodnoty, výhody a nevýhody řešení I A a II A uvádí Tabulka 12. Porovnání řešení I B a II B uvádí Tabulka 13. Porovnání z hlediska nákladů na výrobu 1 kWh chladu vidíme na Obr. 40 a Obr. 41.

Tabulka 12 – Porovnání variant I_A a II_A

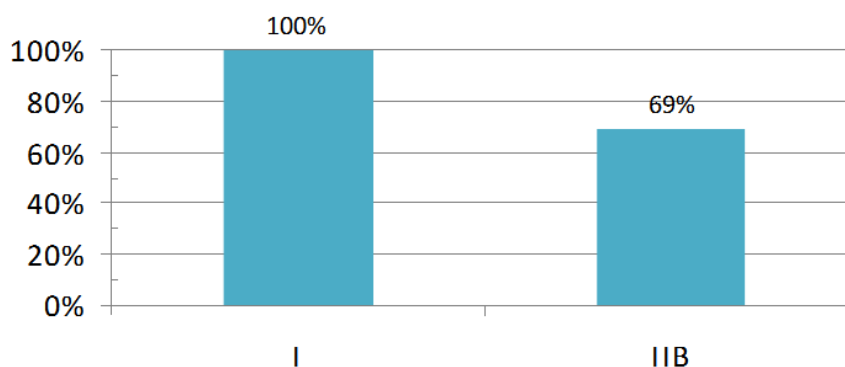
VARIANTA I_A	VARIANTA II_A
COP = 3,8	COP = 7,3
Nižší pořizovací náklady, není potřeba instalovat adiabatické vlhčení na straně odpadního vzduchu	Podstatně lepší chladicí faktor => nižší provozní náklady
Menší prostorové nároky na odvodní větev centrální vzduchotechnické jednotky.	Veškeré komponenty chladicího okruhu mohou být soustředěné ve strojovně vzduchotechniky, nejsou tedy potřeba dlouhé rozvody k venkovní jednotce.
	Tím se snižuje výkon čerpadla na straně kondenzačního okruhu.
	A zmenšují instalované délky potrubí => menší ztráty chladu v potrubí.
	Nemusíme řešit hlukové, technické ani architektonické problémy při umisťování venkovní jednotky.



Obr. 40 – Porovnání nákladů na výrobu chladu u variant I_A a II_A

Tabulka 13 – Porovnání variant I_B a II_B

VARIANTA I _B	VARIANTA II _B
COP = 3,8	COP = 6,1
Nižší pořizovací náklady, není potřeba instalovat adiabatické vlhčení na straně odpadního vzduchu, ani další přívodní ventilátor pro zvětšení průtoku odpadní větvi.	Lepší chladicí faktor => nižší provozní náklady
Menší prostorové nároky centrální vzduchotechnické jednotky.	Veškeré komponenty chladicího okruhu mohou být soustředěné ve strojovně vzduchotechniky, nejsou tedy potřeba dlouhé rozvody k venkovní jednotce.
	Tím se snižuje výkon čerpadla na straně kondenzačního okruhu.
	A zmenšují instalované délky potrubí => menší ztráty chladu v potrubí.
	Nemusíme řešit hlukové, technické ani architektonické problémy při umísťování venkovní jednotky.

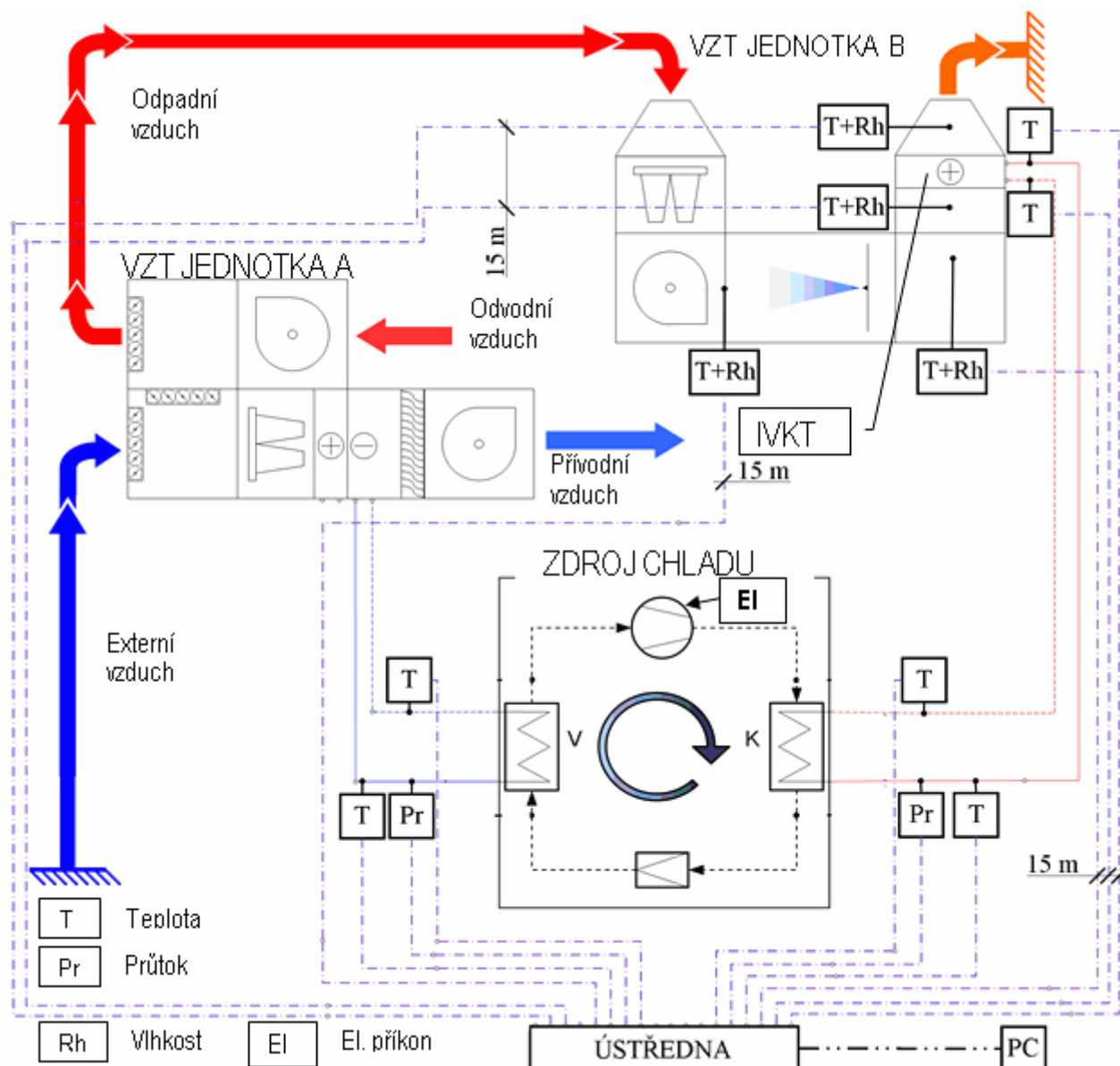


Obr. 41 – Porovnání nákladů na výrobu chladu u variant I_B a II_B

Z výše uvedených srovnání je patrné, že varianta s IVKT je nejvíce výhodná v aplikacích méně náročných na chlad. Například jako výše uvedená příprava větracího vzduchu. Pokud přesáhne výkon zdroje chladu jistou mez, do které jsme schopni kondenzační teplo odvádět pouze odpadním vzduchem, snižuje nám COP nutnost přidání dalšího ventilátoru. Ovšem i přes toto snížení se jedná o provozně úspornější řešení, než v případě EVKT. Neméně výhodnou vlastností systému s interním výměníkem kondenzačního tepla je absence mnohdy dlouhých rozvodů k venkovním jednotkám. Rozhodnutí kterou z variant v projektu použít bude tedy hodně záviset na konkrétní stavbě, protože právě ceny rozvodů a energie na dopravu vody do venkovní jednotky můžou u velkých vzdáleností EVKT ještě více zvýhodnit IVKT a to i z hlediska pořizovacích nákladů.

6.1.9. Experimentální ověření

Pro experimentální ověření možností odvodu kondenzačního tepla, byly v laboratoři na ústavu TZB propojeny dva vzduchotechnické systémy, tak aby bylo možné zapojení podle schématu na Obr. 42.



Obr. 42 – Schéma zapojení VZT při experimentálním měření

Experimentální ověření bylo realizováno v laboratořích ústavu Technických zařízení budov, fakulty Stavební, VUT v Brně. Při provádění experimentu bylo využito dvou vzduchotechnických jednotek. Vzduchotechnická jednotka A obsahuje přívodní a odvodní ventilátor a slouží k tepelné úpravě vzduchu pro laboratoř vzduchotechniky a typově odpovídá běžné VZT jednotce plnící funkci směšování, filtrace, ohřevu a chlazení běžně užívané v praxi. Tato VZT jednotka pracovala při experimentu v režimu s externím vzduchem, tedy bez cirkulace.

Vzduchotechnická jednotka B je pomocnou jednotkou s obecnějším využitím. Obsahuje pouze jeden ventilátor a dokáže plnit funkci ohřevu, chlazení a vlhčení ve vodní pračce vzduchu. V daném experimentu sloužila k ochlazení odpadního vzduchu z jednotky A ve vodní pračce a využití tohoto vzduchu k odvodu kondenzačního tepla zdroje chladu. Tato VZT jednotka není samozřejmě nutnou částí celého systému a může být v praxi nahrazena zvýšeným výkonem ventilátorů jednotky A doplněné o vodní pračku vzduchu.

Cílem experimentu bylo ověřit, jaké lze reálně dosáhnout úspory na příkonu kompresoru chladicího stroje.

Vzduchotechnickou jednotkou A byl upravován vzduch na letní parametry a přiváděn do místnosti. Odtud byl vzduch odváděn do vzduchotechnické jednotky B, kde byl instalován výměník, přes který bylo odváděno kondenzační teplo zdroje chladu a adiabatická pračka vzduchu (IVKT). Měřené byly teploty a průtoky vody v okruhu kondenzátoru i výparníku a pomocí analyzátoru výkonu byl sledován příkon zdroje chladu. Jako porovnávací veličina obou zkoumaných variant byl zvolen chladicí faktor (dále jen "COP").

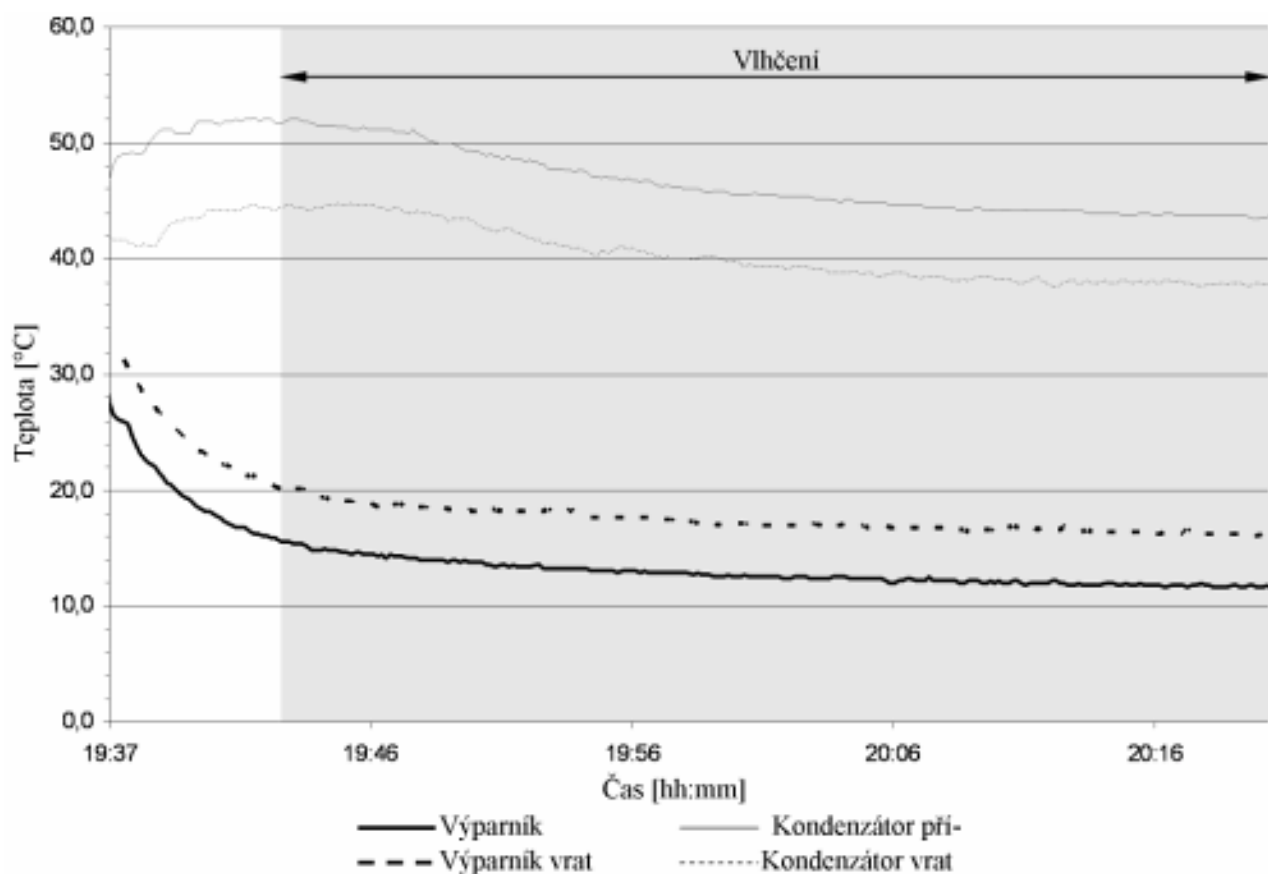
Aby bylo možné měření provést bylo nutné pro tyto účely zkonstruovat jednoduchou pračku vzduchu, která nebude závislá na vysokém tlaku vody zásobující trysky. Ke konstrukci pračky tady byly použity trysky ze zahradního postřikovače. Napojení bylo realizováno pomocí PPR potrubí. Fotka instalovaného zařízení v komoře adiabatického vlhčení je na Obr. 43. Pro eliminaci kapek byla na nosnou konstrukci trysek instalována síť.



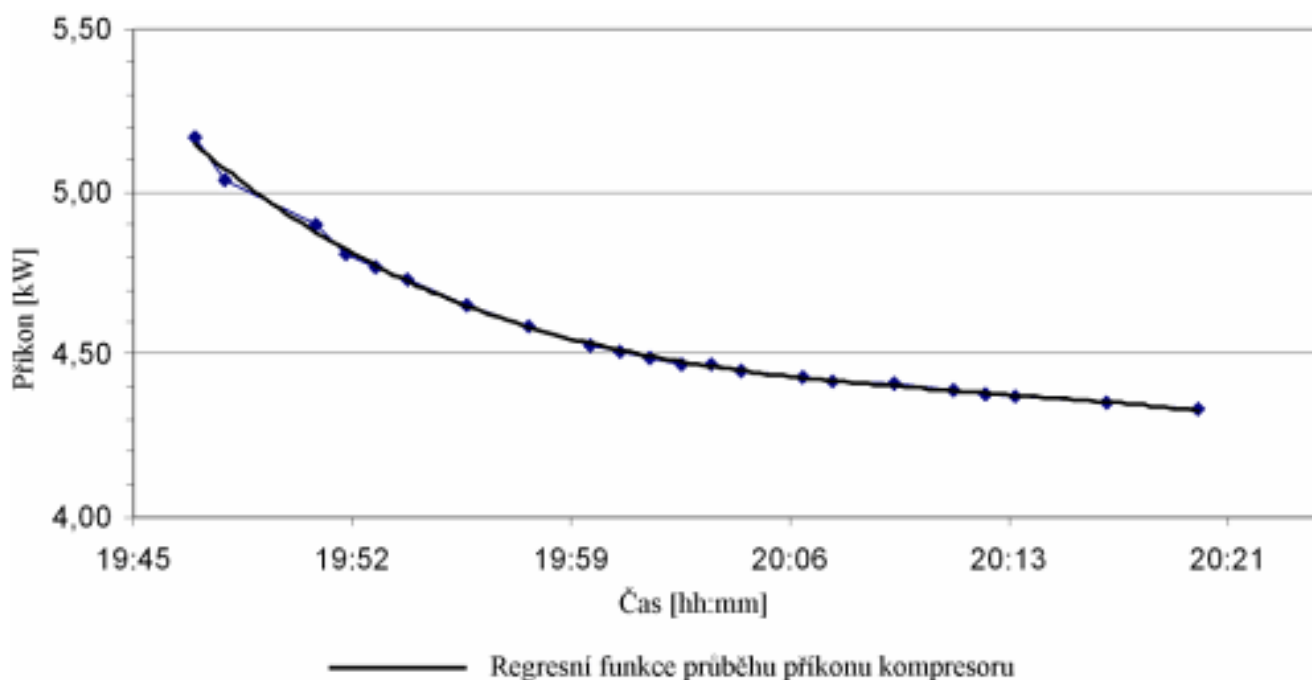
Obr. 43 – Instalace trysek do VZT

6.1.10. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Z vyhodnocení měření příkonu kompresoru vyplývá, že vlhčením odpadního vzduchu ve vodní pračce bylo dosaženo navýšení COP z 2,68 na 3,19, tedy o 0,5. Toto zvýšení COP znamená snížení nákladů na příkon kompresoru o cca 19 %. Na Obr. 44 můžeme vidět průběhy teplot vody v okruhu kondenzátoru i výparníku. Je zde dobře patrné, jak se po začátku vlhčení začaly snižovat teploty vody v okruhu kondenzátoru, než se ustálila. Vliv na příkon kompresoru je pak patrný na Obr. 45, který ukazuje změnu příkonu kompresoru v průběhu vlhčení.



Obr. 44 – Průběh teplot v okruhu výparníku a kondenzátoru



Obr. 45 – Průběh příkonu kompresoru v průběhu měření

6.1.11. Dílčí závěr

Z výsledků měření vyplývá, že ochlazení vzduchu adiabatickým vlhčením má pozitivní vliv na snížení příkonu kompresoru. Experimentálně však bylo zjištěno, že jde přibližně o poloviční úsporu, než by odpovídalo teoretickým výpočtům. Jedná se ovšem jen o jednu část dosažitelných úspor při použití systému s odvodem kondenzačního tepla do adiabaticky vlhčeného odpadního vzduchu. Je potřeba si uvědomit, že už samotné přemístění výměníku z exteriéru do proudu odpadního vzduchu znamená podstatné zlepšení podmínek pro odvod kondenzačního tepla. Jak bylo uvedeno v úvodu příspěvku externí vzduch má v době maximální potřeby teplotu přesahující 30 °C, tato teplota závisí na klimatickém pásmu a na umístění venkovního chladiče. Při nevhodném umístění na osluněném místě se teplota externího vzduchu, který by sloužil k odvodu kondenzačního tepla, mohla pohybovat i vysoko nad 30 °C. Tedy samotné přemístění výměníku kondenzačního tepla z exteriéru do proudu odpadního vzduchu znamená snížení teploty vzduchu odvádějícího kondenzační teplo o více než 5 K. Velikost úspory získané jen tímto způsobem tak bude samozřejmě závislá na každém konkrétním zadání.

Za daných podmínek bylo experimentálně zjištěno, že ochlazení vzduchu ve vodní pračce vede k přibližně 20% úspoře nákladů na chlazení.

Tato inovace přináší kromě úspor provozních nákladů na chlazení i řešení možných technických a architektonických problémů s umístováním externích výměníků tepla. Nejedná se tedy o univerzálně použitelný systém chlazení, ale v mnoha aplikacích by mohl přinést úspory jak provozní, tak i pořizovací.

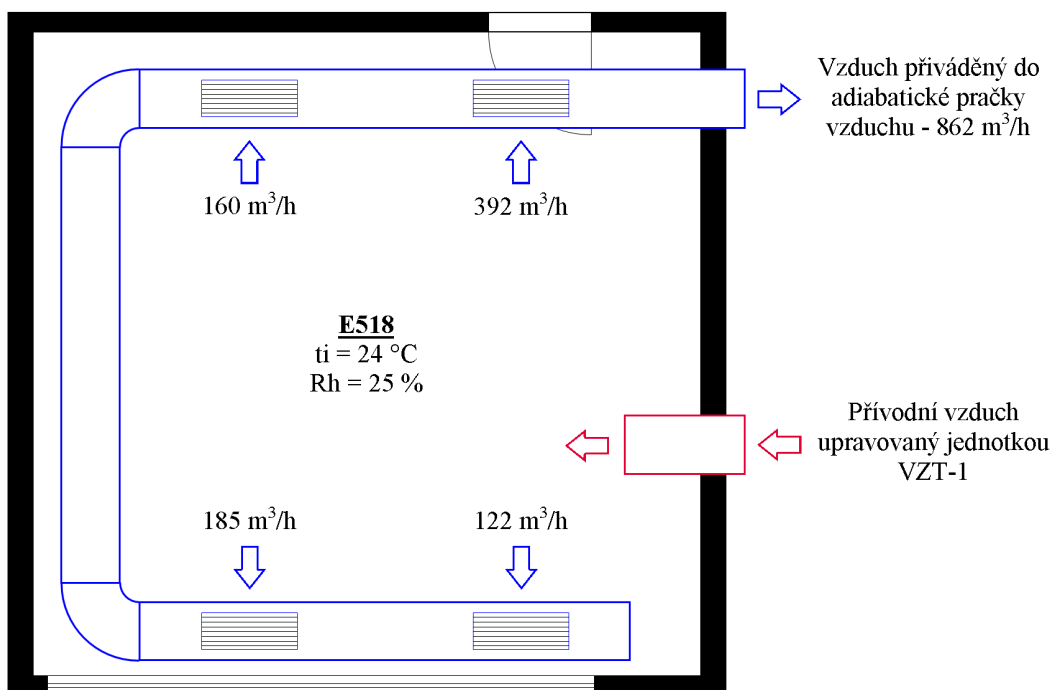
6.2. Optimalizace provozu adiabatické pračky vzduchu

Kapitola se zabývá hledáním ekonomického nastavení adiabatické pračky vzduchu. Práce navazuje na výzkum možností odvodu kondenzačního tepla zdroje chladu pomocí adiabaticky vlhčeného odpadního vzduchu podrobnosti, viz předchozí kapitola. Pro účely tohoto měření byla zkonstruována adiabatická pračka vzduchu. Ta byla při prvních měřeních provozována s maximálním dostupným tlakem přírodní vody 5 barů, při kterém dosahuje největší míry navlhčení vzduchu. Jelikož výzkum řeší zefektivnění výroby chladu je více než účelné zaměřit se i na efektivnost vlhčení vzduchu.

Je mnoho faktorů, které ovlivňují výslednou efektivitu vlhčení. My jsme se v první řadě zaměřili na vliv tlaku vody přiváděné do trysek pračky vzduchu. Cílem měření tedy bylo stanovit závislost průtoku vody tryskami a ochlazení vzduchu za pračkou na tlaku vody pro trysky a stanovit optimální tlakové nastavení vzhledem k úsporám na chladícím cyklu.

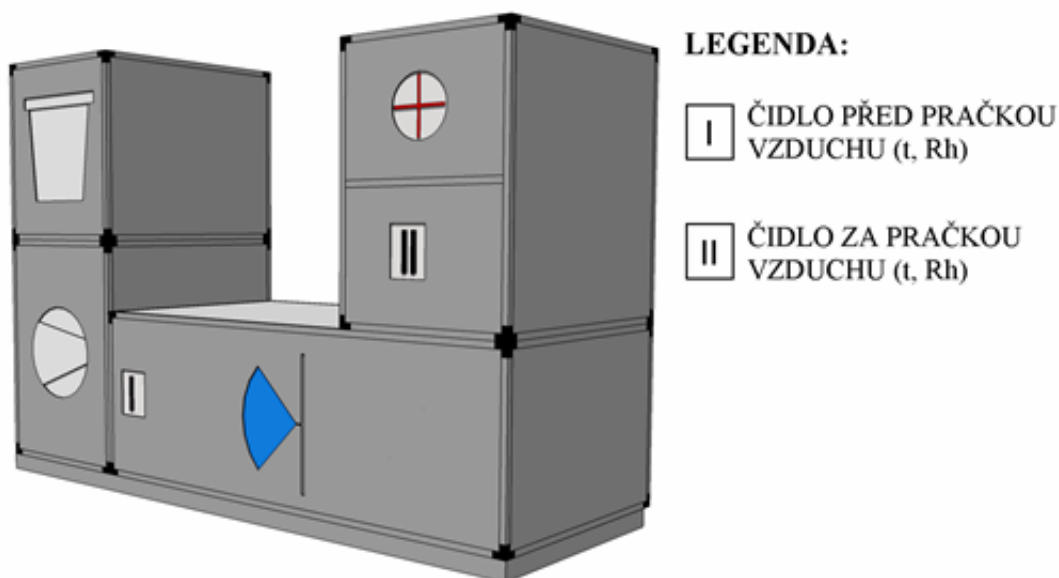
6.2.1. Měření

Měření bylo prováděno v laboratoři na ústavu Technických zařízení budov, Fakulty stavební VUT v Brně, kde je celé zařízení instalováno. Jelikož byly v exteriéru nízké teploty, bylo nutné upravovat přírodní vzduch na parametry přibližně odpovídající parametrům odpadního vzduchu letní klimatizované místnosti (zde jsme byli limitováni výkonem ohřívače). K tomu sloužila jednotka VZT-1, která externí vzduch ohřívala a přiváděla do laboratoře E518, odkud byl brán odpadní vzduch pro jednotku VZT-2, ve které je instalovaná adiabatická pračka vzduchu. Množství odpadního vzduchu bylo stanoveno měřením na odvodních výústkách, viz Obr. 46.



Obr. 46 – Stanovení průtoku vzduchu

Na straně adiabatické pračky vzduchu bylo prováděno teplotně vlhkostní měření. Čidla byla umístěna před a za pračkou. Dále byl sledován tlak a průtok vody přiváděné do trysek. Rozmístění čidel vidíme na Obr. 47.



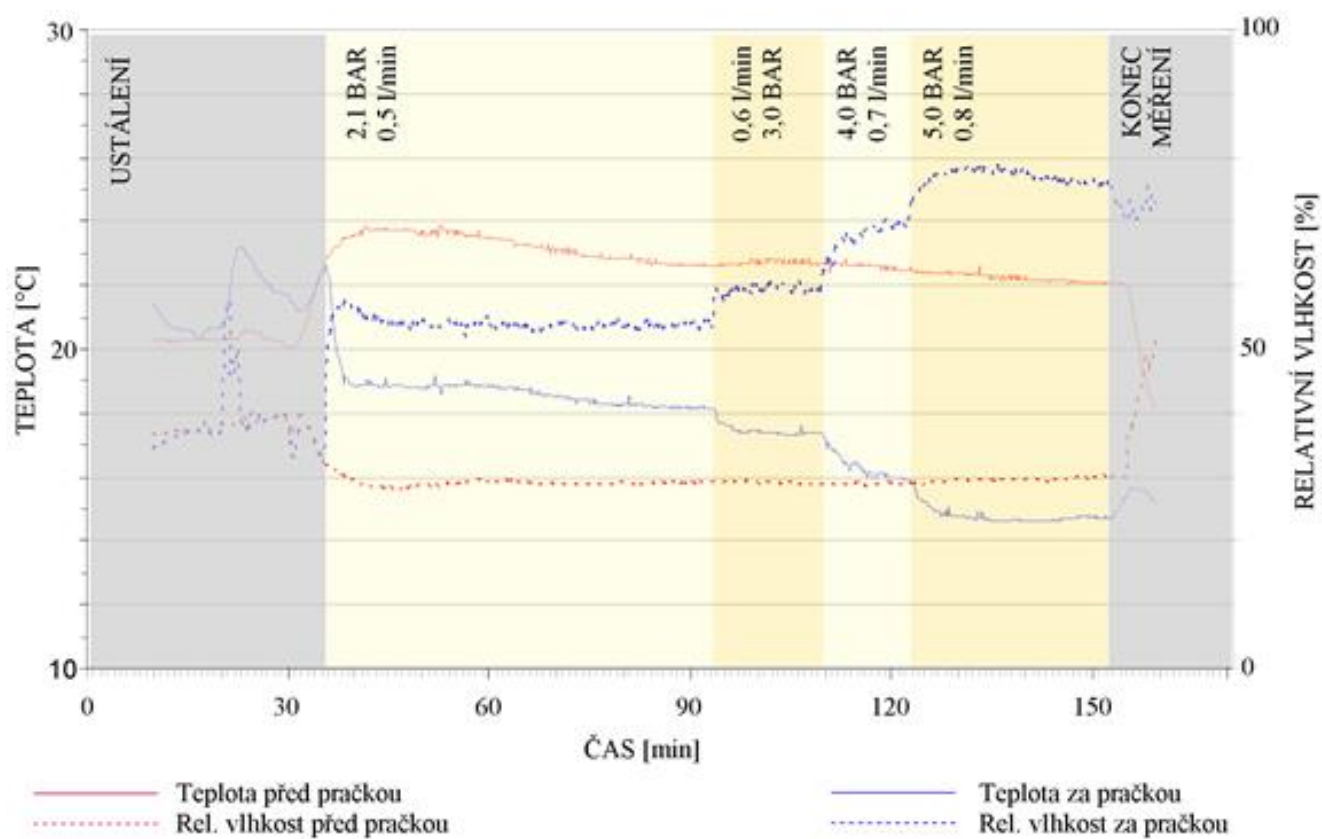
Obr. 47 – Rozmístění čidel na VZT-2

6.2.2. Výsledky měření

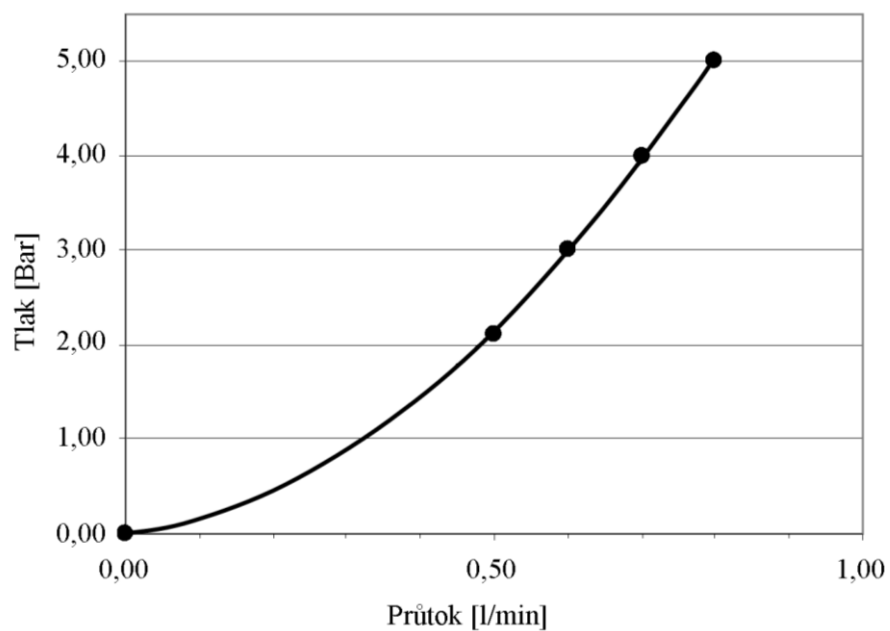
Měření začínalo při tlaku přírodní vody 2,12 bar, což je dispoziční tlak vodovodního řádu v laboratoři. Vždy po ustálení teplot za pračkou vzduchu byl tlak navýšen nejprve na 3 bary a pak postupně na 4 a 5 bar. Po celou dobu byla v kroku 10 s zaznamenávána teplota a relativní vlhkost před a za pračkou. Sledován byl i průtok vody tryskami odpovídající danému tlaku. Průběh měření viz obrázek 3. Z naměřených hodnot můžeme vynést závislost průtoku na tlaku – $p - V$ diagram na obrázku 4, závislost ochlazení vzduchu na tlaku – $\Delta T - p$ diagram viz obrázek 5 a také závislost účinnosti pračky vzduchu na tlaku – $\eta - p$ diagram viz Obr. 48.

Tabulka 14 – Naměřené a dopočtené hodnoty

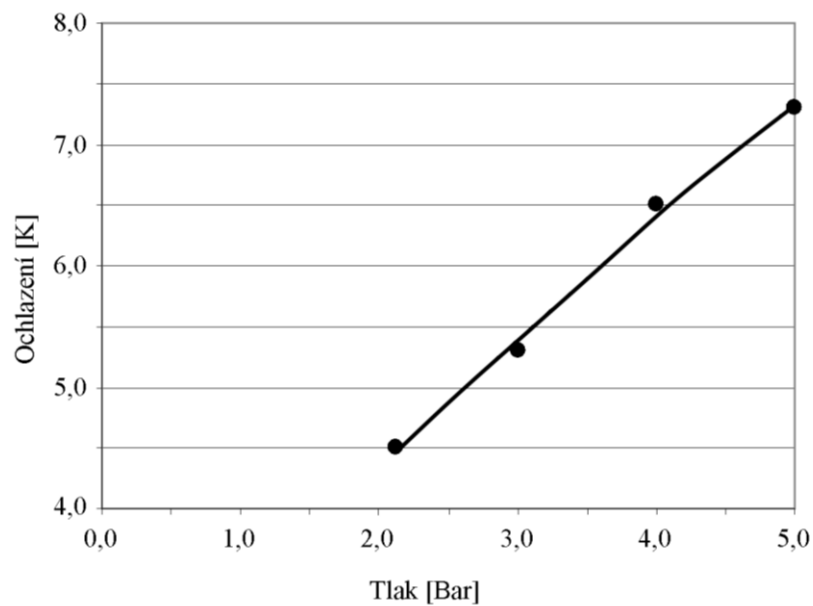
Tlak [bar]	Spotřeba [l/h]	ΔT [K]	$\Delta \varphi$ [%]	φ [%]	Δx [g/kg]	V_o [l/h]	η [%]
2,12	30	4,5	25,6	48	2,1	2,2	7,2
3,00	30	5,3	30,3	54	2,4	2,5	6,9
4,00	42	6,5	40,2	68	3,1	3,2	7,6
5,00	48	7,3	46,6	76	3,1	3,2	6,7



Obr. 48 – Záznam průběhu měření



Obr. 49 – p-V diagram



Obr. 50 – ΔT -p diagram

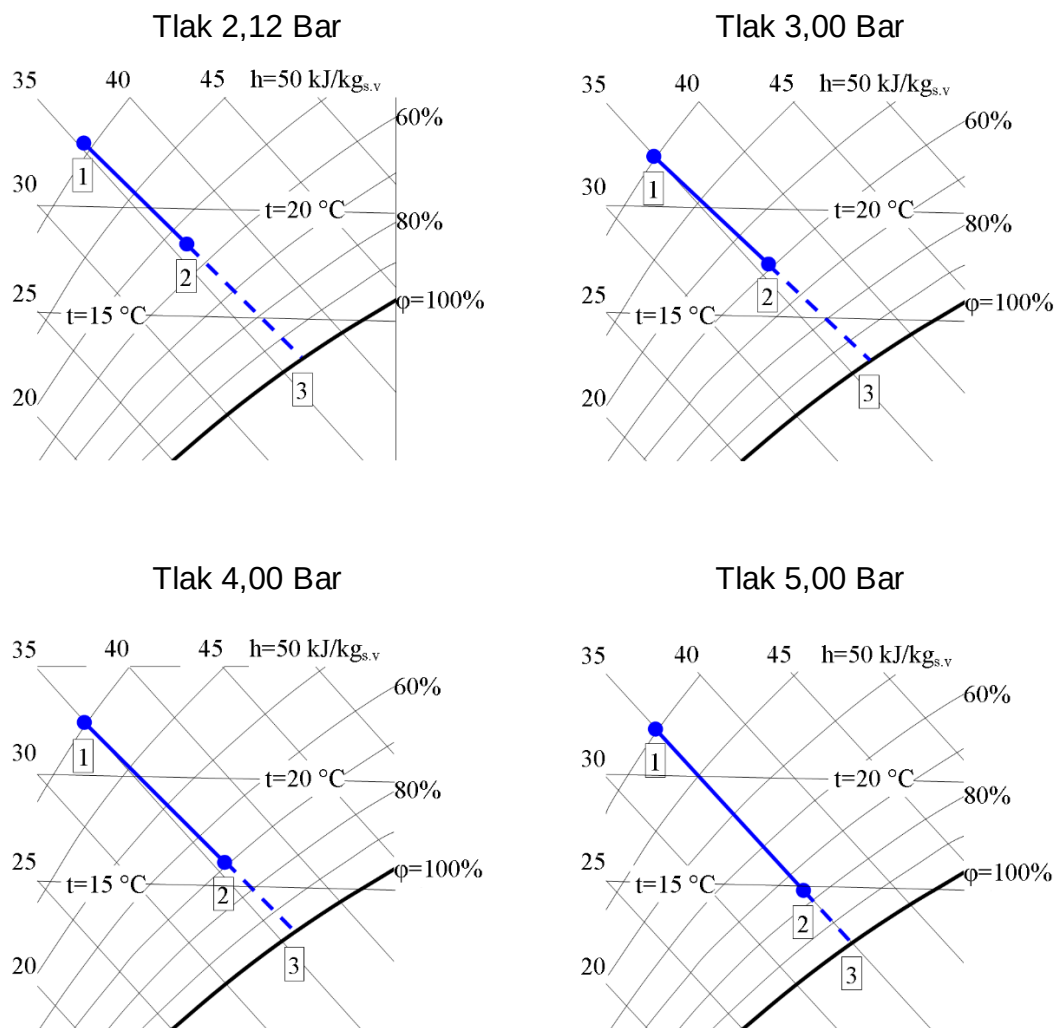
Tabulka 14 ukazuje dosažené ochlazení, relativní navlhčení a spotřebu vody při jednotlivých tlacích a dále hodnoty stanovené podle dosažených úprav vzduchu v závislosti na tlaku, vykreslených do $h - x$ diagramů na Obr. 51. Účinnost pračky je vypočtena dle vztahu (6-6), měrné navlhčení dle vztahu (6-7), množství odpařené vody dle vztahu (6-8) a procento odpařené vody je stanoveno ze vztahu (6-9)

$$\eta = \frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} \cdot 100 = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \cdot 100 [\%] \quad (6-6)$$

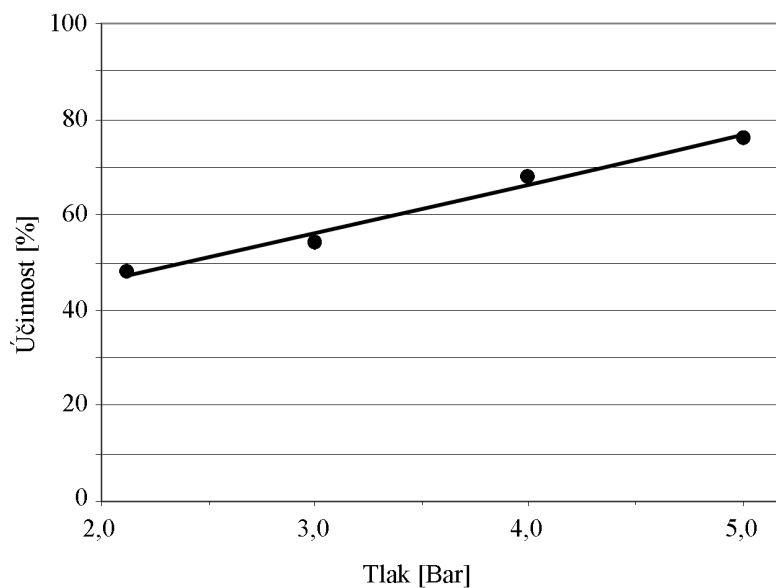
$$\Delta x = x_2 - x_1 [g / kg_{s.v.}] \quad (6-7)$$

$$V_o = \frac{\Delta x \cdot m_L}{1000} [kg / h] \quad (6-8)$$

$$o = \frac{V_o}{V_P} \cdot 100 [\%] \quad (6-9)$$



Obr. 51 – Vlhčení vzduchu vynesené v h - x diagramech pro jednotlivé tlaky



Obr. 52 – η - p diagram

6.2.3. Ekonomické hodnocení

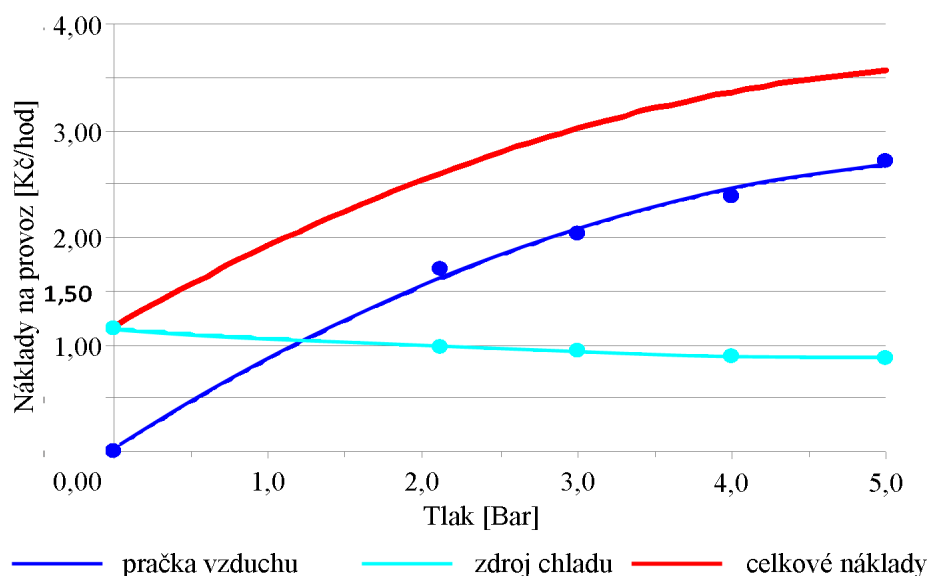
Abychom mohli pračku vzduchu ekonomicky hodnotit, musíme si zavést jisté předpoklady ohledně provozu zdroje chladu. Jak již bylo napsáno výše, průtok vzduchu během měření byl $V_L = 862 \text{ m}^3/\text{h}$. Budeme tedy předpokládat, že toto množství vzduchu potřebujeme chladit z teploty exteriéru $t_e = 32 \text{ °C}$ na teplotu přírodního vzduchu $t_p = 24 \text{ °C}$. Potřebujeme tedy cca 2 kW chladu. Hodnotit budeme, jak velkou úsporu na hodině provozu zdroje chladu přinesou jednotlivé stupně navlhčení v závislosti na tlaku na tryskách.

6.2.4. Provoz v laboratoři

Pračka vzduchu instalovaná v laboratoři pracuje v této fázi zkoumání v režimu bez cirkulace vody. To znamená, že neodpařená voda je bez dalšího využití odváděna. Takový provoz je samozřejmě vzhledem k dosahovanému procentu odpařené vody kolem 7 % neekonomický. Tabulka 15 uvádí vyčíslení nákladů na provoz zdroje chladu i pračky vzduchu a na Obr. 53 je jejich grafické znázornění.

Tabulka 15 – Náklady na provoz

Tlak	Spotřeba vody	Předpokládaná kondenzační teplota	Příkon kompresoru	Cena vody	Cena el. energie	Cena za provoz		
						pračky vzduchu	zdroje chladu	Σ
[bar]	[m ³ /h]	[°C]	[kW]	[Kč/m ³]	[Kč/kWh]	[Kč/hod]	[Kč/hod]	[Kč/hod]
0,000	0,000	40,000	0,412	56,6	2,8	0	1,15	1,15
2,120	0,030	35,500	0,347			1,698	0,97	2,67
3,000	0,036	34,700	0,335			2,0376	0,94	2,98
4,000	0,042	33,500	0,320			2,3772	0,90	3,27
5,000	0,048	32,700	0,308			2,7168	0,86	3,58



Obr. 53 – Náklady na provoz pračky

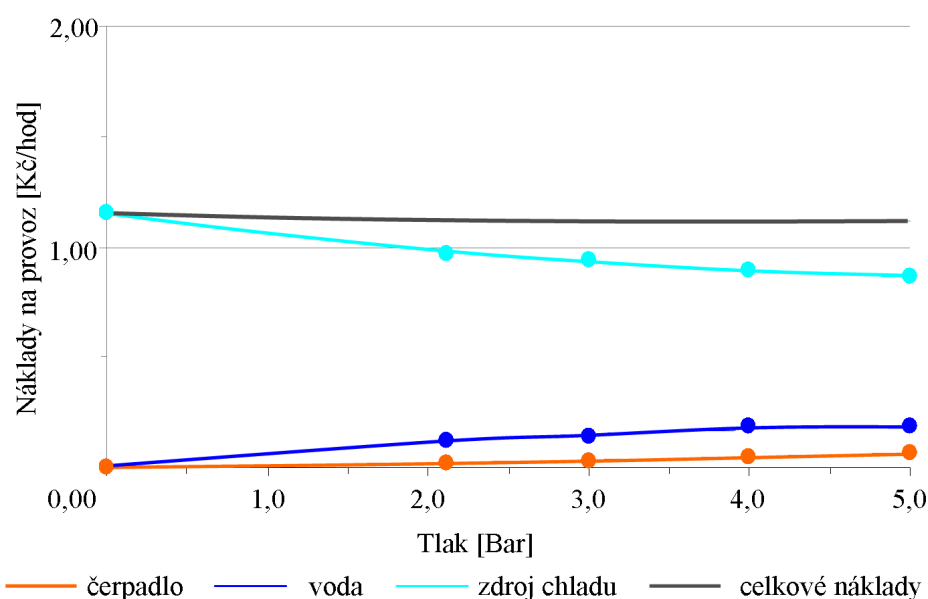
Vzhledem k tomu, že zařízení v laboratoři slouží k výzkumným účelům, jsou pro nás důležité hodnoty navlhčení a ochlazení vzduchu. Naproti tomu v případném praktickém využití zařízení je situace zcela opačná a na prvním místě je právě hledisko ekonomické. I když je možné zařízení v tomto zapojení provozovat bez čerpadla a pračka vzduchu si vystačí s tlakem vodovodního řádu, cena znehodnoceného množství vody převyšuje náklady na výrobu chladu. S rostoucím tlakem vody se zvyšovala nevýhodnost tohoto řešení. Je tedy jasné, že daný typ pračky vzduchu nelze provozovat bez cirkulace. V následujícím textu se tedy podíváme, jak by vypadal provoz s cirkulací.

6.2.5. Provoz s cirkulací

Jedná se o zapojení kdy je neodpařená voda odváděna zpět do nádrže, odkud je voda nasávána čerpadlem a zvyšuje se její tlak. Tabulka 18 opět uvádí vyčíslené náklady, ale k nákladům na provoz zdroje chladu a nákladům na vodu ještě přibývá jedna položka a to náklady na čerpání a zvyšování tlaku vody. Na Obr. 54 vidíme grafické znázornění.

Tabulka 16 – Náklady na provoz s cirkulací

Tlak	Spotřeba vody	Předpokládaná kondenzační teplota	Příkon kompresoru	Cena vody	Cena el. energie	Cena za provoz		
						pračky vzduchu	zdroje chladu	Σ
[bar]	[m ³ /h]	[°C]	[kW]	[Kč/m ³]	[Kč/kWh]	[Kč/hod]	[Kč/hod]	[Kč/hod]
0,000	0,000	40,000	0,412	56,6	2,8	0	1,15	1,15
2,120	0,030	35,500	0,347			1,698	0,97	2,67
3,000	0,036	34,700	0,335			2,0376	0,94	2,98
4,000	0,042	33,500	0,320			2,3772	0,90	3,27
5,000	0,048	32,700	0,308			2,7168	0,86	3,58



Obr. 54 – Náklady na provoz pračky s cirkulací

Jak je vidět z Obr. 54 vlhčení vzduchu nám již neznevýhodňuje výrobu chladu, nicméně ani nepřináší výraznější zvýhodnění. Náklady na spotřebovanou vodu a na její čerpání téměř vyrovnají úsporu na příkonu kompresoru. Je jasné, že ani tento systém nám výrazné finanční prostředky neušetří. Vlhčení tedy nemá ekonomické opodstatnění. Jediné jak dosáhnout dalšího snížení nákladů na provoz pračky vzduchu je na straně vody. Způsobem jak odbourat náklady na spotřebovanou vodu je využití dešťové vody, viz následující kapitola.

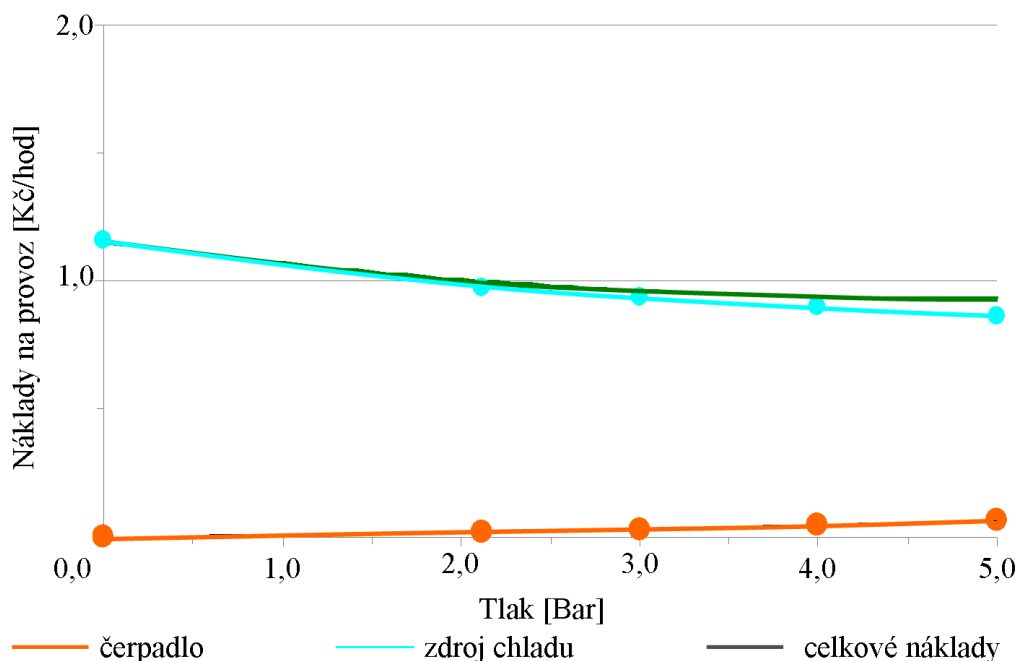
6.2.6. Provoz s cirkulací a využitím dešťové vody

Děšť je zdrojem bezplatné vody, jediné co musíme pro její využití udělat je jímát ji v nádržích dimenzovaných pro akumulaci dostatečného množství vody po dobu mezi srážkami a zabránit jejímu biologickému znehodnocení. K využití takto jímané vody pro adiabatické vlhčení odpadního vzduchu nám plně dostačuje výše uvedený systém s nízkotlakým čerpadlem. Neodpařená voda je z komory adiabatického vlhčení odváděna zpět do nádrže. Vyčíslení této varianty je shodné s předchozí, jen odpadají náklady na spotřebovanou vodu, viz Tabulka 17. Grafické znázornění viz Obr. 55.

Tabulka 17 – Náklady na provoz s cirkulací a využitím dešťové vody

Tlak	Spotřeba vody	Předpokládaná kondenzační teplota	Příkon kompresoru	Cena vody	Cena el. energie	Cena za provoz			
						pračky vzduchu voda	pračky vzduchu čerpadlo	zdroje chladu	Σ
[Bar]	[m ³ /h]	[°C]	[kW]	[Kč/m ³]	[Kč/kWh]	[Kč/hod]	[Kč/hod]	[Kč/hod]	[Kč/hod]
0,00	0,000	40,00	0,412	0	2,8	0,00	0,00	1,15	1,15
2,12	0,030	35,50	0,347			0,00	0,02	0,97	0,99
3,00	0,036	34,70	0,335			0,00	0,03	0,94	0,97
4,00	0,042	33,50	0,320			0,00	0,04	0,90	0,94
5,00	0,048	32,70	0,308			0,00	0,07	0,86	0,93

Jak se dalo očekávat, odbourání nákladů na spotřebovanou vodu mělo pozitivní efekt, došlo k výraznějšímu snížení nákladů na provoz zdroje chladu. Z Obr. 57 vidíme, že se vyplatí provoz pračky vzduchu při maximálním tlaku.



Obr. 55 – Náklady na provoz pračky s cirkulací a využitím dešťové vody

6.2.7. Závěr

Z experimentálně stanovených hodnot byly vypočítány provozní náklady pro tři různá zapojení adiabatické pračky vzduchu. První odpovídá zapojení pračky vzduchu v laboratoři a druhé je doplněno o možnost cirkulace vody. Ani jedno však nelze doporučit jako ekonomicky výhodné. První řešení bez cirkulace dokonce navyšuje náklady na výrobu chladu, proto je využitelné jen pro některé aplikace. Druhé řešení sice přináší malou úsporu na výrobě chladu, nicméně při její výši je nereálná návratnost pořizovacích nákladů. Jako perspektivní se jeví třetí varianta s využitím dešťové vody. U této varianta je již úspora vlhčením znatelnější. Nespornou výhodou použité konstrukce pračky je použití nízkotlakého systému rozprašování vody, díky kterému podstatně klesají pořizovací náklady na čerpadlo, trysky a také rozvody vody k tryskám. Právě pořizovací cena a z ní vyplývající doba návratnosti investice bude klíčovým hlediskem pro využití systému v praxi.

Je důležité podotknout, že zkoumán byl pouze vliv tlaku na účinnost vlhčení. Ten ale rozhodně není jediným faktorem, který o výsledné účinnosti pračky rozhoduje. Neméně podstatný vliv bude mít i rozmístění a počet trysek, nebo závislost na teplotě a velikosti průtoku vzduchu pračkou. Výše popsané měření se tedy zabývá jen jedním z řady faktorů.

Měření si kladlo za cíl určit méně či více perspektivní cesty kam směřovat další výzkum. Následujícími kroky bude zjištění výše uvedených závislostí a v neposlední řadě návrh eliminátoru kapek, který kromě eliminace kapek vody umožní další odpar stékající vody z plochy eliminátoru. Tím se zvýší účinnost vlhčení, což bude velmi přínosné hlavně u varianty s využitím dešťové vody.

6.3. Využití solárního absorbéru v podmínkách ČR

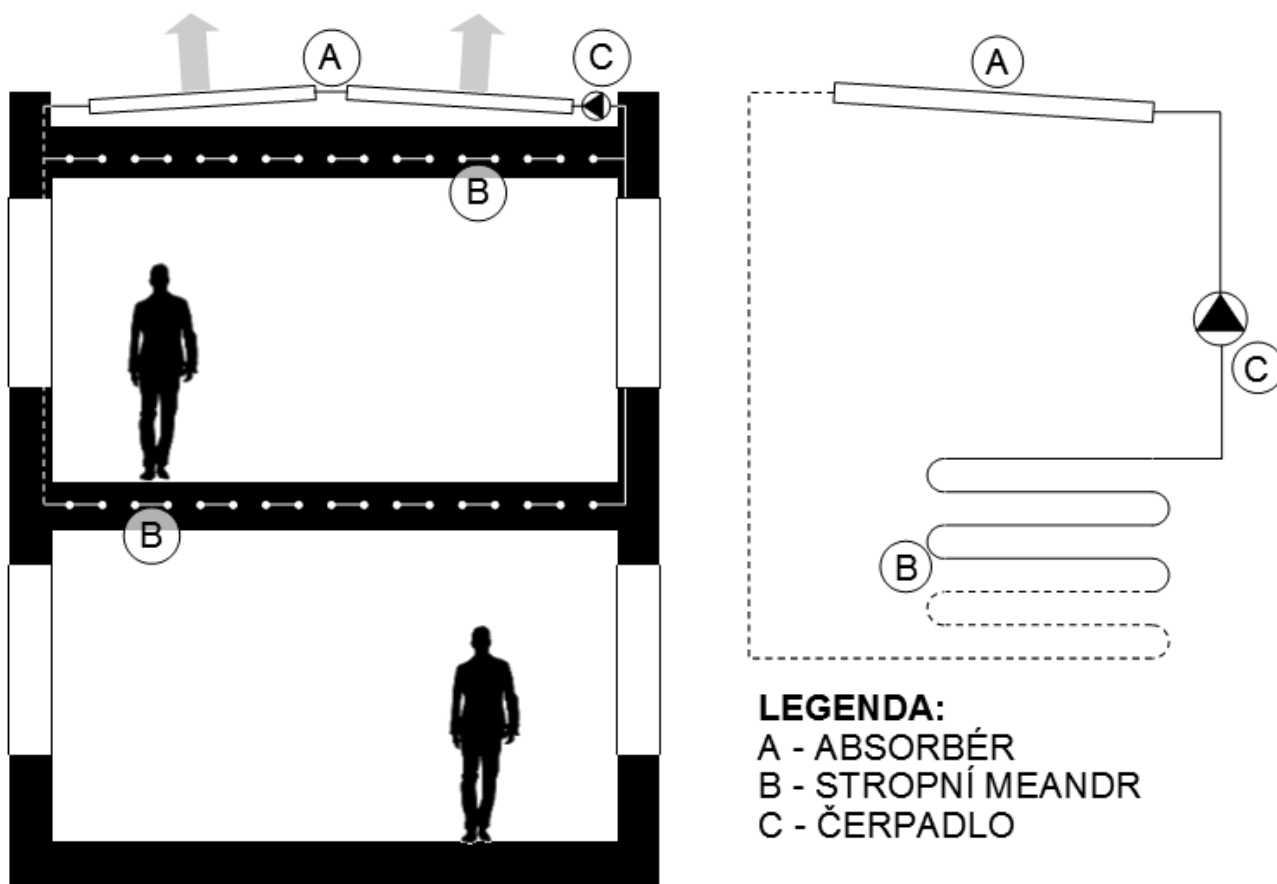
Pro podrobnější zkoumání v rámci této disertační práce byl zvolen systém odvodu tepelné zátěže sáláním proti noční obloze pomocí nezakrytého lehkého absorbéru. Tento systém byl zvolen na základě rešeršní činnosti shrnuté v kapitole 3 zejména proto, že:

- dosahuje zajímavých výkonových výsledků
- je lehce aplikovatelný na moderní stavby, aniž by příliš omezoval jejich vzhled a konstrukci
- v ČR není na rozdíl od jiných způsobů nočního chlazení dosud používán
- nejsou dostupné výkonové parametry pro klimatické podmínky ČR

6.3.1. Princip systému se solárním absorbérem

Systém se solárními absorbéry využívá k transportu tepelné energie nahromaděné v budově během denního provozu vodní okruh. Na jedné straně voda jako teponosné médium odebírá teplo ze stavby a na druhé straně ho odevzdává absorbérům. Tyto absorbéry pak předané teplo vyzařují proti noční obloze. Vzhledem k tomu, že jsou absorbéry během noci v podstatě vysokoteplotním zdrojem chladu. Přímo se nabízí využít k odvodu tepelné zátěže z budovy tepelně aktivované masivní konstrukce. Jsou to právě masivní stavební konstrukce, které díky vlastní vysoké akumulační schopnosti absorbují nemalou část denní tepelné zátěže. V praxi jsou nejrozšířenější systémy aktivace betonového jádra instalované do železobetonových stropních konstrukcí. Tento systém nachází uplatnění převážně u větších staveb občanského vybavení. V menší míře je pak aplikován u bytové výstavby. V poslední době se s rozvojem pasivních staveb objevují i systémy s aktivovanou základovou deskou. U těchto staveb je často využíváno založení stavby na granulovaném pěnoscle a základová deska se tak dostává nad tepelnou izolaci a je v přímém kontaktu s interiérem.

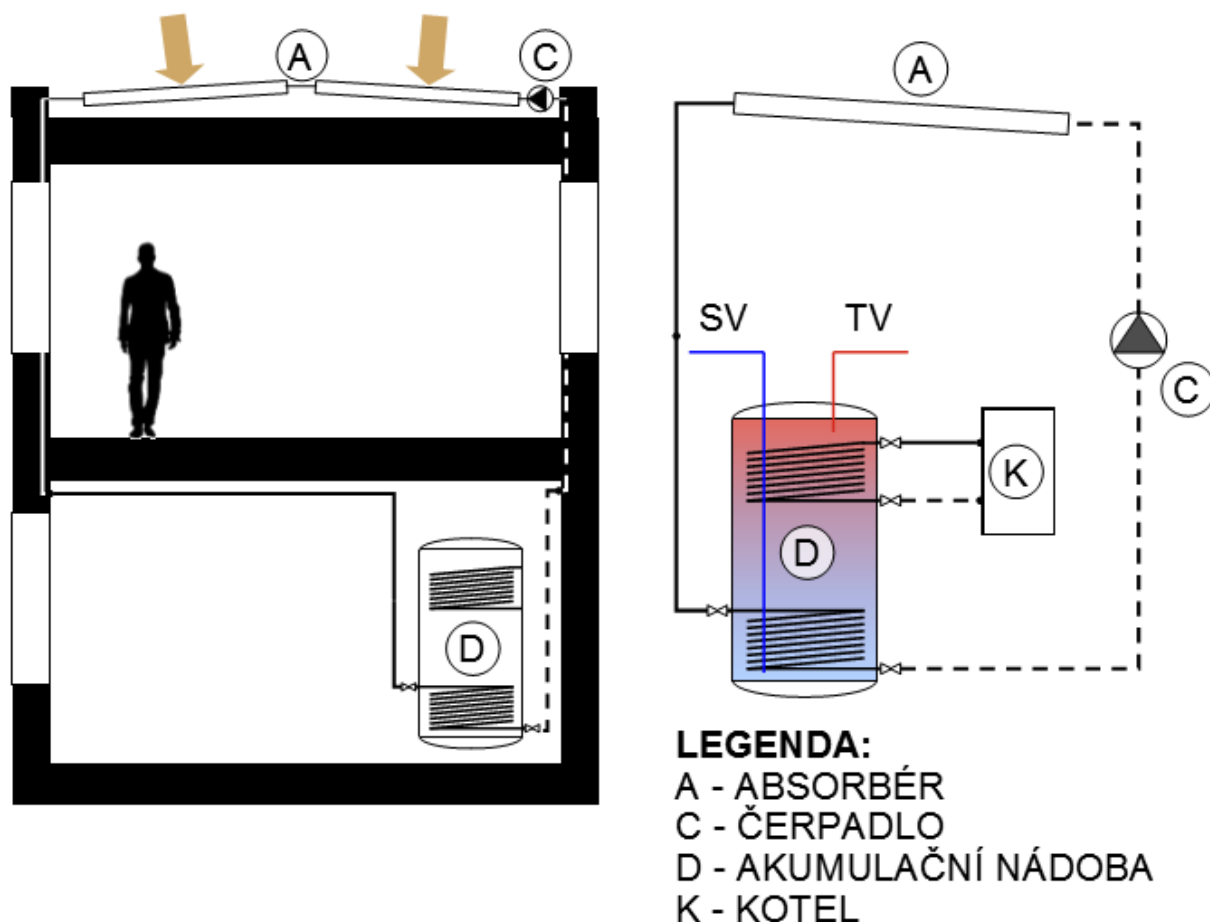
Pro účely dalšího zkoumání potenciálu střešních absorbérů byl zvolen systém s aktivací betonového jádra stropních konstrukcí. Schéma zapojení systému je na Obr. 56, na střeše objektu je umístěna sestava absorbérů orientovaných vzhůru, tak aby mohly bez překážky vyzařovat proti noční obloze. Tyto absorbéry jsou potom potrubím propojeny se systémem aktivace betonového jádra umístěným ve stropní konstrukci. Jako teponosné médium slouží voda a oběh vody v celém systému zajišťuje oběhové čerpadlo. Chlad získaný během noci pomocí střešních absorbérů je ukládán do akumulační hmoty stropních konstrukcí. Tyto konstrukce pak během dne absorbují tepelné zisky. Množství tepla, které jsou tyto konstrukce schopny pojmout, závisí na míře podchlazení konstrukce během předešlé noci.



Obr. 56 – Schéma využití střešních absorbérů – noční provoz

6.3.2. Využití během denních hodin

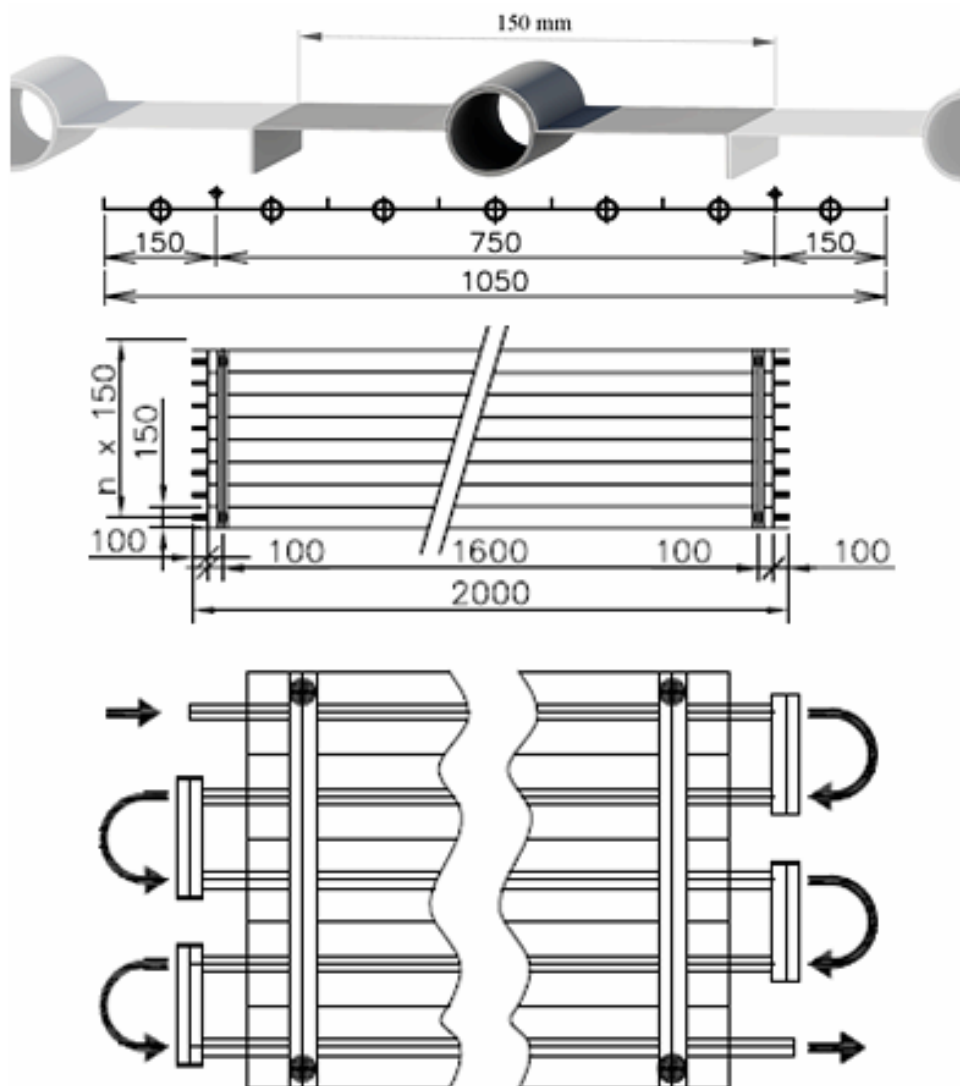
Protože primárním cílem absorbérů je odvod tepla během nočních hodin, není zařízení optimalizováno pro získávání tepelné energie. Oproti solárním kolektorům není bráněno ztrátám tepla konvekcí, které jsou během nočního provozu zařízení žádoucí. Systém tedy nemůže konkurovat moderním solárním kolektorům a ani si to neklade za cíl. Přesto se v době vysokých solárních zisků mohou absorbéry stát nezanedbatelným bivalentním zdrojem tepla např. pro ohřev teplé vody, viz Obr. 57. Konkrétní zapojení je závislé na velikosti odběru teplé vody a rozložení odběru během denního provozu. Vzhledem k velikým tepelným ztrátám neizolovaných absorbérů je žádoucí, aby do absorbérů proudila co nejchladnější voda. U aplikací s vysokým odběrem vody, jako například stravovací provozy by bylo možné zapojit střešní absorbéry na výměník, který by sloužil jako předehřev teplé vody. Nebo použít dvě nádrže jednu určenou pro předehřev pomocí střešních absorbérů a druhou určenou na dohřev vody.



Obr. 57 – Schéma využití střešních absorbérů – denní provoz

6.3.3. Konstrukce střešního absorbérů

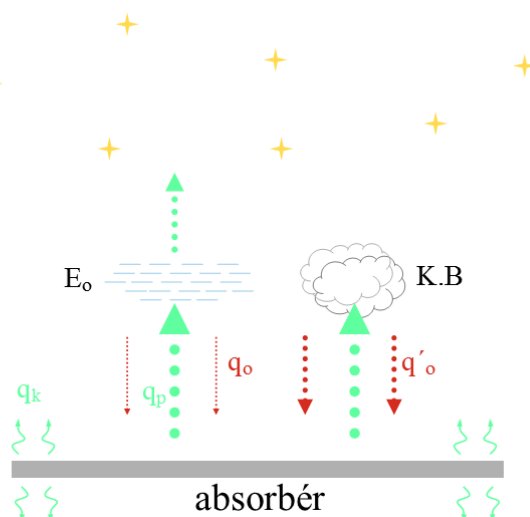
Absorbér je složen z jednotlivých panelů, jeho geometrie je patrná na Obr. 58. Tyto panely se skládají z ocelové trubky a profilovaného hliníkového plechu. Konstrukčně se jedná o téměř stejné panely, které se používají i pro sálavé topné systémy. Jednotlivé panely pak mohou být vzájemně propojovány buď sériově, nebo paralelně. Pravděpodobně nejvýhodnějším zapojením bude kombinace obou zmíněných, tedy paralelní zapojení více polí, která budou tvořena sériově zapojenými lamelami. Takové zapojení umožní optimalizovat systém z hlediska tlakových ztrát. Právě tlakové ztráty a jimi daná potřebná čerpací práce bude mít rozhodující vliv na celkovou účinnost systému. Počítá se s natřením vrchní části absorbérů tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší emisivity povrchu (výpočet uvažuje emisivitu $E_p = 0,95$).



Obr. 58 – Geometrie střešního absorbéru

6.3.4. Předběžná energetická bilance absorbéru

Na základě fyzikálních zákonů uvedených v kapitole 2, můžeme stanovit energetickou bilanci sálavého panelu, vystaveného noční obloze. Jednotlivé energetické toky jsou graficky znázorněny na Obr. 59. Tepelný tok reprezentující vyzářenou energii proti noční obloze byl stanoven na základě Stefan-Boltzmannova zákona. Uvedené výpočty simulují stav za bezmračné oblohy, kdy je odvod tepla z absorbéru sáláním největší. Dle vztahu (2-19) bylo stanoveno vyzářené teplo povrchem absorbéru, dle vzorce (2-20) byla spočtena emisivita oblohy, která je závislá na vzdušné vlhkosti (ve výpočtu reprezentované parciálním tlakem vodní páry). Dále byl dle vztahu (2-21) stanoven tepelný tok sáláním bezmračné oblohy. Na základě výše uvedených vztahů byl stanoven čistý tepelný tok vyzářený absorbérem dle rovnice (2-22).



BILANCE ABSORBÉRU

Legenda

~ - konvekce

• - sálání absorbéru

••• - atmosférické záření

E_p - emisivita absorbéru

E_o - emisivita oblohy

K.B - vliv oblačnosti

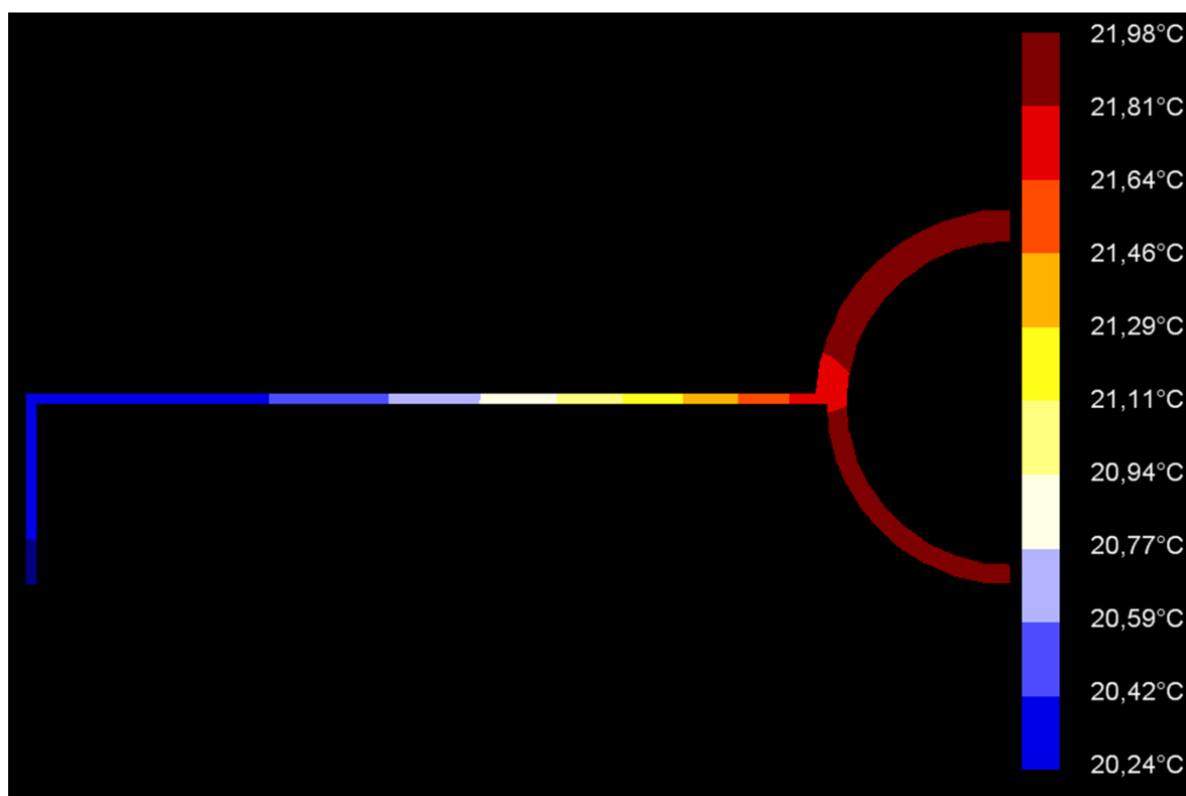
Obr. 59 – Energetická bilance absorbéru - noc

6.3.5. Stanovení povrchové teploty absorbéru

Pro prvotní posouzení potenciálu absorbéru byly provedeny pouze stacionární simulace a pomocí nich stanovena povrchová teplota absorbéru. V simulaci bylo uvažováno střední teplotou vody, která cirkuluje mezi vnitřními konstrukcemi budovy a střešním absorbérem 22 °C. Průměrná povrchová teplota absorbéru t_p byla vypočtená softwarem CalA pro dané okrajové podmínky. Skrze tuto teplotu je pak svázán vyzářený tepelný tok absorbéru – viz vztah (2-19). Tato povrchová teplota musela být stanovena iterativně, až byly splněny všechny podmínky tepelné rovnováhy.

6.3.6. Výsledky předběžné analýzy

Na základě výše uvedených postupů a vztahů, byla provedena simulace softwarem CalA, jejímž výsledkem bylo rozložení teplot v řezu panelem, viz Obr. 60. Při teplotě protékajícího média 22 °C činí průměrná povrchová teplota absorbéru 21,08 °C a teoreticky je možné za ideálních podmínek absorbérem odvést cca 138 W/m², což je v reálných podmínkách nedosažitelné.



Obr. 60 – Rozložení teplot v řezu absorbérem

6.3.7. Vyhodnocení předběžné analýzy

Uvedené výsledky ovšem reprezentují jen jeden provozní stav v ideálních podmínkách bezmračné oblohy. Jak již bylo popsáno, oblačnost a vysoká vlhkost vzduchu budou do značné míry ovlivňovat výkon absorberu. Pro hodnocení použitelnosti tohoto řešení v klimatických podmínkách ČR je tedy potřeba provést podrobnější simulace, využívající podrobnějších klimatických dat a uvažující vliv oblačnosti. Výše uvedené výpočty také uvažují jen s vedením tepla v řezu v místě s nejvyšší teplotou teplotnosného média, pro podrobnější rozbor je potřeba uvažovat s postupným chladnutím média po délce absorberu a tím i k poklesu odváděného tepla celým systémem absorberů. Zde bude záležet na vhodném vzájemném zapojení jednotlivých panelů (paralelní × sériové). Nicméně i zde dosažené výsledky naznačují, že by se mohlo jednat o efektivní podpůrnou chladicí techniku a má smysl se nadále této problematice věnovat. Dalším krokem při řešení tohoto problému je tedy důkladnější analýza a porovnání „konkurence schopnosti“ této metody.

6.4. Podrobná energetická bilance systému střešních absorberů

Pro účely analýzy a porovnání jednotlivých metod chlazení je nutné vytvořit matematické modely jednotlivých systémů a referenční budovy. K tomu je simulacních nástrojů, jako jsou ANSYS Fluent a TRNSYS. Ty umožní simulovat chování absorberu v nestacionárních podmínkách a v interakci s modelem budovy. Na základě energetické bilance celého systému bude možné stanovit předpokládané provozní náklady a tím i dosažitelné úspory.

6.4.1. CFD simulace

V první řadě bylo potřeba matematicky popsat uvažovaný typ absorbéru s geometrií, viz Obr. 58. Za tímto účelem byla na 2D modelu absorbéru provedena řada simulací pomocí softwaru Ansys Fluent podrobněji v [A7]. Do těchto simulací vstupovaly materiálové charakteristiky a okrajové podmínky jako například rychlost větru, teplota střechy pod absorbérem, efektivní teplota oblohy, teplota a průtok teplonosného média atd. Z výsledků provedených simulací byly aproximovány vztahy pro sdílení tepla konvekcí (6-10) a radiací (6-11).

$$q_{con} = 4.97783899 \cdot (t_m - t_e)^{1.234143578} \cdot w^{0.235206619} [W \cdot m^{-2}] \quad (6-10)$$

kde t_m teplota teplonosného média [°C]

t_e teplota venkovního vzduchu [°C]

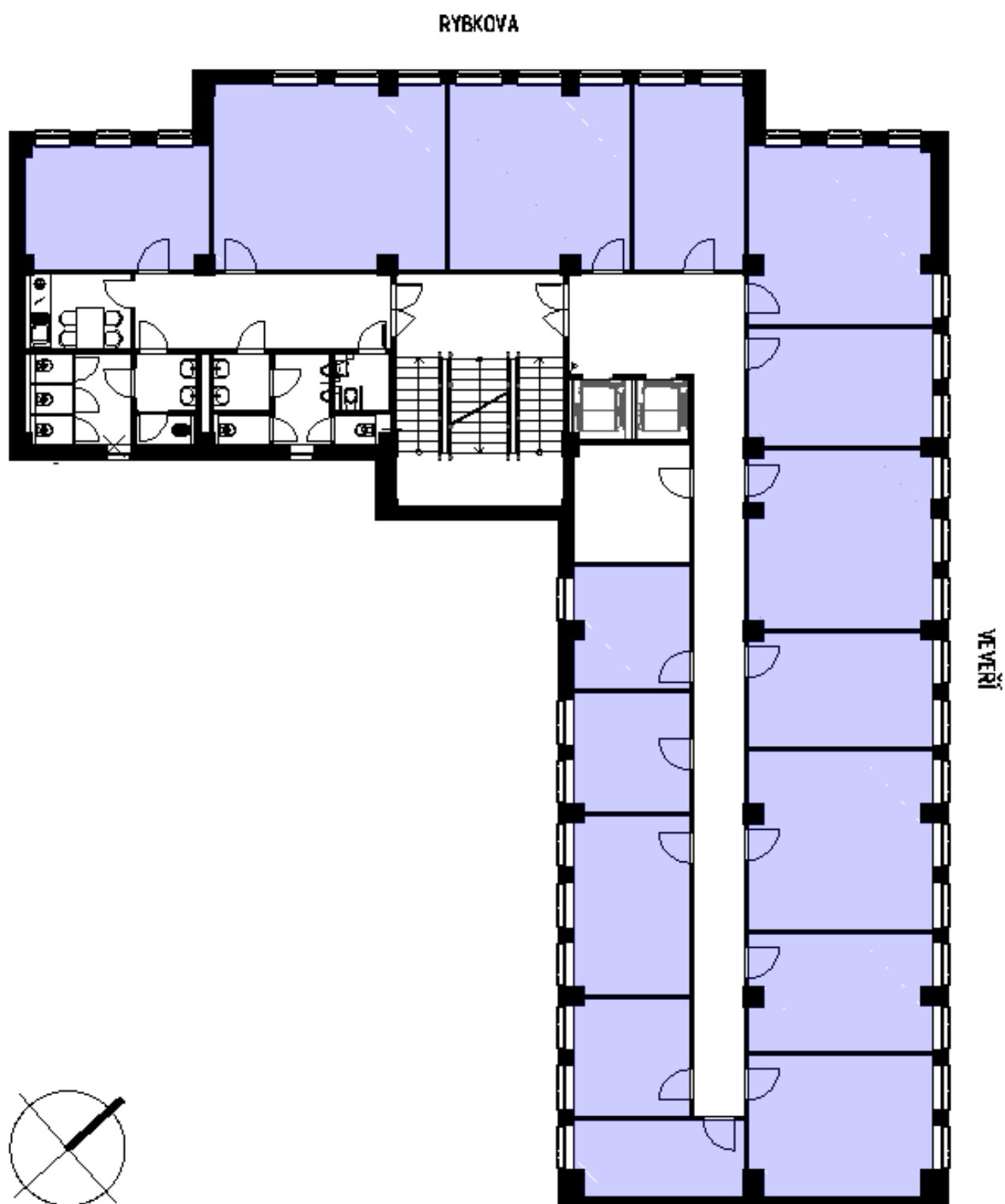
$$q_{rad} = 0.993199231 \cdot (t_m - t_{sky})^{0.932828015} [W \cdot m^{-2}] \quad (6-11)$$

kde t_m teplota teplonosného média [°C]

t_{sky} teplota oblohy [°C]

6.4.2. Energetické simulace

Aby bylo možné stanovit přínos modelovaného absorbéru, při provozu v dynamicky se měnících podmínkách. Bylo využito modulárního simulačního programu TRNSYS (TRaNsient Systém Simulation program), který je vhodný pro analýzu energetických systémů budov a jejich chování. Jako vzor pro model budovy byla vybrána jedna ze stávajících budov areálu VUT v Brně. Jedná se o starší, v současné době zrekonstruovanou osmi patrovou budovu s plochou střechou půdorys typického podlaží viz Obr. 61. Jedná se o rohový dům v řadové zástavbě, převážná část oken je orientovaná do přilehlých ulic. Větrání je zde zajištěno přirozeně otvíravými okny, v budově není instalován žádný centrální systém větrání ani chlazení.

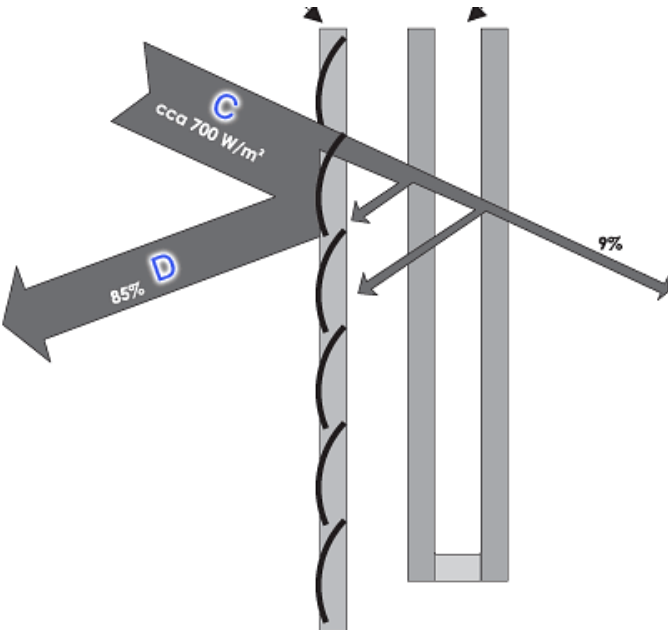


Obr. 61 – Typické podlaží referenční budovy – administrativní podlaží

Vnější vlivy na stavbu

K eliminaci tepelných zátěží z venkovního prostředí jsou okna osazena venkovními žaluziemi. Konstrukčně se jedná o železobetonový skelet, který je vyzdívaný plynosilikátovými tvárnicemi. Parametry konstrukcí uvažovaných při tvorbě modelu viz Tabulka 18.

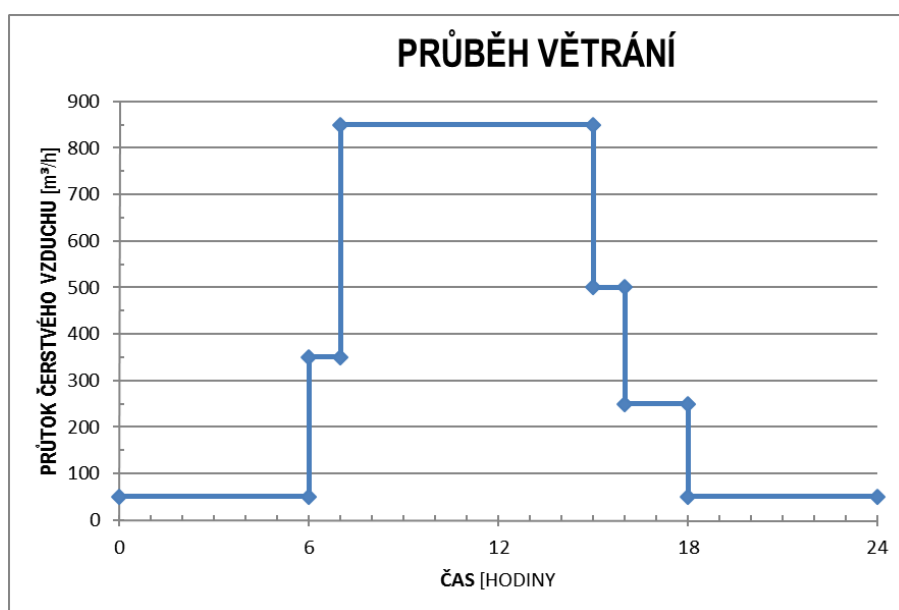
Tabulka 18 – konstrukce referenční budovy

Obvodová stěna	• ŽB sloupy • Vyzdívká z plynosilikátu - 300 mm • Tepelná izolace EPS - 120 mm
Stropy	• Vinyl • Anhydrit - 40 mm • Kročejová izolace - 50 mm • ŽB deska - 300 mm
Okna	• Saint Gobain CLIMATOP FUTUR AR 4/16/4/16/4 (WinID 13005) • $U_g = 0,59 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ • $g = 0,402 \text{ \%}/100$ • Podíl rámu 0,15 $\text{\%/}100$ • $U_f = 8,17 \text{ kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{k})$ • Stínění vnější žaluzie stínící faktor = 0,85 $\text{\%/}100$ 
Konstrukční výška	$k_v = 3300 \text{ mm}$

Pro účely simulace byla zvolena jedna zóna s předpokládaným využitím pro velkoplošnou kancelář umístěnou v typickém podlaží, které vyčnívá nad okolní zástavbu. Multizónový model budovy byl vytvořen pomocí modulu TRNBuild, který umožňuje vytvoření matematického modelu stavby. Byly zde definovány parametry jednotlivých, skladeb konstrukcí a oken ohraničujících řešenou zónu viz Tabulka 19.

Parametry vnějšího prostředí jsou dány souborem klimatických dat Meteonorm pro Brno a reprezentují typický meteorologický rok.

Jak bylo popsáno výše, počítá se s budovou bez centrálního systému větrání a kanceláře jsou tedy větrány přirozeně otvíravými okny. Pro zjednodušení byl přijat předpoklad, že je zajištěna minimální dávka čerstvého vzduchu na zaměstnance, která činí 50 m³/h/os. Intenzita větrání je pak v čase rozdělena podle Obr. 62. Mimo pracovní dobu je uvažováno s infiltrací vzduchu pouze netěsnostmi stavby.



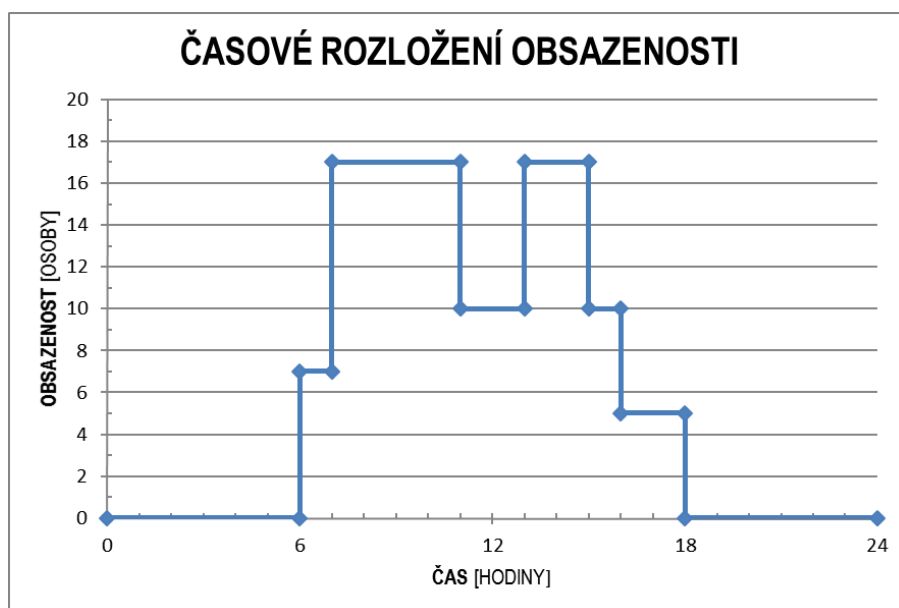
Obr. 62 - Průběh větrání čerstvým vzduchem

Vnitřní vlivy na stavbu

V řešené zóny byly uvažované vnitřní tepelné zisky, odpovídající administrativním budovám. Tyto zisky byly nerovnoměrně rozprostřeny během pracovní doby, tak aby co nejlépe vystihovaly reálný provoz daného prostoru. Výše tepelných zisků a množství větracího vzduchu odpovídá obvyklým projekčním zvyklostem a vyhovují platným normám a legislativním požadavkům. Typická pracovní doba kanceláří byla uvažována od 06:00 do 18:00.

Tepelné zisky od osob

Počet osob v uvažované kanceláři byl stanoven podle typické obsazenosti cca 8 m²/os, z toho vychází obsazenost v uvažovaném prostoru 17 osob. Simulace počítá s postupným příchodem a odchodem zaměstnanců během pracovní doby, uvažované rozložení obsazenosti osobami je zobrazeno na Obr. 63.



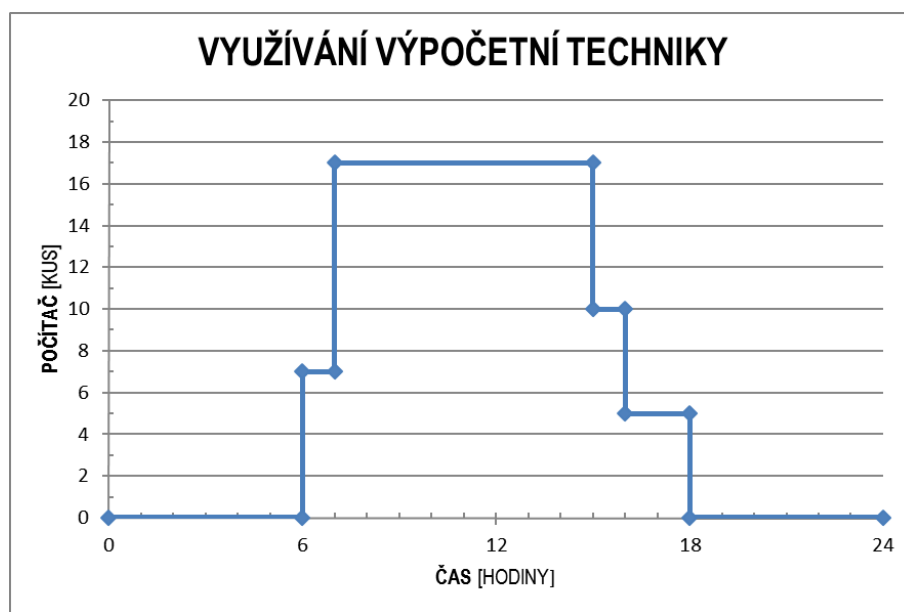
Obr. 63 – Časové rozložení obsazenosti během pracovní doby

Tepelné zisky od výpočetní techniky

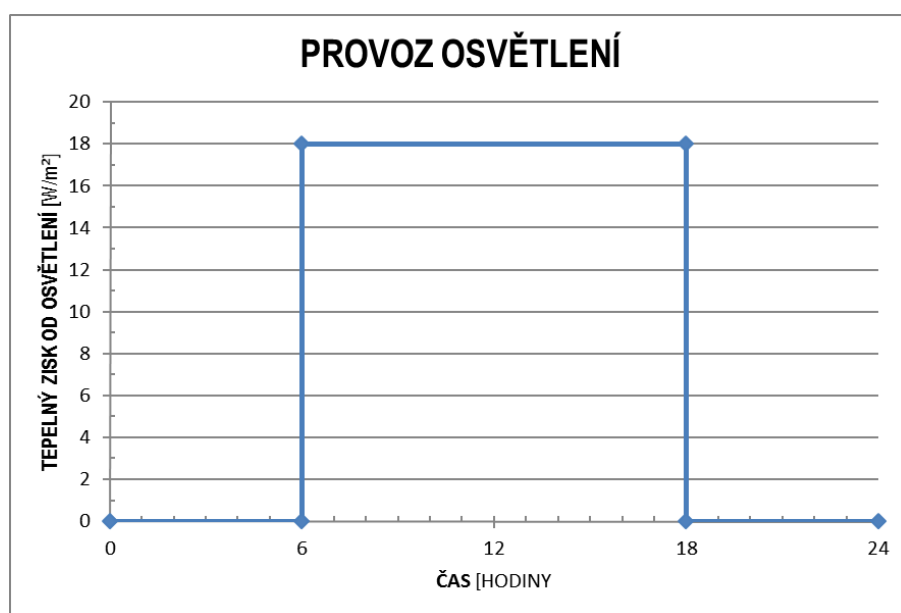
Vzhledem k administrativnímu typu provozu se dá předpokládat, že každý pracovník bude mít o dispozici vlastní stolní počítač, případně notebook. Tepelné zisky od výpočetní techniky jsou tedy svázány s příchody a odchody zaměstnanců do kanceláře. Dá se předpokládat, že počítače nebudou vypínány během polední pauzy. Uvažované rozložení tepelné zátěže od výpočetní techniky je zobrazeno na Obr. 64. Tepelný zisk jednoho počítače byl uvažován jako součet tepelného zisku PC a jednoho monitoru, výsledná tepelná zátěž od výpočetní techniky byla ve výpočtech uvažována 140 W/PC.

Umělé osvětlení

Na základě zkušeností z provozu obdobných prostor a vzhledem k předpokládanému aktivnímu využívání venkovního stínění oken a nedisciplinovanosti uživatelů se dá předpokládat, že umělé osvětlení bude v provozu od příchodu prvního zaměstnance do odchodu posledního. Systémy osvětlení, které dynamicky regulují intenzitu umělého osvětlení na základě skutečné potřeby, nejsou v praxi příliš rozšířené. K osvětlení řešeného prostoru bylo uvažováno s použitím zářivkových trubíc, což je v dnešní době nejpočetněji zastoupený typ osvětlení. Pro stanovení velikosti tepelného zisku bylo uvažováno s produkcí tepla o velikosti 18 W/m². Uvažované časové rozložení tepelných zisků od osvětlení je jednoduché a je zobrazeno na Obr. 65



Obr. 64 – Časové rozložení využití výpočetní techniky



Obr. 65 – Rozložení tepelných zisků od osvětlení

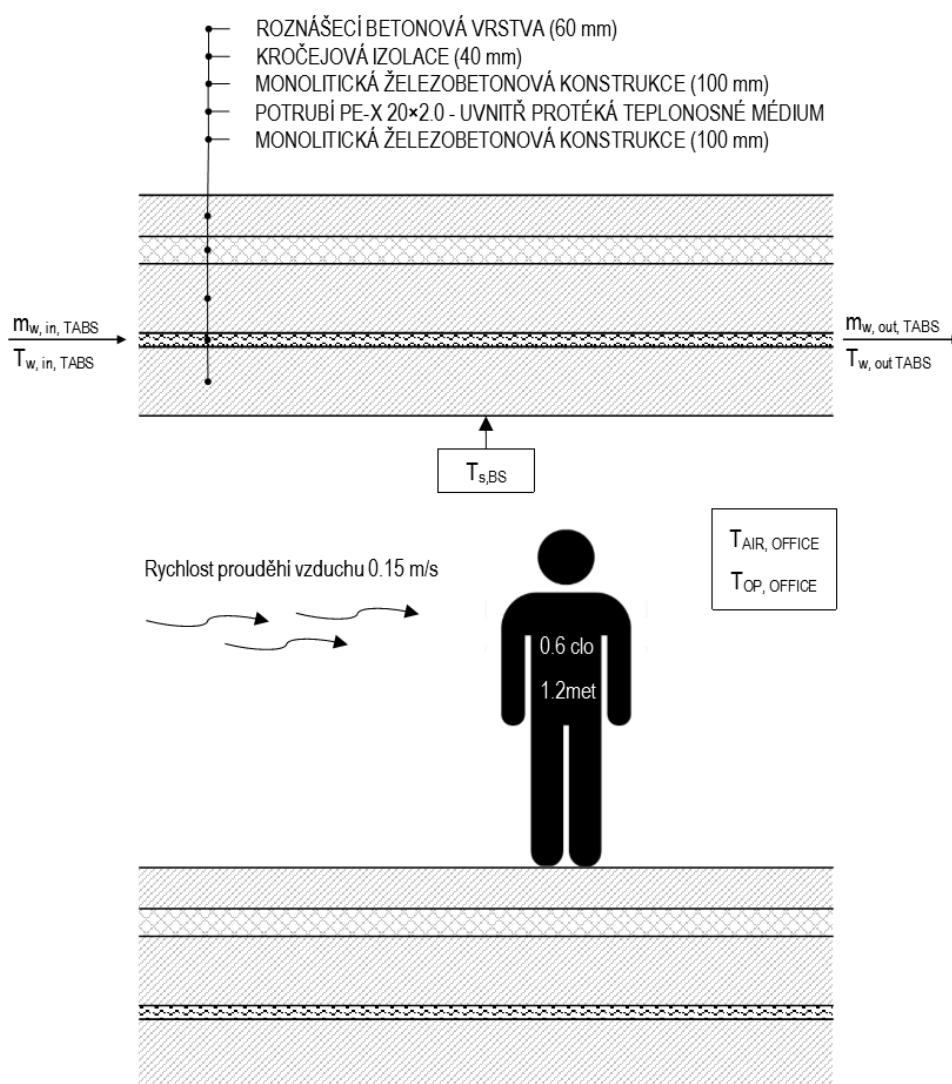
6.4.3. Systém aktivace betonového jádra monolitické stropní konstrukce

Pro odvod tepelné zátěže z uvažovaných prostor je uvažováno se systémem aktivace betonového jádra. Jedná o systém s výraznou akumulací schopností chladu v masivní stropní konstrukci. Teplo je z hmoty stropní konstrukce odebíráno pomocí vodního kruhu umístěného ve středu stropní konstrukce. Malé rozteče potrubí používané při aktivaci betonového jádra umožňují akumulovat do konstrukce větší množství energie získané při nočním chlazení. Systém se díky své konstrukci vyznačuje extrémní tepelnou setrvačností. Pokud je tedy potřeba přesněji

regulovat teplotu prostředí je vhodné zajistit chlazení ještě sekundárním systémem klimatizace, která zajistí rychlejší reakční čas na změny vyvolané regulací.

Vzhledem k tomu, že použitý simulační software TRNSYS implicitně neumožňuje simulovat vnitřně chlazenou stropní konstrukci s proměnnými vstupními hodnotami. Bylo nutné najít způsob jak tento prvek do simulace zahrnout. Na Obr. 66 je zjednodušený řez kanceláří s vyznačenými vstupními a výstupními veličinami uvažovanými v simulaci.

Potrubí, které ve středu stropní desky zajišťuje distribuci chladu do hmoty stropu, bylo nahrazeno fiktivní tepelnou zónou, tato zóna reprezentuje aktivní vrstvu chlazeného stropu. Objem a kapacita této zóny odpovídá objemu a kapacitě vody, která by byla ve skutečnosti ve stropní konstrukci obsažena. Průtok vody touto vrstvou byl nahrazen průtokem větracího vzduchu, který má výstupní teplotu ze solárních absorbérů. Parametry jako rychlost proudění, tepelná kapacita a koeficient přestupu tepla z proudu vzduchu byly nastaveny tak, aby odpovídaly parametrům toku chladicí vody.



Obr. 66 – Zjednodušený řez kanceláří

6.4.4. Tepelný model absorbérů v TRNSYSu

V kapitole 6.4.1 jsou simulace provedené na řezu absorbérem a aproximace jejich výsledků. Získané rovnice (6-10) a (6-11) se staly základem pro model absorbérů v TRNSYSu. Jelikož výše uvedené simulace uvažují pouze s řezem absorbéru a není v nich zohledněno chlazení teplotnosné látky po délce absorbéru, bylo toto řešeno modelem pole solárních absorbérů. Tento model byl vytvořen v Excelu pomocí makra zapsaného v jazyce Visual Basic for Applications (VBA) a následně propojen s TRNSYSem pomocí systémové komponenty umožňující komunikaci s aplikací Excel. Model pole absorbérů uvažuje pro zjednodušení konstantní teplotu teplotnosného média v rámci jedné lamely. Na výstupu z lamely je dopočítána výstupní teplota na základě průtoku a odvedeného tepla podle kalorimetrické rovnice (6-12), tato teplota je následně použita jako vstupní teplota do další lamely. Výstupní teplota vody z jednotlivých panelů je tedy počítána v kroku 1 m.

$$Q = m \cdot c \cdot (t_{out} - t_{in}) [W] \quad (6-12)$$

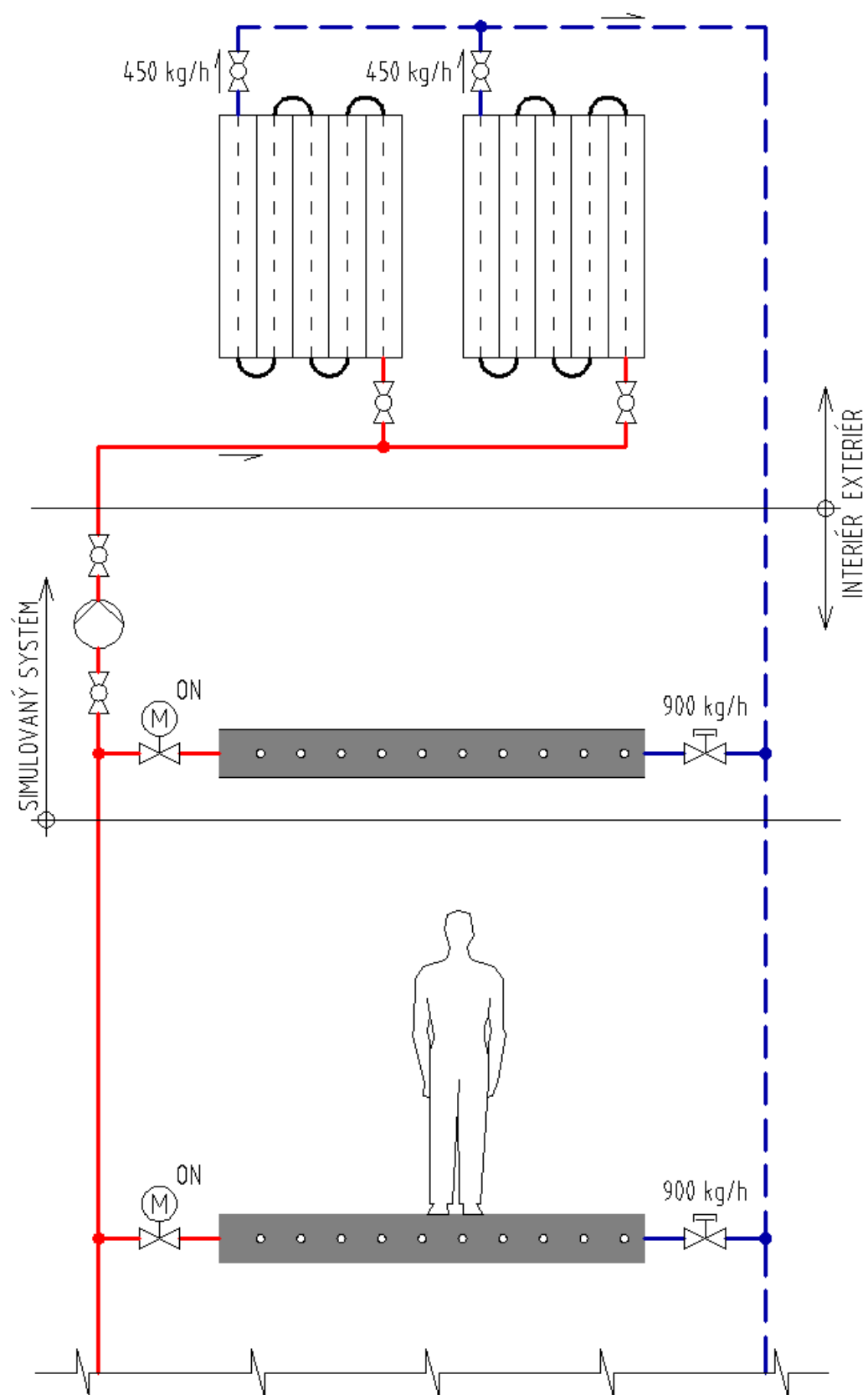
kde	m	hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
	c	měrná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
	t_{in}	vstupní teplota teplotnosného média [$^{\circ}\text{C}$]
	t_{out}	výstupní teplota teplotnosného média [$^{\circ}\text{C}$]

Průtok vody jedním polem absorbérů byl stanoven na základě rychlosti proudění v potrubí a tlakové ztráty na $450 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Jedno pole absorbérů je složeno z 50-ti kusů lamel, na řešenou plochu chlazeného prostoru pak připadají dvě pole absorbérů zapojených paralelně. Počet lamel v poli a počet polí vychází z využitelné plochy na střeše objektu, která připadá na řešenou chlazenou zónu.

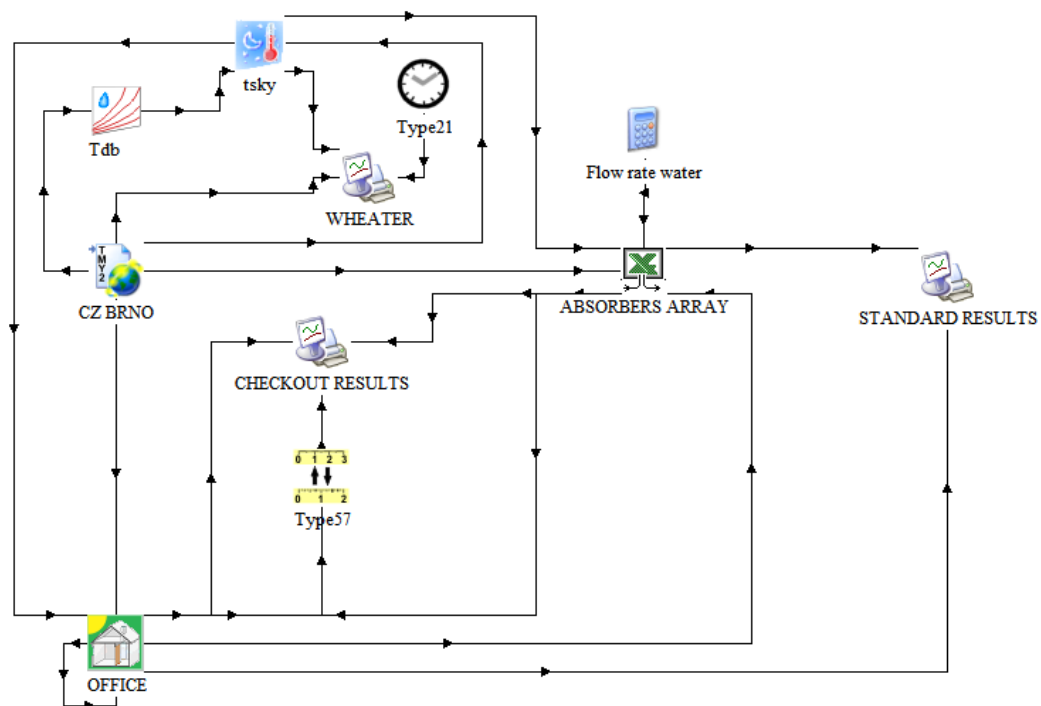
Model chladicí soustavy byl v TRNSYSu vytvořen podle schématu zapojení uvažovaného systému viz Obr. 69.

Na Obr. 68 je pak vidět zapojení systému přímo v prostředí TRNSYS. Jedná se o soubor komponent, které jsou vzájemně propojené. Každá komponenta má vstupní parametry, výstupní parametry a parametry určující vlastnosti dané komponenty. Vzájemné propojení komponent umožňuje vytvoření požadovaného energetického systému pomocí vstupních a výstupních parametrů.

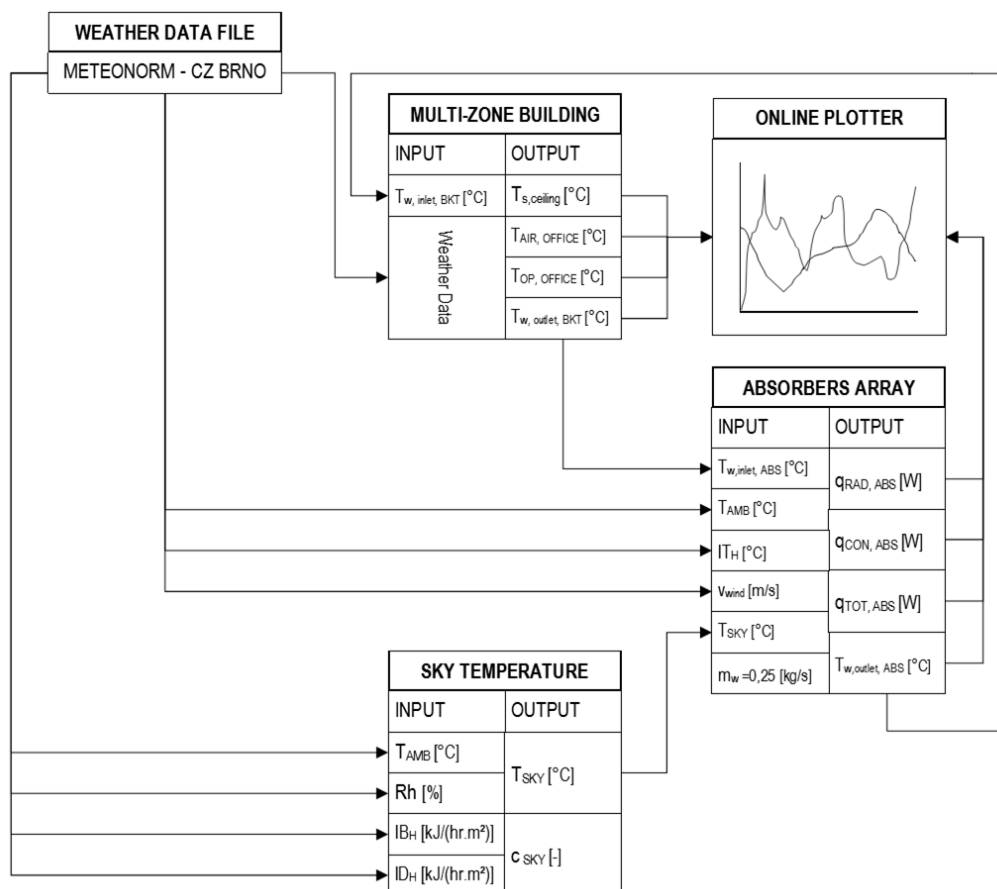
V propojeních mezi jednotlivými komponentami se v každém časovém kroku předávají aktuální hodnoty vstupních parametrů, které jsou v komponentě zpracovány a odesílány jako výstupní parametry na další komponentu. Propojení vstupních a výstupních parametrů hlavních komponent je schematicky zobrazeno na Obr. 69



Obr. 67 – Schéma systému absorbérů



Obr. 68 – Zapojení komponent v prostředí TRNSYS



Obr. 69 – Propojení jednotlivých komponent TRNSYSu

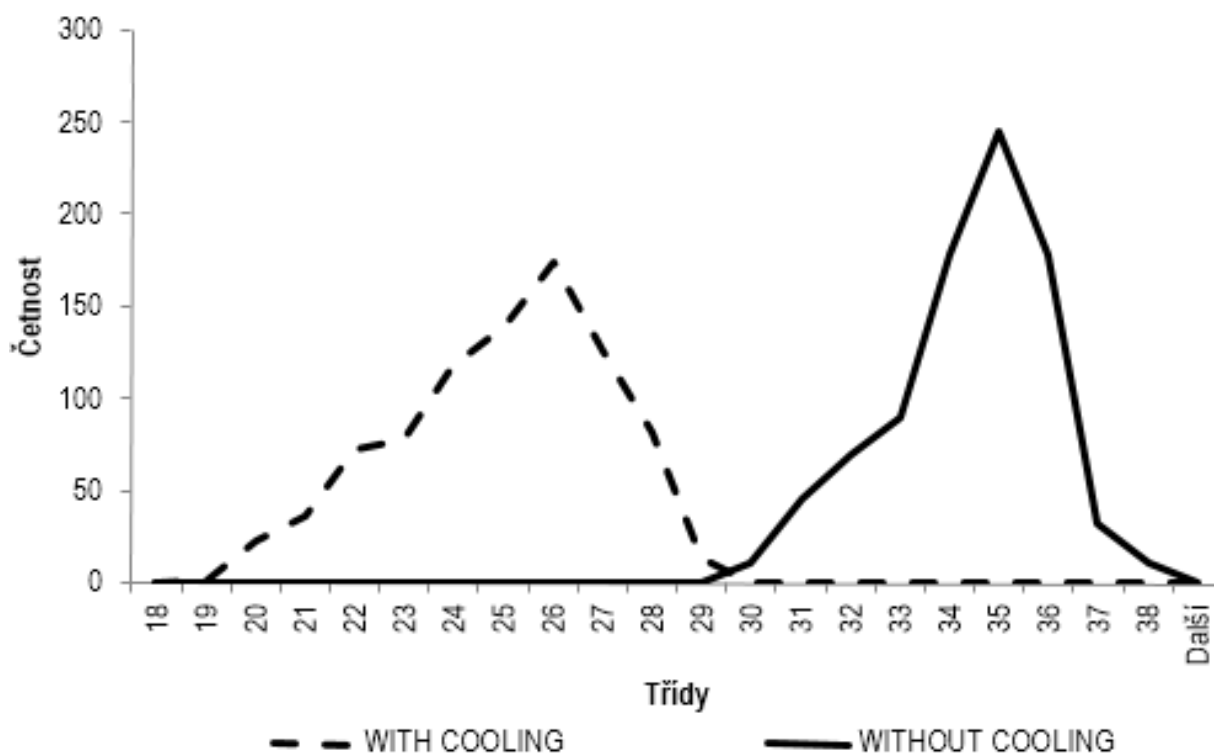
6.4.5. Výsledky simulace

Energetická simulace byla provedena pro tři po sobě jdoucí letní měsíce. Porovnáván byl stav vnitřní ho prostředí prostoru bez jakéhokoliv chlazení s prostorem, kde je využitý výše uvedený systém aktivace betonového jádra.

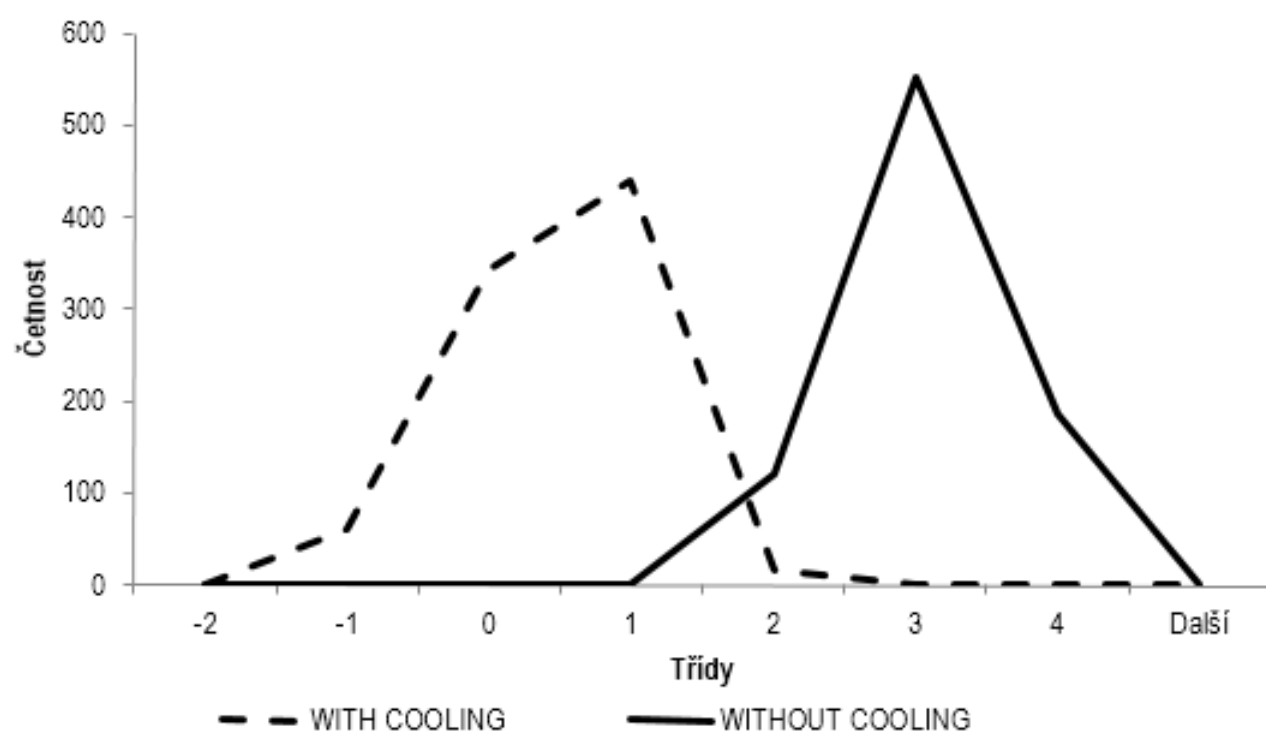
Na Obr. 70 vidíme histogram operativních teplot vyskytujících se v řešeném prostoru během pracovní doby. Vidíme, že díky podchlazení stropní konstrukce došlo k znatelnému posunu operativní teploty směrem k přijatelnějším teplotám.

Pro lepší představu o vlivu řešeného způsobu chlazení na pracovní prostředí, byly stanoveny parametry tepelné pohody PMV a PPD. První z parametrů tj. PMV ukazuje předpovídaný střední tepelný pocit. Hodnoty $PMV < 0$ předpovídají pocit chladu naopak hodnoty $PMV > 0$ předpovídají pocit tepla. Na obrázku Obr. 71 vidíme histogram s výskytem indexu PMV během pracovní doby. V případě prostoru bez chlazení vidíme, že během celé pracovní doby je v prostoru předpovídán menší či větší pocit tepla. U prostoru s uvažovaným chlazením, vidíme, že se oblast tepelné pohody posunula díky nočnímu podchlazení až do oblasti předpovídaného pocitu chladna.

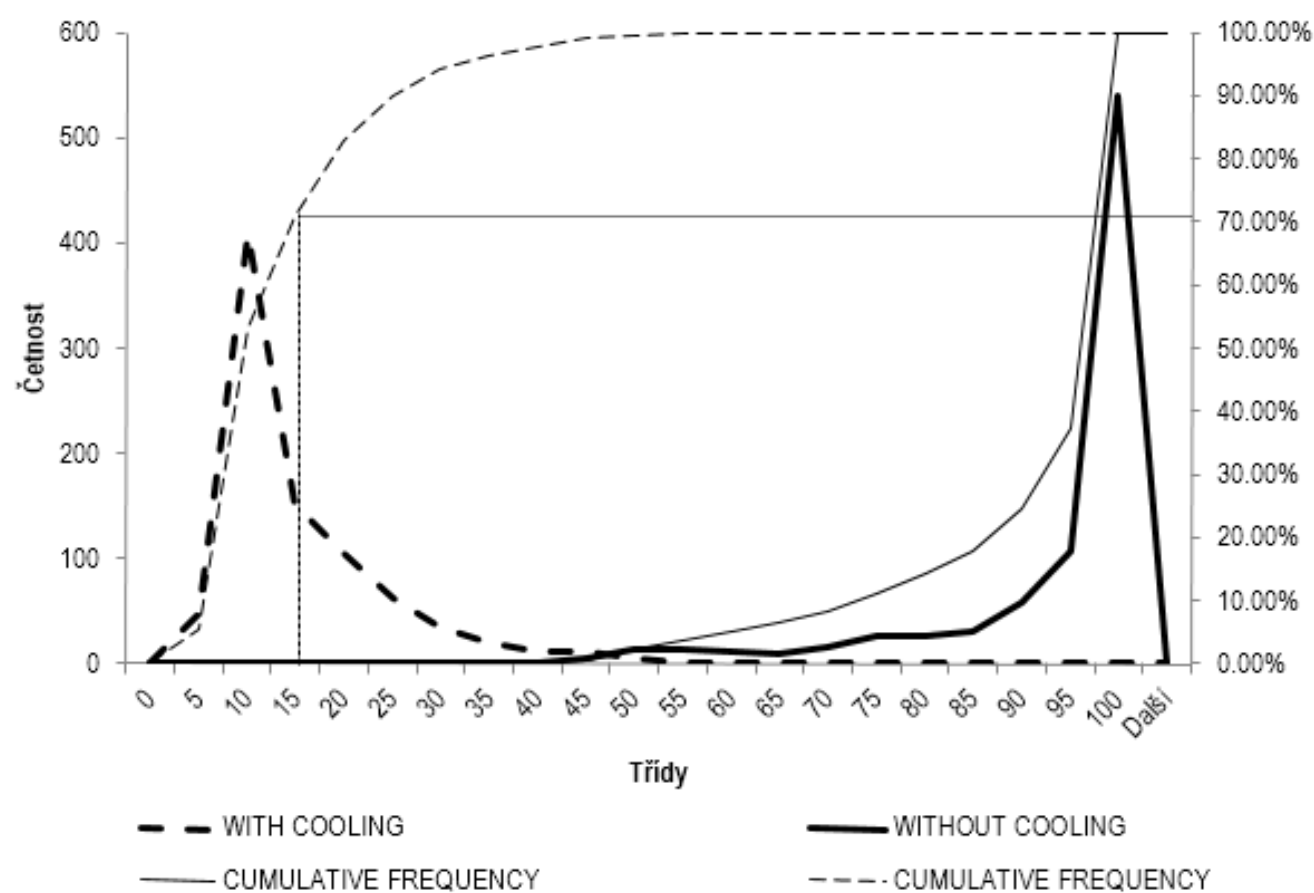
Na Obr. 72, je vyneseno histogram s parametrem PPD, ten ukazuje předpovídané procento nespokojených. Zde je nejnázorněji vidět, jakým přínosem je pro subjektivně vnímané pracovní prostředí, řešené systém chlazení. Zatím co u prostoru bez chlazení se většinu pracovní doby dá předpokládat více jak 90 % nespokojených. U prostoru s chlazením je cca 70% pracovní doby je procento nespokojených pouze do 15 %.



Obr. 70 – Histogram operativní teploty

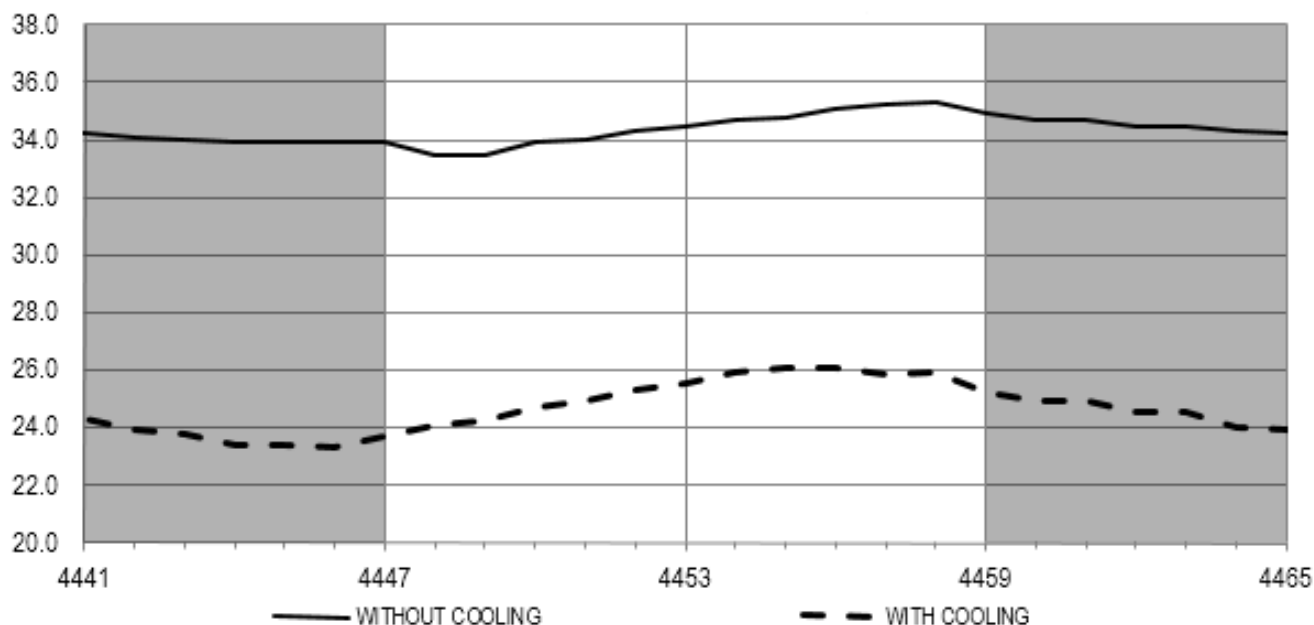


Obr. 71 – Histogram indexu PMV



Obr. 72 – Histogram indexu PPD

Na Obr. 73 je vidět průběh operativní teploty během vybraného dne. Zde můžeme vidět, jak výrazně se posune operativní teplota v prostoru kanceláře, pokud použijeme systém absorbérů ve spojení s TABS. Oproti stavu bez chlazení jde o pokles teploty téměř o 10 K.



Obr. 73 – Průběh operativní teploty pro vybraný den

6.4.6. Dílčí závěr

Dosažené výsledky ukazují, že systém odvodu tepla přes solární absorbéry, může významně přispět ke zlepšení interního mikroklimatu, i bez použití konvenčních způsobů chlazení. Oproti strojnímu chlazení sice není možné stabilně garantovat nejvyšší komfort v interiéru. Na druhou stranu umožňuje za velmi nízkou cenu udržet denní mikroklima po většinu pracovní doby na přijatelné úrovni. V případě snížení nároků na kvalitu vnitřního prostředí by mohl systém chlazení se solárními absorbéry najít uplatnění v pasivních budovách, kde by mohli nahradit strojní chlazení a podstatně tak ušetřit primární energii spotřebovanou na tvorbu interního mikroklimatu. Neméně zajímavou aplikací by mohlo být využití solárních absorbérů, jako sekundárního zdroje chladu. Zde by mohly solární absorbéry umožnit redukci velikosti instalovaného zdroje chladu a snížit jeho provozní náklady.

6.5. Využití absorberů pro ohřev teplé vody

Cílem této kapitoly je posoudit využitelnost střešních sálavých panelů během dne. Uvažuje se, že by během dne pracovaly jako sluneční kolektory pro ohřev teplé vody. Denní potřeba tepla pro restaurační zařízení je stanovena na 0.389 MWh. Optimalizací provozu ohřevačů vody se zabývá [47]. Článek [48] předkládá návrh vhodného systému ohřevu vody pomocí solárních a tepelných čerpadel šesti různými způsoby. Literatura [49] uvádí analýzu životního cyklu solárních systémů pro ohřev teplé vody. Příspěvek [50] uvádí demonstrační projekty solárních soustav teplé vody. Příspěvek [51] uvádí srovnávací studie mezi solárním a konvenčním ohřevem vody a [52] představuje analýzu solárních kombinovaných systémů. Příspěvek [53] se zabývá porovnáním návrhových metod zásobníkových ohřevačů vody. Článek [54] testuje a podává přehled o technologii, instalaci, a shrnuje chování fotovoltaiky používané pro ohřev teplé vody. Ekonomická analýza solární teplovodní otopné soustavy je popsána v [55]. Různé druhy topných systémů vody byly z hlediska ekonomické charakteristiky a dopadů globálního oteplování analyzovány v [56]. Článek [57] zkoumá účinnost různých typů domácích otopných systémů z hlediska využívání energií. Příspěvky [58], [59] se zabývají *Legionellou pneumophila* v rozvodech teplé vody a její negativní dopad na lidské zdraví.

6.5.1. Simulace denního provozu

Tepelný výkon panelu je závislý na venkovních klimatických podmínkách, v kterých je panel provozován a na podmínkách provozních. Nejdůležitějšími klimatickými parametry ovlivňující tepelné zisky panelu jsou intenzita sluneční radiace I , venkovní teplota t_e a rychlost proudění větru w . V rámci provozních parametrů potom má vliv střední teplota média t_m .

CFD simulace

Stejně jako v případě kdy byl panel posuzován pro odvod tepelné zátěže, tak i zde bylo v první řadě potřeba matematicky popsat uvažovaný typ absorberu s geometrií, viz Obr. 58. Pro stanovení výkonnostní charakteristiky panelů bylo vytipováno 9 kombinací okrajových podmínek. Tepelná akumulace panelů byla zanedbána. Metodou CFD s využitím softwaru Fluent byly na 2D modelu jedné lamely panelu vypočteny tepelné výkony ve W/m.

Klimatická data, která byla v simulaci použita, představují typické klimatické podmínky vyskytující se v dané lokalitě. Z intenzity sluneční radiace dopadající na povrch hliníkového pláště lamely byla stanovena energie absorbovaná do objemu pláště a do modelu byla tato energie zadána vnitřním zdrojem. Pro každý sledovaný parametr, kterým byla intenzita sluneční radiace I , rychlost větru w a teplotní rozdíl Δt mezi venkovní teplotou t_e a střední teploty média t_m , byla vytvořena sada simulací podrobněji v [A8].

Složenou metodou nejmenších čtverců byla následně definovaná funkční závislost intenzity sluneční radiace I , rychlosti větru w a teplotního rozdílu Δt na tepelném výkonu 1 m lamely. Tento surogační model využitelného výkonu panelu [W/m] je založen na rovnici (6-13).

$$Q = 47.95 \cdot [(0.001503823057804 \cdot I + 0.216773256103872) \cdot (1.17155948187826 \cdot w^{-0.108745632493307}) + (-0.00025123664 \cdot (t_e - t_m)^4 + 0.00264445004 \cdot (t_e - t_m)^3 - 0.02184781074 \cdot (t_e - t_m)^2 + 0.29250805389 \cdot (t_e - t_m) - 0.222326595)] \quad (6-13)$$

Model solárního panelu

Ve studii se uvažuje s hybridními panely, jejichž využití se předpokládá primárně alternativním způsobu odvodu tepelné zátěže budovy, tedy chlazením sáláním proti noční obloze viz předchozí kapitola. Na střeše budovy se předpokládají 2 paralelně zapojená panelová pole, z nichž každé pole obsahuje 50 lamel délky 1 m. Geometrii lamely uvádí Obr. 58.

Surogační model byl vytvořen v aplikaci EXCEL. Tepelný výkon panelových polí se počítá dle rovnice (6-13), jenž byla odvozena na 2D modelu jedné lamely. Model panelu uvažuje s konstantní teplotou tekutiny v každé trubce lamely. Tepelná kapacita panelů byla zanedbána. Výstupní teplota vody z dílčích panelů je stejně jako u modelu pro odvod tepelné zátěže počítána v kroku 1 m z kalorimetrické rovnice (6-12). Tato výstupní teplota se použije jako vstupní teplota do následující lamely – panely jsou sériově zapojeny. Průtok vody m primárním okruhem se uvažuje 0.14 kg/s, jedním polem panelů tedy proteče 0.07 kg/s.

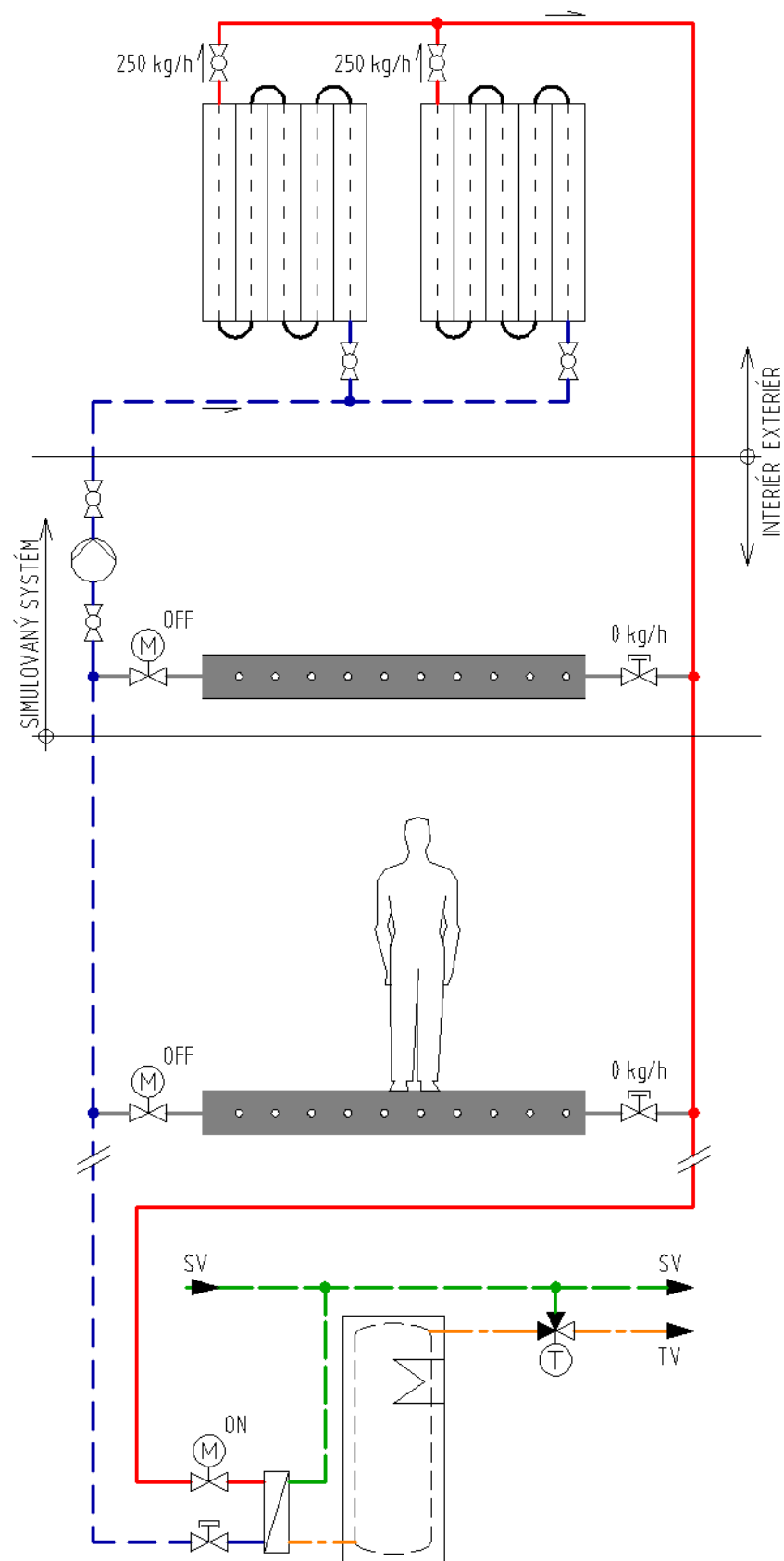
V modelu byly následně aplikovány omezující podmínky, které zajišťují chod solárních panelů pouze při vhodných klimatických a provozních podmínkách, kterými jsou:

- teplota venkovního vzduchu t_e musí být vyšší než 10 °C,
- teplota vody t_{out} vystupující z panelu musí být vyšší než 17 °C,
- intenzita sluneční radiace I musí být vyšší než 50 W/m².

Simulace v TRNSYSu

Stejně jako v předchozím případě byl tepelný výkon panelů hodnocen pomocí softwaru TRNSYS. Schéma zapojení hybridních panelů v přepínacím režimu na noční a denní provoz zobrazuje Obr. 74. Zatím co v noci vychlazená voda z panelů přímo proudí do aktivovaného betonového jádra TABS a snižuje tepelnou zátěž kancelářských prostor, v denním provozu se uvažuje s ohřevem této vody, která bude předehřívat teplou vodu pro restaurační zařízení. Primární okruh panelů sdílí teplo přes teplosměnné plochy výměníku, kde předehřívá studenou vodu z vodovodního řádu o teplotě 14 °C. Tato předehřátá voda dále vtéká do akumulčního zásobníku, kde se dohřívá plynovým kotlem na požadovanou teplotu. Odběr teplé vody je uvažován pro 2 restaurační zařízení, která se nachází ve spodních patrech budovy. Tyto kantýny umožňují během jednoho dne obsloužit až 3000 strážníků. Restaurace jsou v provozu pouze během všedního dne, o víkendu je zcela bez odběru.

V této studii byl zpracován model, který uvažuje pouze denní provoz. To znamená, že se neuvažuje s předchlazením vody primárního okruhu během nočního sálání proti noční obloze, které by navýšilo účinnost zařízení.

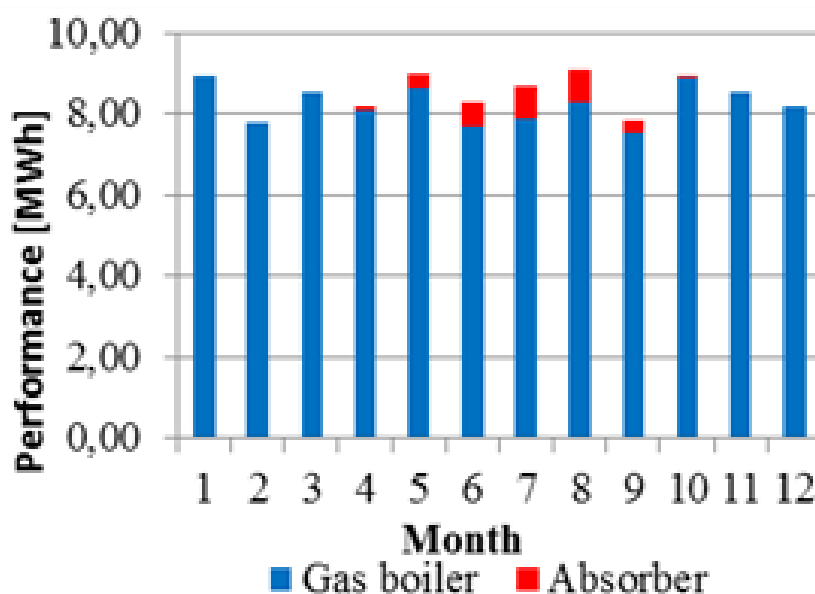


Obr. 74 – Schéma zapojení

6.5.2. Dílčí závěr

Výpočet byl proveden pro celý typický rok. Z výsledků simulace byly stanoveny tepelné výkony panelových polí, tepelného výměníku a plynového kotle. Z výsledků vyplývá, že za daných klimatických podmínek střední Evropy je možné tyto hybridní panely využívat pro předehřev teplé vody s průměrnou roční provozní účinností 55 %. Průměrná účinnost tepelného výměníku byla spočítána na 90.2 %.

Obr. 75 pojednává o kombinovaném pokrytí potřeby tepla solárním zdrojem, který sdílí teplo přes stěny výměníku do studené vody a plynovým kotlem, jenž dohřívá vodu v akumulacním zásobníku. Ukázalo se, že použití solárního systému v letním období - od začátku května do konce září – dodá do zásobníku 2.83 MWh, což činí 7.1 % celkové potřeby tepla a ohřev teplé vody. Nejvyšší tepelný výkon panelů byl zaznamenán v měsíci červenec, kdy solární zařízení pokrylo 10 % potřeby tepla na ohřev teplé vody a denně dodalo do zásobníku průměrně 0.026 MWh. Výsledky dále ukázaly, že mimo stanovené letní období jsou panely pro předehřev teplé vody nefunkční.



Obr. 75 - Pokrytí potřeby tepla

6.6. Porovnání variant systémů nočního chlazení

V předchozí kapitole byl definován model administrativní budovy, střešního absorbéru a systému zapojení. V této kapitole bude s využitím výše popsaných modelů provedeno porovnání pro několik možných způsobů řešení nočního chlazení v kombinaci se strojním chlazením.

Pro simulaci chování kancelářské budovy a vyčíslení provozních nákladů při různých systémech primárního a sekundárního chlazení bude uvažováno se stejnou budovou jako v předchozí kapitole. Jediným rozdílem oproti předchozímu zadání bude řešení větrání pomocí vysoce účinné rekuperační jednotky vybavené obtokem rekuperačního výměníku. Tato změna byla zvolena proto, že se budova nachází na rušné ulici a otevírání oken za účelem větrání by nadměrně zatěžovalo vnitřní pracovní prostředí hlukem a zvýšenou prašností. V celé administrativní části budovy, což je 6 pater, se při obsazenosti 8 m^2 na osobu uvažuje s 260 osobami. Systém vzduchotechniky tedy musí zajistit nominální průtok vzduchu pro budovu $13\,000 \text{ m}^3/\text{h}$. Systém bude mít účinnost zpětného získávání tepla 80 % a spotřebu elektrické energie $0,45 \text{ Wh/m}^3$.

6.6.1. Hodnocené varianty systémů

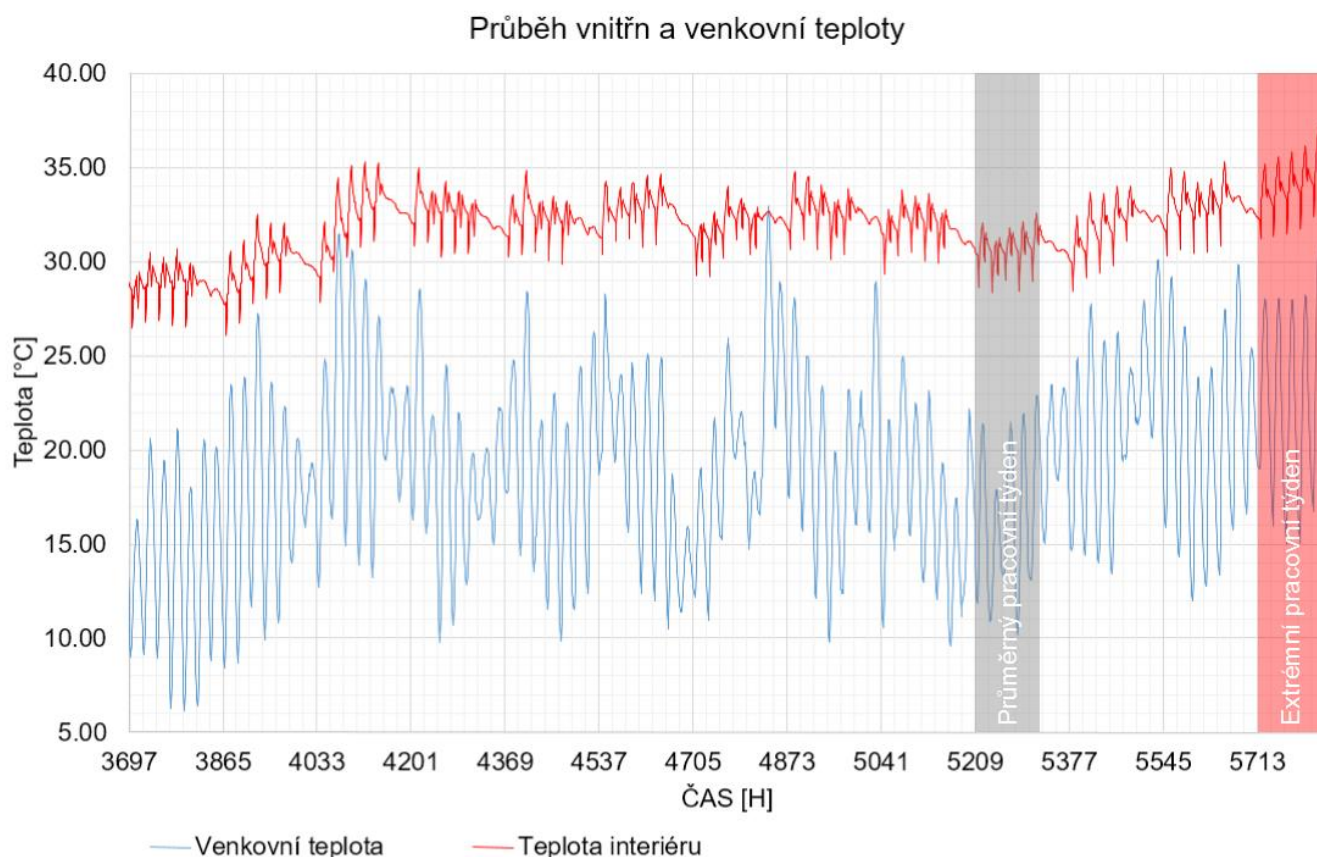
Pro porovnání bylo provedeno celkem 6 simulací různých systémů. V případě střešních absorbéru vycházejí simulace z parametrů uvedených výše. Zde je doplněno řízené noční větrání pomocí rekuperační jednotky, která během dne slouží pro provozní větrání. Intenzita výměny vzduchu je tedy dána dimenzováním na denní provoz. Z hlediska pohody pracovního prostředí jsou sledovány indexy PMV a PPD.

Jednotlivé varianty systémů

- I. Budova bez chlazení s řízeným větráním pouze v provozní době.
- II. Budova bez chlazení, s řízeným větráním v provozní i noční době.
- III. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní době.
- IV. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní i noční době.
- V. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní době a nočním chlazením absorbéry.
- VI. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní i noční době a nočním chlazením absorbéry.

I. Budova bez chlazení s řízeným větráním pouze v provozní době

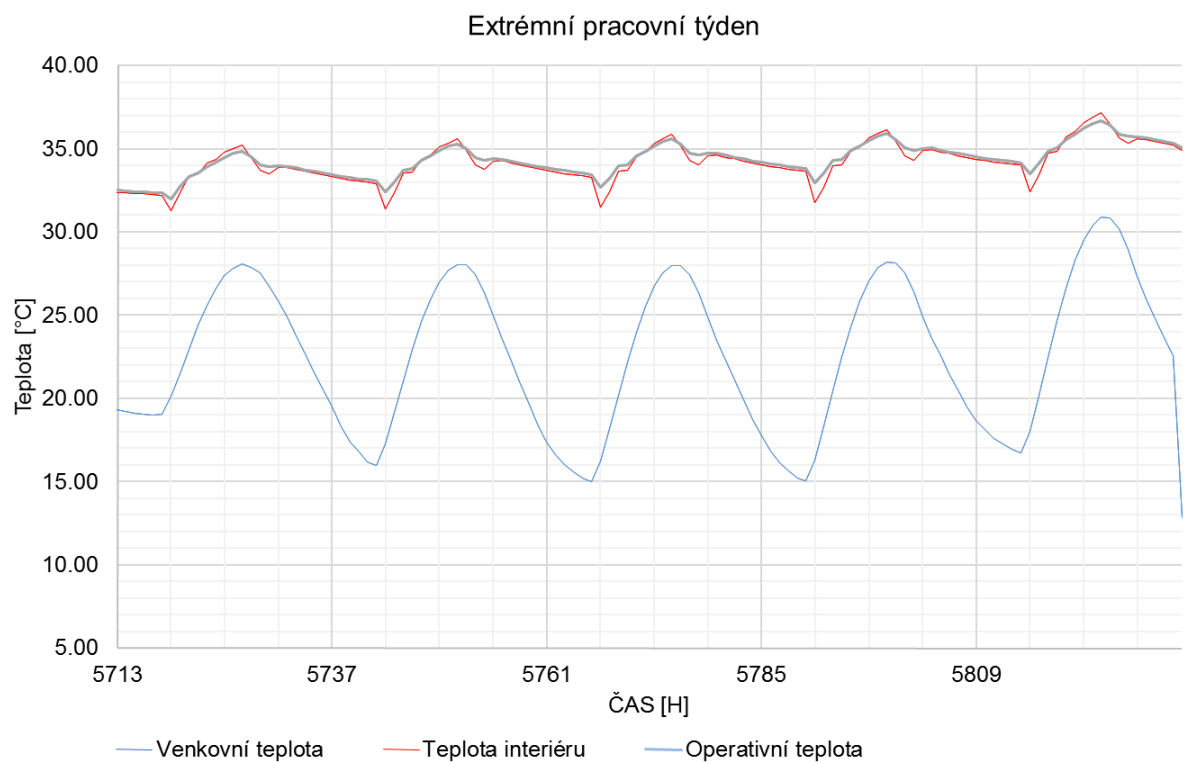
Jedná se samozřejmě o nejnepříznivější variantu, kdy díky absenci výměny vzduchu během nočních hodin nedochází k výraznějšímu ochlazení vnitřního prostoru ani v nočních hodinách. Na Obr. 76 je vidět průběh venkovních a vnitřních teplot za celé sledované období (červen + srpen). Pro přehlednost byly vybrány dva týdny nejextrémnější a průměrný, na kterých budou srovnány průběhy teplot jednotlivých variant. K porovnání bude v podrobnějším zobrazení uvedena i operativní teplota, která lépe popisuje pohodu prostředí.



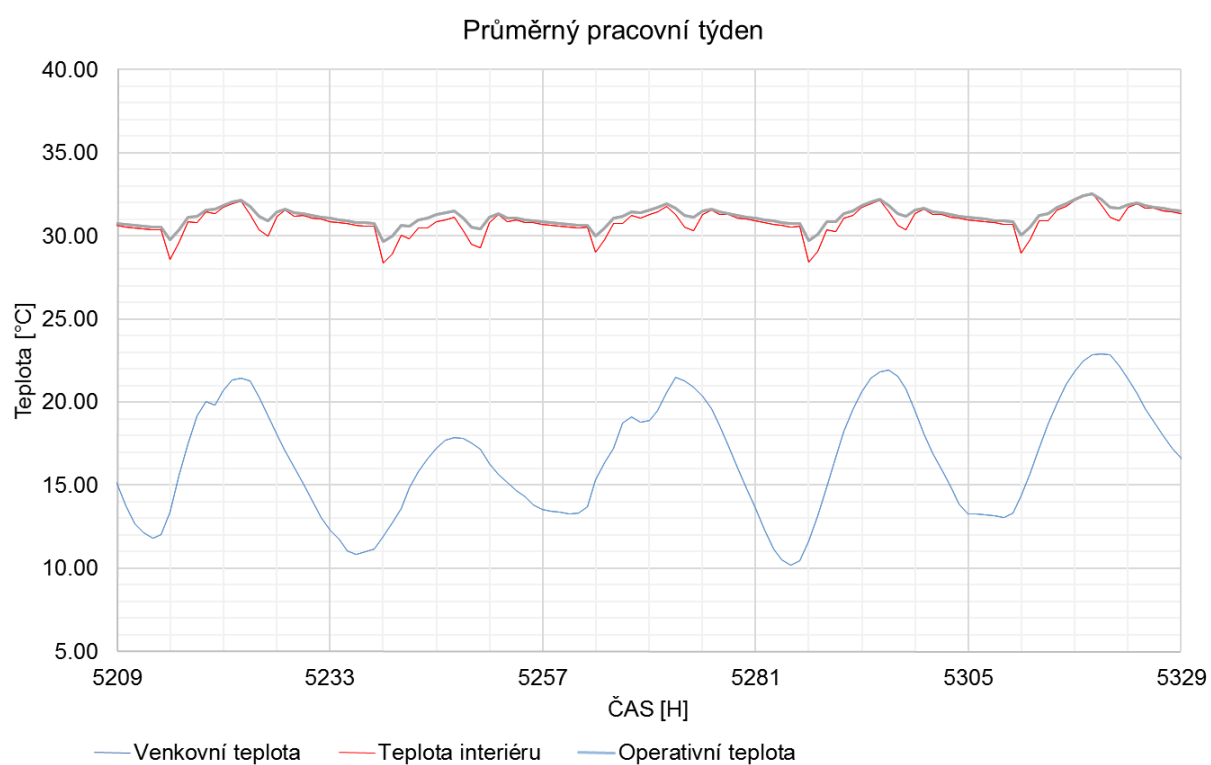
Obr. 76 – Průběh vnitřní a venkovní teploty

Na Obr. 77 a Obr. 78 je v grafu zobrazen průběh teplot v extrémním a průměrném týdnu. Vidíme, že v obou případech je vnitřní prostředí neuspokojivé. Operativní teplota víceméně kopíruje teplotu prostoru, z čehož je patrné, že naakumulované teplo není efektivně odváděno.

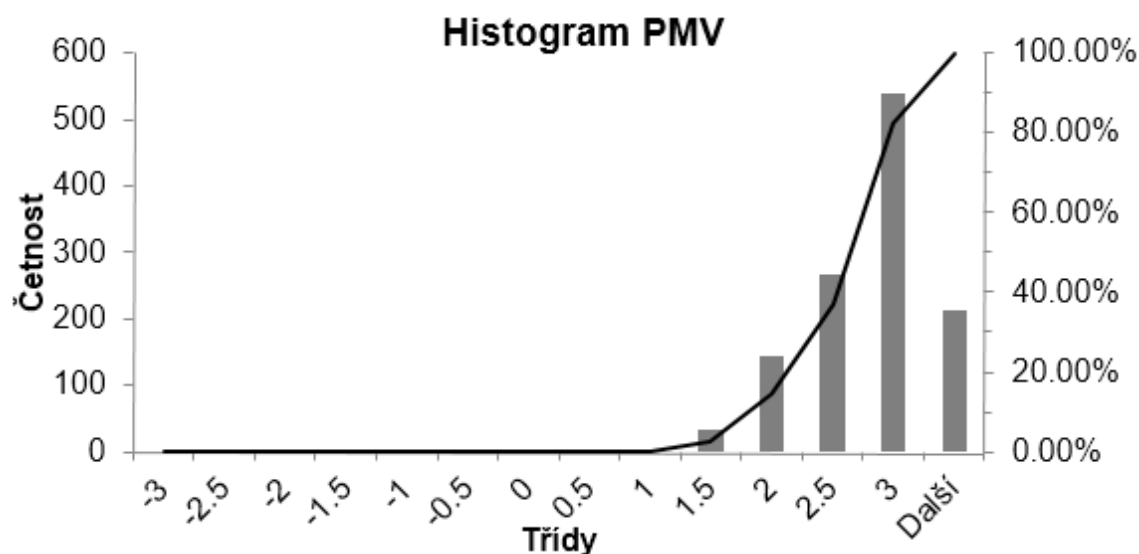
Neuspokojivý stav vnitřního prostředí dokládají i indexy PMV viz Obr. 79 a PPD viz Obr. 80. Hodnocení podle subjektivního tepelného pocitu (PMV) je většina pracovní doby v hodnoceném 3. měsíčním období nad hranicí 2 což vyjadřuje pocit tepla. Stejně tak hodnocení podle predikovaného procenta nespokojených (PPD) je vidět, že významná část pracovní doby ve sledovaném období je pro většinu uživatelů nevyhovující cca 70% pracovní doby generuje tepelná pohoda 100% nespokojených uživatelů.



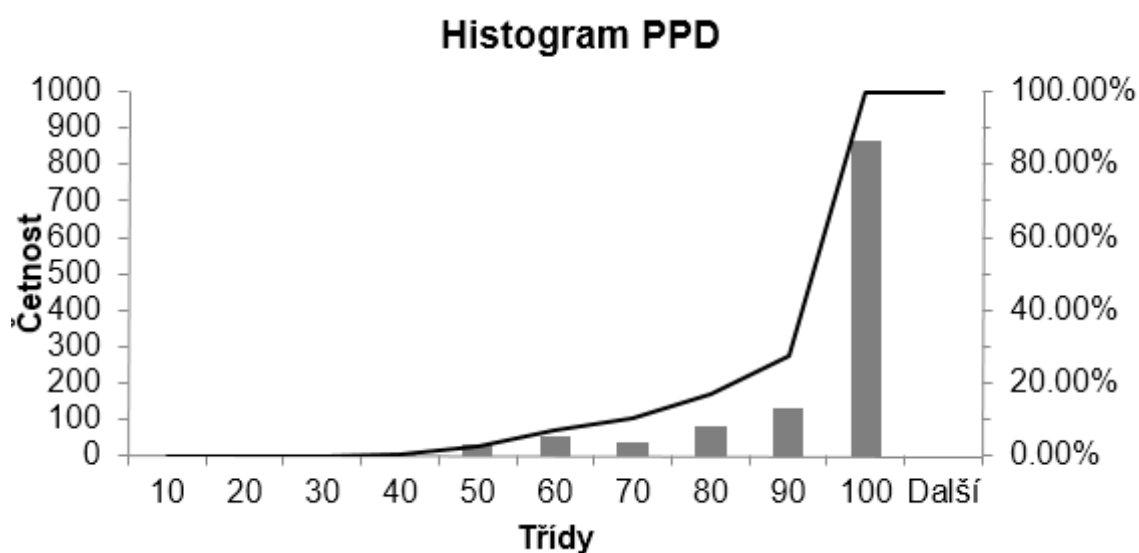
Obr. 77 – Extrémní týden



Obr. 78 - Průměrný týden



Obr. 79 – Histogram PMV

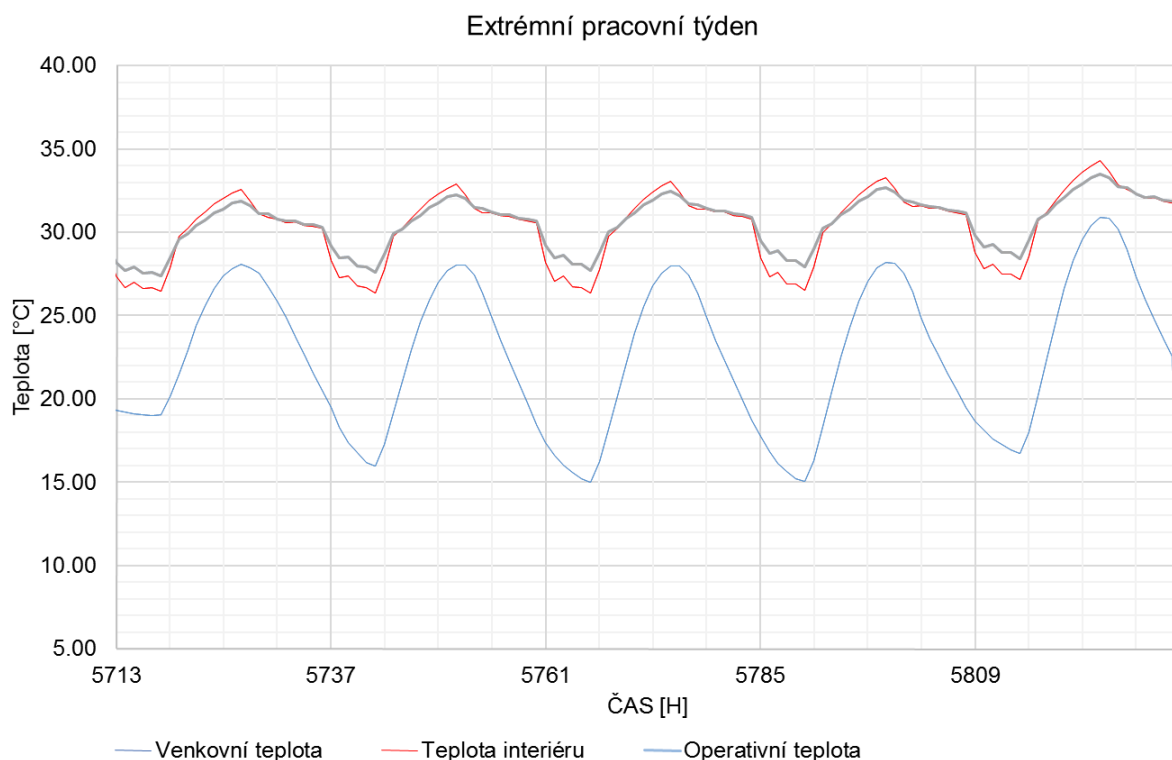


Obr. 80 – Histogram PPD

Výše popsany stav není v neklimatizovaných kancelářích bez řízeného větrání výjimečný. Většinou nedisciplinovanost uživatelů jak v užívání umělého osvětlení, tak v přirozeném větrání stav vnitřního prostředí zhoršuje. Navíc mnohdy není stavba řešena tak, aby bylo možné uplatnit noční větrání a pouhé otevření oken přes noc je neakceptovatelné z bezpečnostního hlediska.

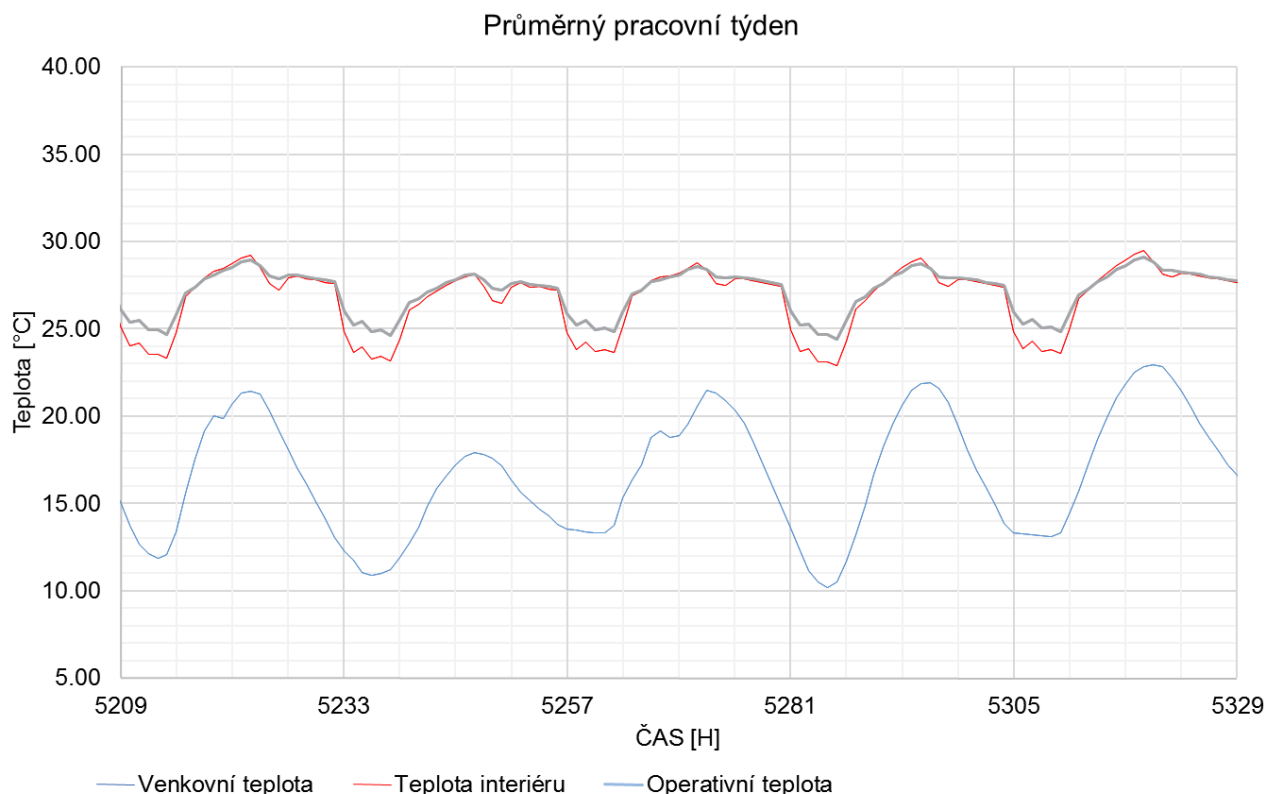
II. Budova bez chlazení, s řízeným větráním v provozní i noční době

Tato varianta počítá pouze s pasivním způsobem chlazení v podobě nočního větrání. Noční větrání je realizováno pomocí systému vzduchotechniky, který zajišťuje přívod chladného nočního vzduchu do místností i odvod vzduchu vně objektu. Na Obr. 81 vidíme průběh teplot během uvažovaného extrémního letního týdne. Odpolední vnitřní teploty i přes noční předchlazení prostoru rostou přes 33 °C, což je již vysoká hodnota a bude způsobovat pocit diskomfortu.



Obr. 81 – Extrémní týden

Na Obr. 82 je vidět průběh teplot během průměrného týdne a dosažené vnitřní teploty jsou stále vysoko nad hranicí komfortu.



Obr. 82 – Průměrný týden

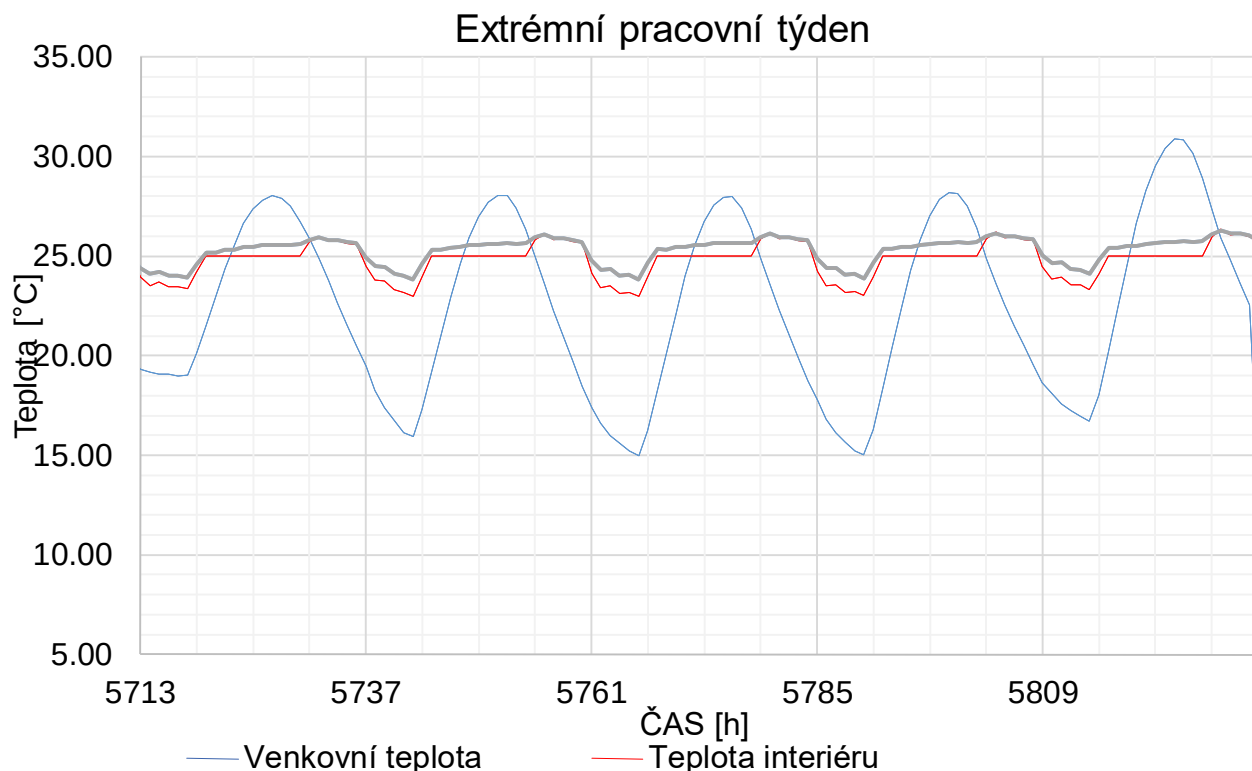
III. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní době

Tento případ je v praxi nejjednodušším způsobem jak řešit přehřívání a to instalace klimatizace. To sice vyřeší problém s přehříváním, ale je potřeba počítat s náklady na její provoz. Při nevhodném umístění vnitřní jednotky se mohou vyskytnout problémy s lokálním zhoršením pohody prostředí způsobeným průvanem. Ten je způsoben prouděním velkého množství chladného cirkulačního vzduchu z vnitřních chladicích jednotek. V neposlední řadě je potřeba řešit umístění venkovních jednotek a to nejen z hlediska estetického, ale i z hlediska akustického. Na Obr. 83 opět vidíme průběhy teplot v sledovaném prostoru během extrémního týdne. Nemá smysl zobrazovat průměrný týden, protože dostatečně dimenzovaná klimatizace zvládne udržet vnitřní teplotu na požadované úrovni 25 °C. Na průběhu teploty prostoru a operativní teploty je vidět, jak po vypnutí systému klimatizace dochází k nárůstu teploty prostoru vlivem tepelné setrvačnosti konstrukcí.

Provozní náklady

Ze simulace můžeme vyčíslit, že udržení požadované prostorové teploty v kancelářích v celé budově po dobu sledovaných 3. měsíců potřebujeme vyrobit cca 32 MWh chladu a špičkový odběr chladu je cca 74 kW. Pokud budeme uvažovat například s instalací VRV systému s celkovým chladicím faktorem EER 2,5 viz [60] vyjde nám spotřeba elektrické energie potřebné pro provoz klimatizace na cca 12,8 MWh. Je tedy potřeba počítat s nemalou investicí do instalace

systému klimatizace i do jejího provozu, který se bude v závislosti na smluvní ceně elektřiny pohybovat kolem 55 000 Kč na sledované období červen + srpen.



Obr. 83 – Extrémní týden

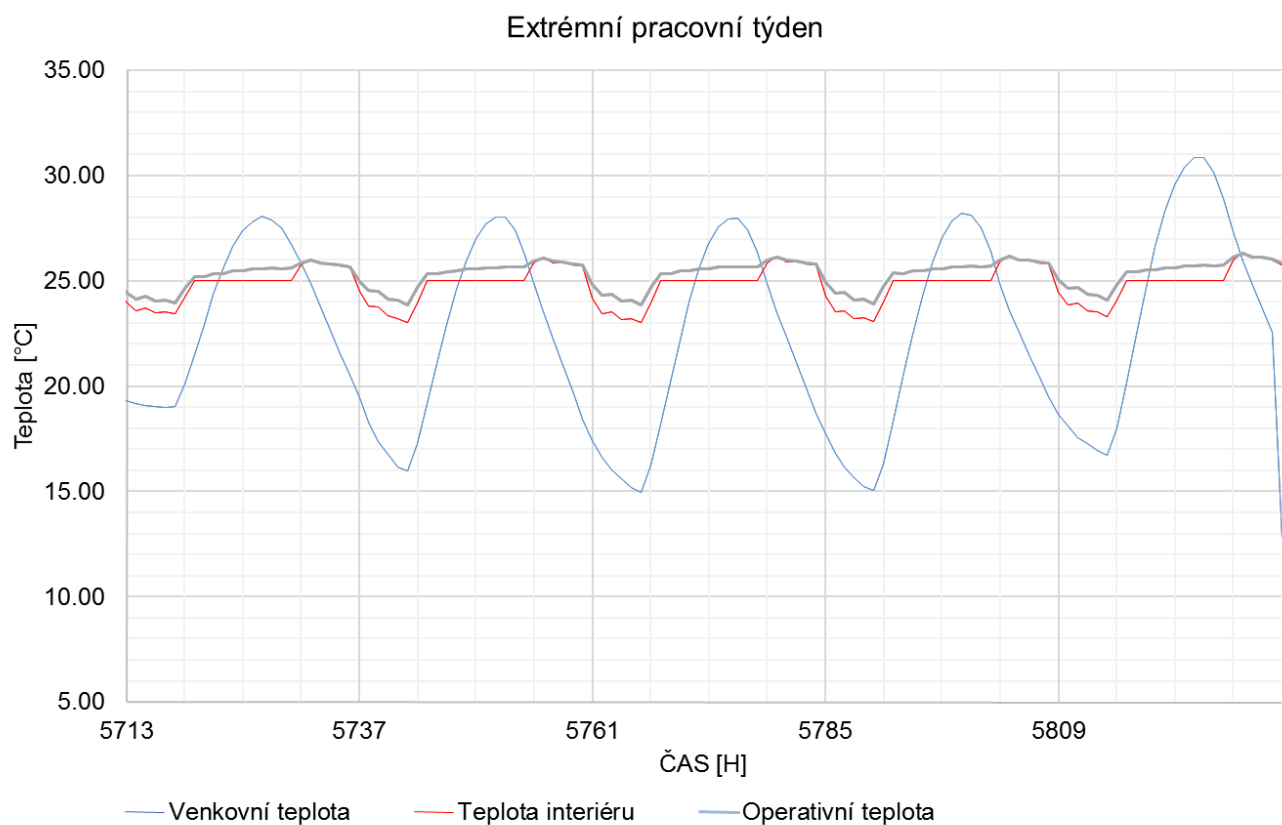
IV. Budova se strojním chlazením a řízeným větráním v provozní i noční době

Tento příklad má ukázat, jak velkým dílem se může systém nočního větrání podílet na denní výrobě chladu. Je tedy stejně jako v předchozím příkladu uvažováno se strojním chlazením, jen je navíc jako doplněk provozováno noční větrání pomocí instalovaného systému VZT. Na obrázcích Obr. 84 a Obr. 85 jsou vidět průběhy teplot.

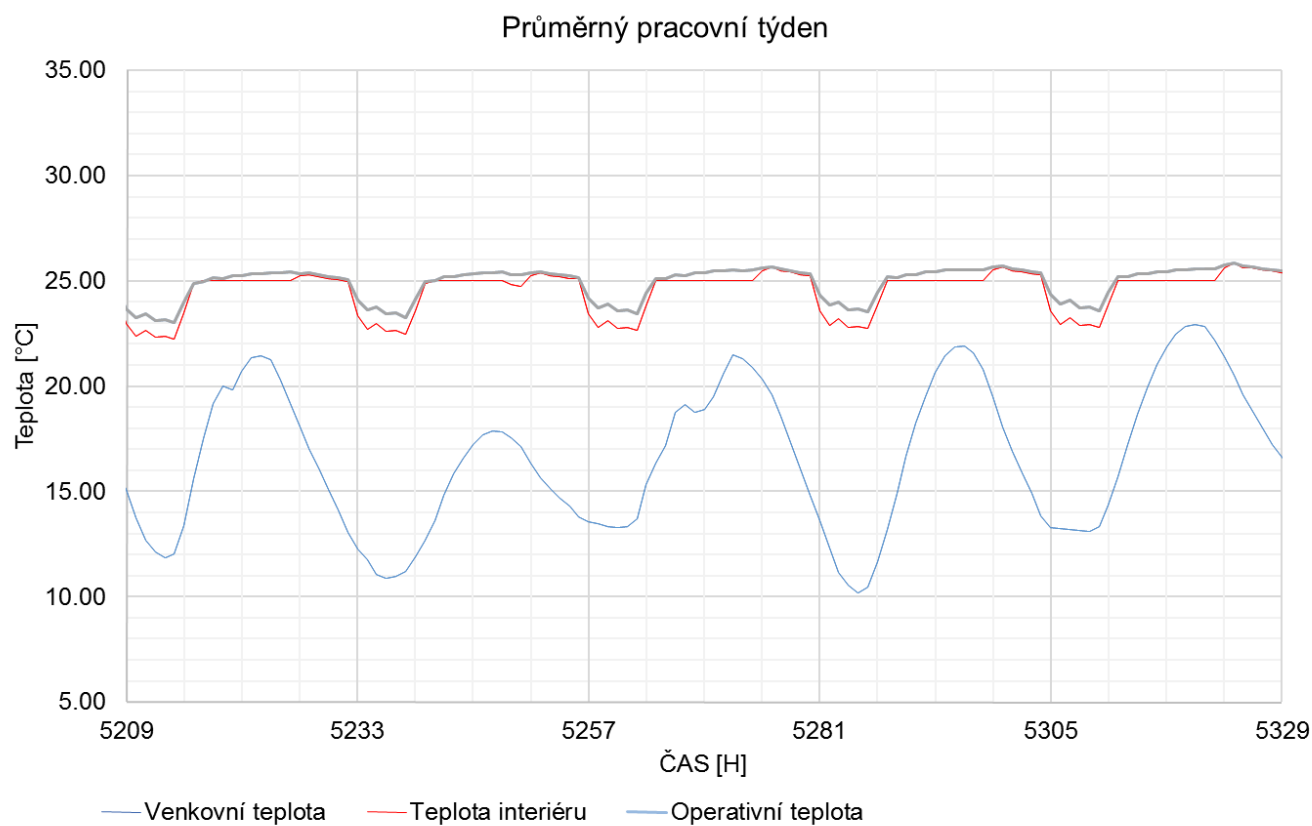
Z průběhů teplot je vidět pokles teploty interiéru způsobený přívodem chladného venkovního vzduchu a v návaznosti na teplotu interiéru klesá i operativní teplota, protože dochází k odebrání tepla naakumulovaného v stavebních konstrukcích, které tím snižují svou teplotu. Nicméně je také vidět, že se konstrukce poměrně rychle ohřívají a je opět potřeba strojní chlazení.

Provozní náklady

Ze simulace můžeme vyčíst, že udržení požadované prostorové teploty v kancelářích v celé budově po dobu sledovaných 3. měsíců potřebujeme vyrobit cca 25 MWh chladu a špičkový odběr chladu je cca 65 kW. Pokud budeme uvažovat například s instalací VRV systému s celkovým chladicím faktorem EER 2,5 viz [60] vyjde nám spotřeba elektrické energie potřebné pro provoz klimatizace na cca 10 MWh. Provoz klimatizace bude v závislosti na smluvní ceně elektřiny pohybovat kolem 43 000 Kč na sledované období červen + srpen.



Obr. 84 – Extrémní týden



Obr. 85 – Průměrný týden

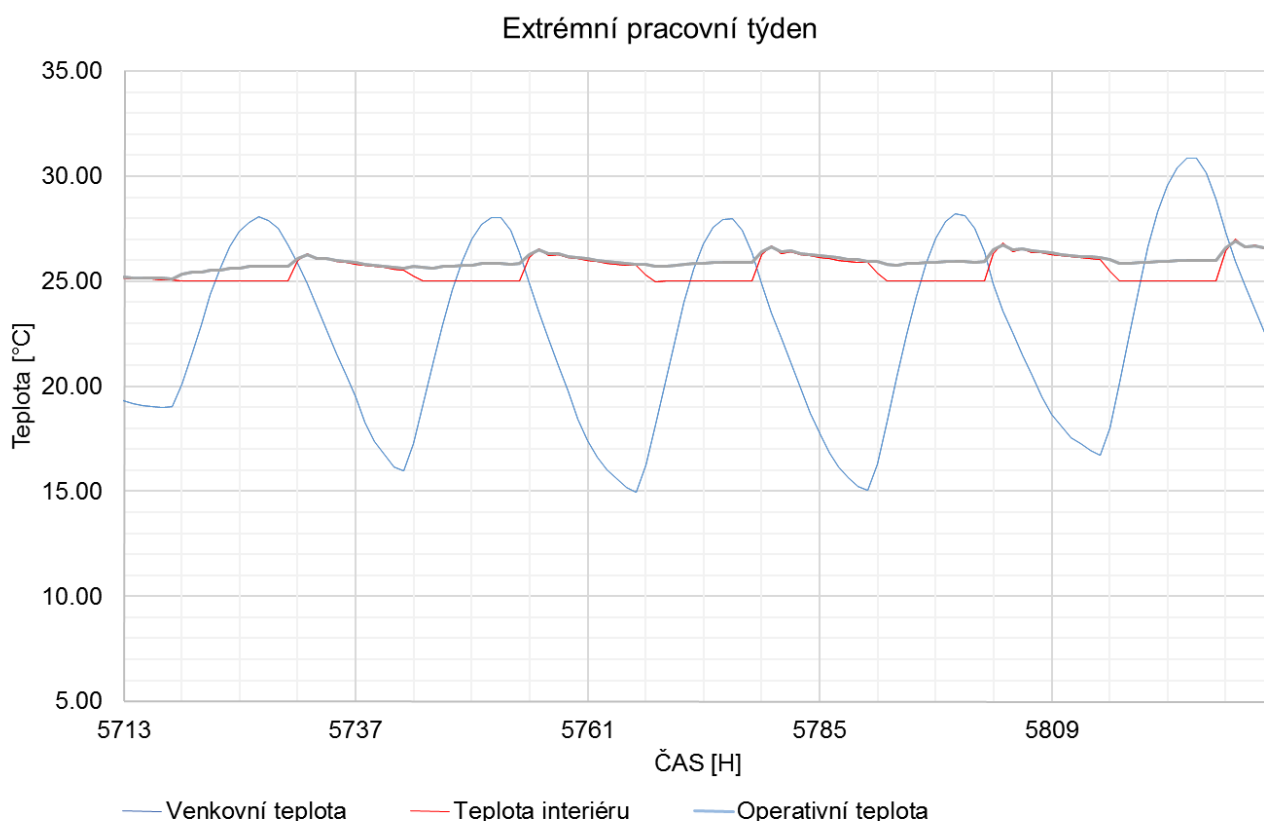
V. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní době a nočním chlazením absorbéry

Jedná se o podobný příklad jako v předchozí kapitole, jen je místo nočního větrání použitý systém střešních absorbérů. Průběhy teplot můžeme vidět na Obr. 86 a Obr. 87.

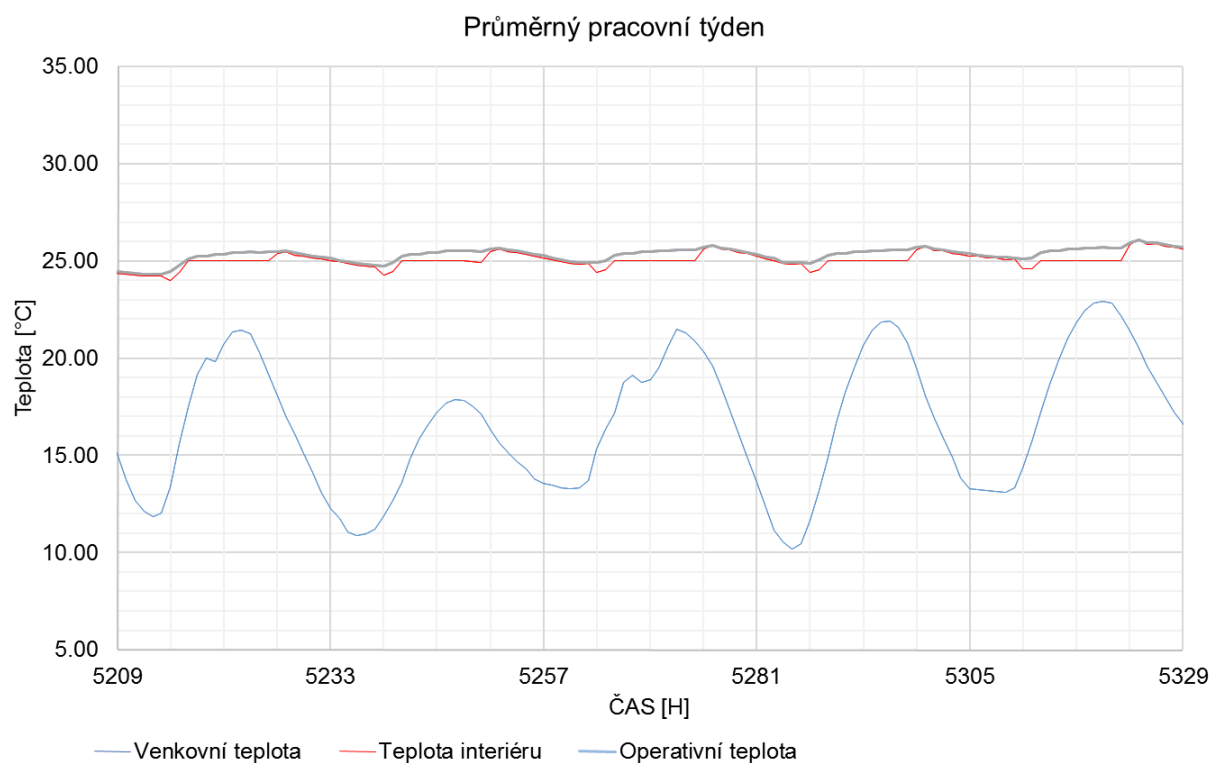
Z průběhu teplot vidíme, že nedochází k tak silnému podchlazení místnosti, naopak se projevuje tepelná setrvačnost konstrukcí a po vypnutí klimatizace se teplota vzduchu v interiéru přiblíží k operativní teplotě. Obě tyto teploty během noci klesají v závislosti na množství tepla odvedeného systémem TABS.

Provozní náklady

Ze simulace můžeme vyčíslit, že udržení požadované prostorové teploty v kancelářích v celé budově po dobu sledovaných 3. měsíců potřebujeme vyrobit cca 29 MWh chladu a špičkový odběr chladu je cca 74 kW. Pokud budeme uvažovat například s instalací VRV systému s celkovým chladicím faktorem EER 2,5 viz [60] vyjde nám spotřeba elektrické energie potřebné pro provoz klimatizace na cca 11 MWh. Je tedy potřeba počítat s nemalou investicí do instalace systému klimatizace i do jejího provozu, který se bude v závislosti na smluvní ceně elektřiny pohybovat kolem 48 000 Kč na sledované období červen ÷ srpen.



Obr. 86 – Extrémní pracovní týden



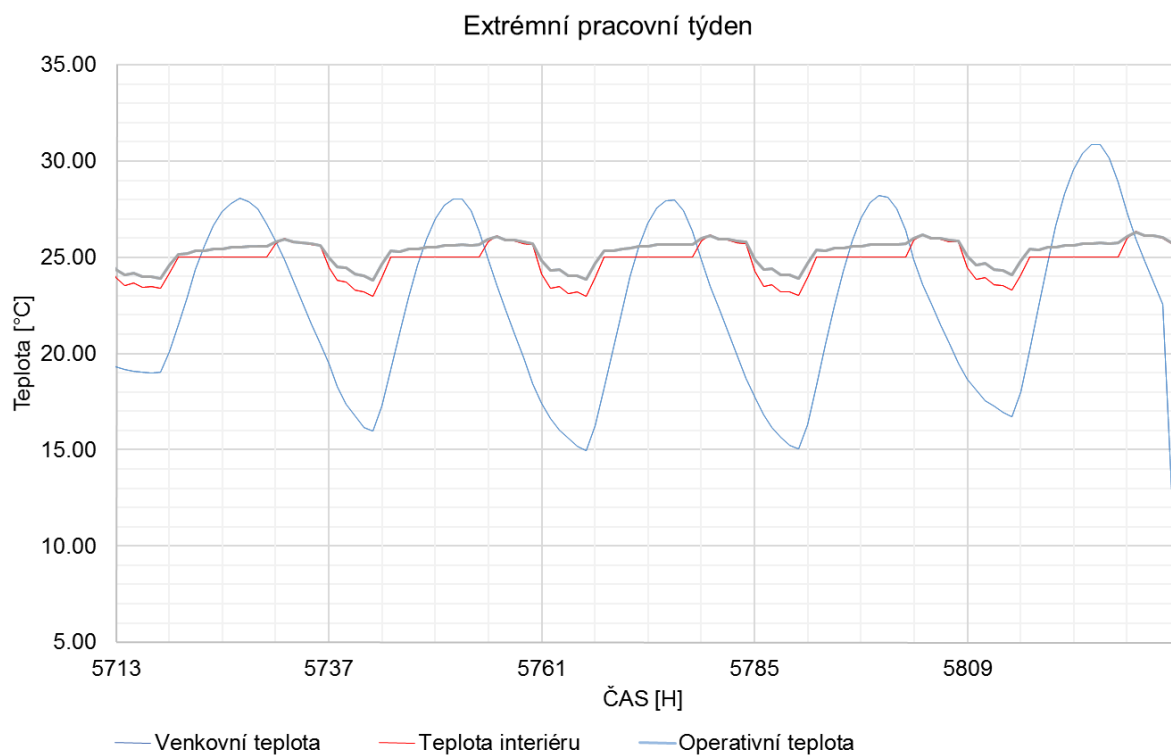
Obr. 87 – Průměrný pracovní týden

VI. Budova se strojním chlazením, řízeným větráním v provozní i noční době a nočním chlazením absorbéry.

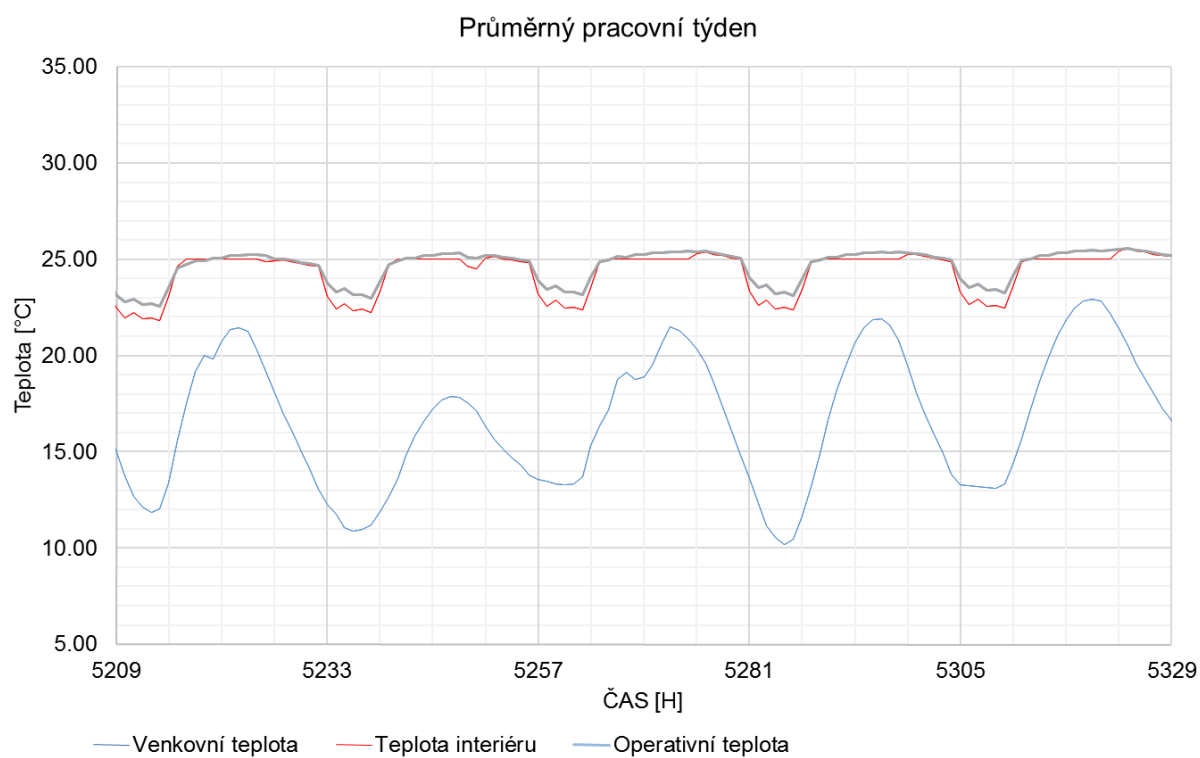
Jako poslední byla hodnocena možnost, že by oba výše uvažované systémy nočního chlazení pracovali spolu. Na Obr. 88 a Obr. 89 vidíme výsledné průběhy teploty vzduchu v extrémním a průměrném pracovním týdnu.

Provozní náklady

Ze simulace můžeme vyčíst, že udržení požadované prostorové teploty v kancelářích v celé budově po dobu sledovaných 3. měsíců potřebujeme vyrobit cca 22 MWh chladu a špičkový odběr chladu je cca 65 kW. Pokud budeme uvažovat například s instalací VRV systému s celkovým chladicím faktorem EER 2,5 viz [60] vyjde nám spotřeba elektrické energie potřebné pro provoz klimatizace na cca 9 MWh. Je tedy potřeba počítat s nemalou investicí do instalace systému klimatizace i do jejího provozu, který se bude v závislosti na smluvní ceně elektřiny pohybovat kolem 38 000 Kč na sledované období červen ÷ srpen.



Obr. 88 – Extrémní týden



Obr. 89 – Průměrný týden

6.6.2. Srovnání provozních nákladů

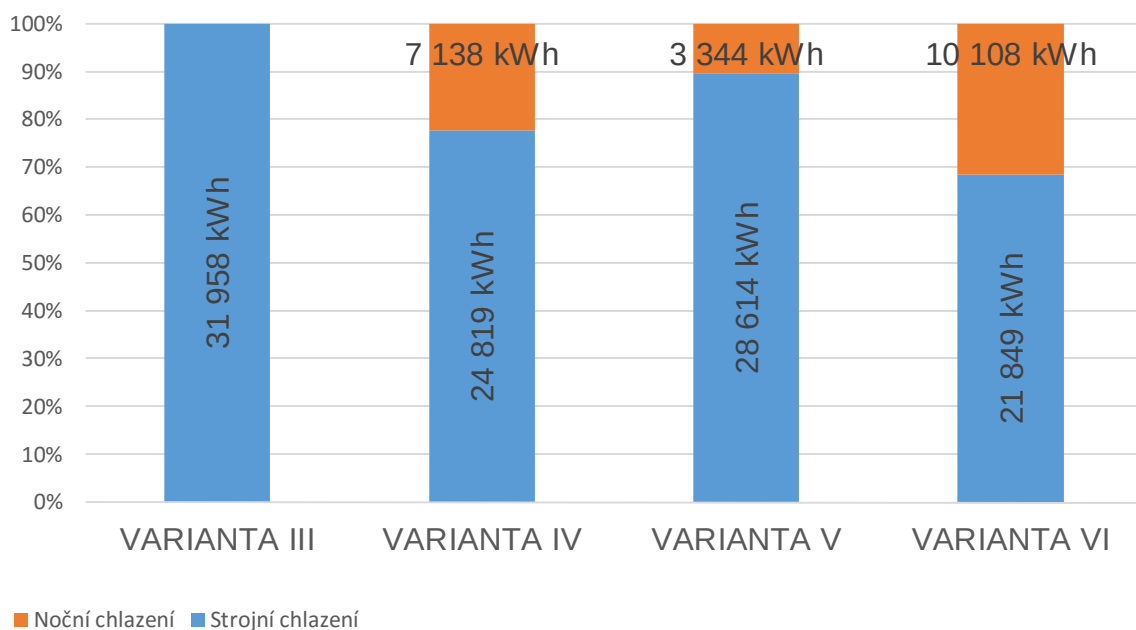
Abychom mohli jednotlivé varianty porovnat a vyhodnotit jejich přínos ve vztahu k strojní výrobě chladu byla z výsledků simulací sestavena porovnávací tabulka, viz Tabulka 20. V ní jsou vyčíslené množství vyrobeného chladu pomocí strojního chlazení, množství chladu, který ušetřilo noční chlazení a provozní náklady na noční chlazení. Porovnávacím kritériem je potom úspora chladu na při strojním chlazení, snížení potřebné velikosti zdroje chladu, účinnost systému nočního větrání a z toho vyplývající účinnost systému strojního a nočního chlazení jako celku.

Tabulka 20 – Porovnání variant

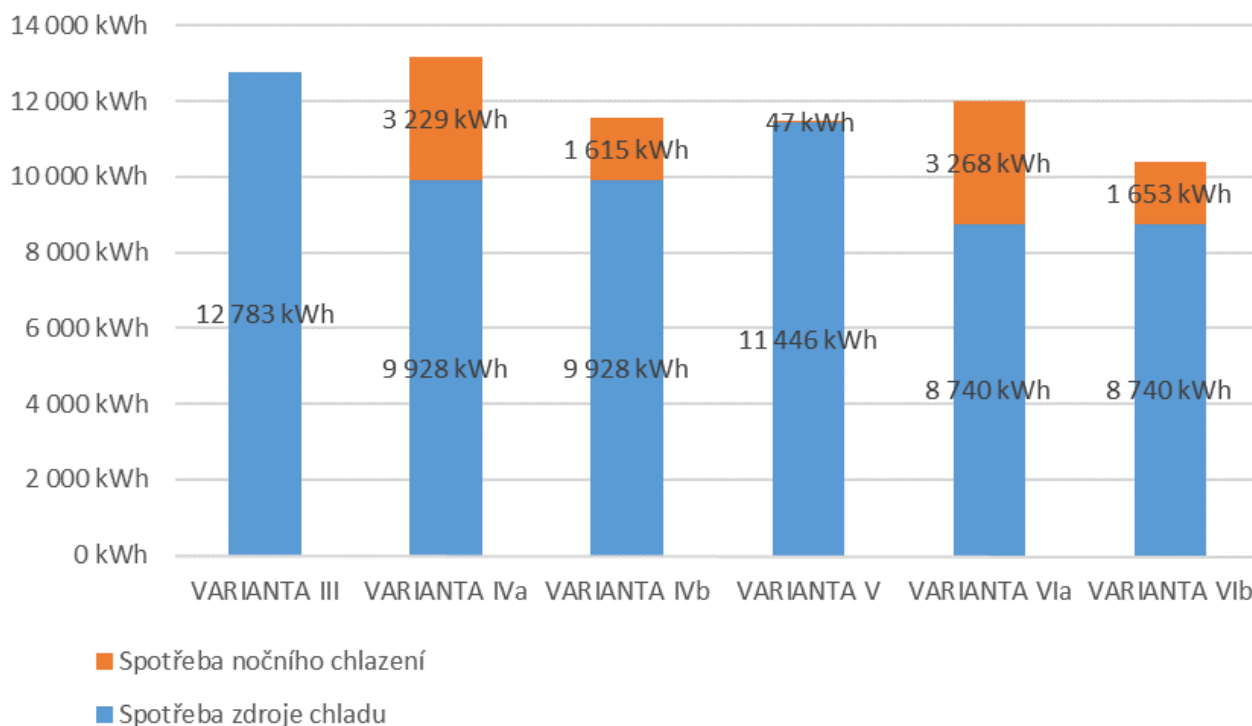
Varianta	Vyrobený chlad	Velikost zdroje chladu	Příkon zdroje chladu	Chlad vyrobený nočním chlazením	Provoz ventilátorů	Provoz čerpadla absorbérů	Celková spotřeba systému	COP nočního chlazení	COP celého systému
III jen strojní chlazení	31 958 kWh	74 kWh	12 783 kWh	0 kWh	0 kWh	0 kWh	12 783 kWh	-	2.5
IVa strojní chlazení, rovnotlaké noční větrání	24 819 kWh	65 kWh	9 928 kWh	7 138 kWh	3 229 kWh	0 kWh	13 157 kWh	2.2	2.4
IVb strojní chlazení, podtlakové noční větrání	24 819 kWh	65 kWh	9 928 kWh	7 138 kWh	1 615 kWh	0 kWh	11 542 kWh	4.4	2.8
V Strojní chlazení, střešní absorbéry	28 614 kWh	74 kWh	11 446 kWh	3 344 kWh	0 kWh	47 kWh	11 492 kWh	71.4	2.8
VIa strojní chlazení, rovnotlaké noční větrání, střešní absorbéry	21 849 kWh	65 kWh	8 740 kWh	10 108 kWh	3 229 kWh	39 kWh	12 008 kWh	3.1	2.7
VIb strojní chlazení, podtlakové noční větrání, střešní absorbéry	21 849 kWh	65 kWh	8 740 kWh	10 108 kWh	1 615 kWh	39 kWh	10 393 kWh	6.1	3.1

Graf na Obr. 90 ukazuje podíl strojního a nočního chlazení na celkové potřebě chladu. Z grafu je patrné, že z dvou uvažovaných systémů nočního chlazení odvede noční větrání přibližně dvojnásobné množství chladu, než systém se střešními absorbéry.

Pro zhodnocení ekonomického přínosu je důležité podívat se také na spotřebu energie potřebné pro provoz nočního větrání. Je jasné, že provoz vzduchotechnické jednotky bude energeticky náročnější, než provoz oběhového čerpadla pro systém střešních absorbérů. V grafu na Obr. 91 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** vidíme, jakou spotřebu energie mají jednotlivé varianty. Vidíme, že spotřeba ventilátorů je natolik velká, že výrobu chladu nakonec provozně znevýhodňuje. Pro porovnání byly u variant s nočním větráním uvažovány dvě pod varianty. V první je systém nočního větrání uvažovaný jako rovnotlaký, tzn., že se v noci pomocí ventrální jednotky vzduch přivádí i odvádí. V druhé je systém nočního větrání uvažován jako podtlakovým, tzn., že centrální jednotky vzduch z objektu jen odvádí a přívod chladného venkovního vzduchu je zajištěn stěnovými mřížkami. Tím se sníží potřeba energie na provoz nočního větrání, ale na druhou stranu narostou investiční náklady na osazení větracích mřížek do obvodových stěn.



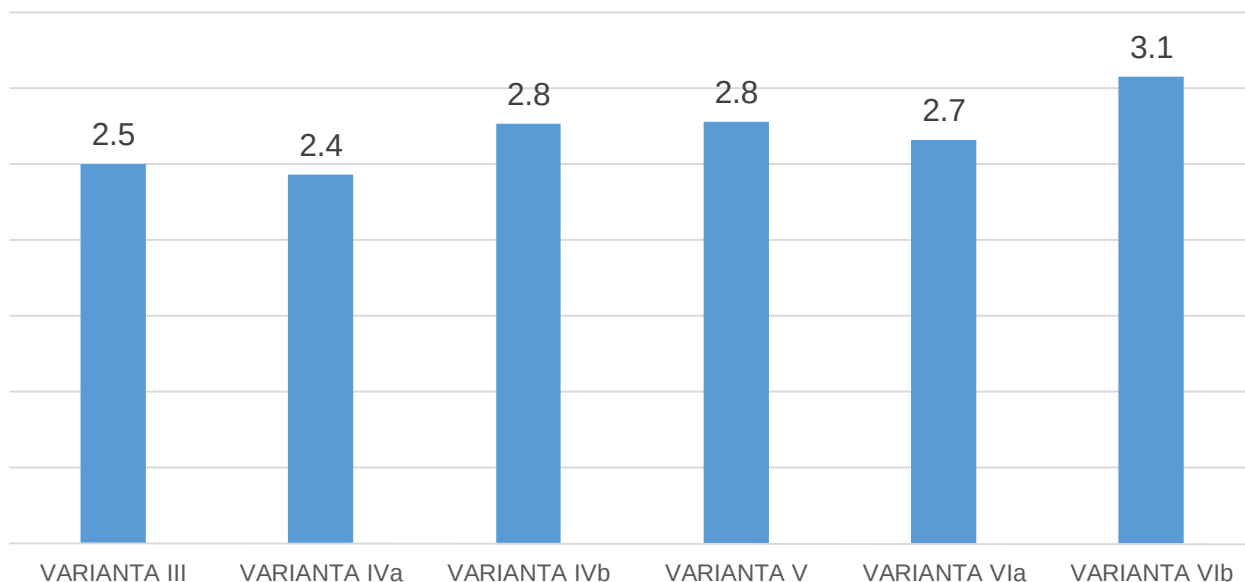
Obr. 90 – Podíl výroby chladu



Obr. 91 – Spotřeby energií

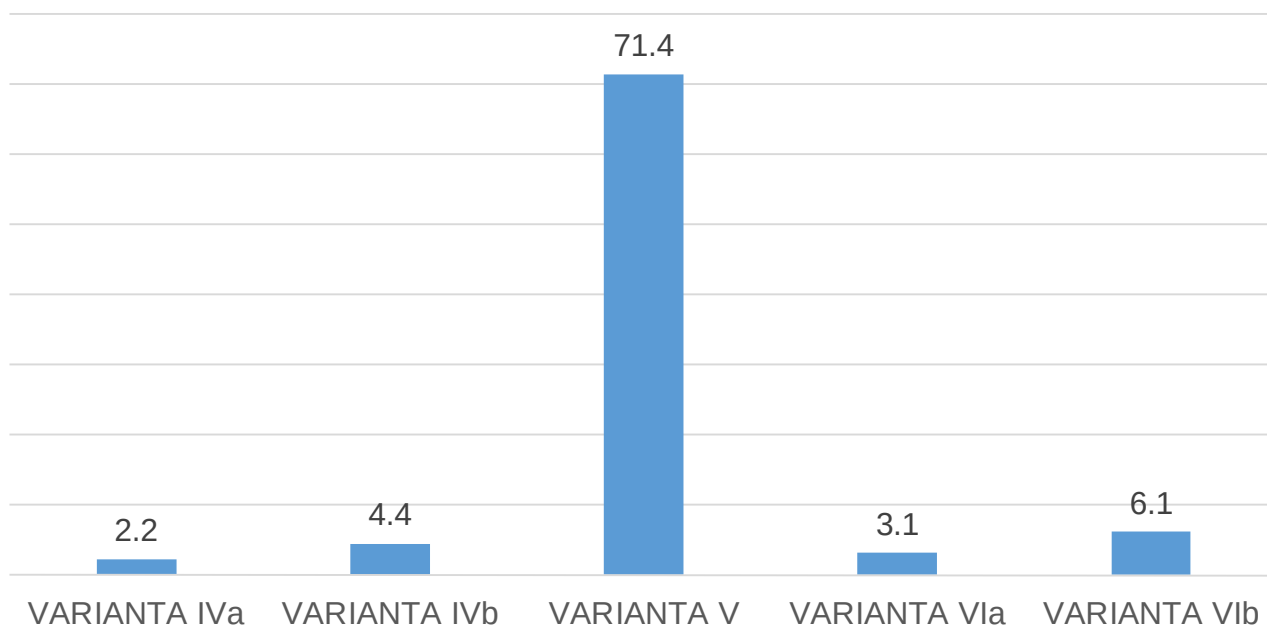
Na Obr. 92 můžeme vidět porovnání jednotlivých variant z hlediska celkové účinnosti. Varianta rovnotlakého nočního větrání přesto, že odvede nejvíce tepla, díky vysoké spotřebě energie systém jen znevýhodňuje. Lze o ní uvažovat spíš jen jako o systému pro mírné zlepšení interního mikroklimatu v budovách, kde je systém řízeného větrání, ale nemají systém strojního chlazení. V podstatě srovnatelné jsou varianty podtlakového nočního větrání a odvodu tepla pomocí

střešních absorbérů. Pokud by se ovšem využili absorbéry i pro denní ohřev vody zvrátila by se bilance ve prospěch absorbérů. Nejvýhodnější je pak varianta s nočním přirozeným větráním v kombinaci se střešními absorbéry, která přináší nejvyšší úsporu a tím pádem vykazuje i nejvyšší účinnost.



Obr. 92 – Účinnost celého systému

Pokud se zaměříme pouze na systém nočního chlazení a jeho účinnost Obr. 93. Vidíme, že systém se střešními absorbéry má vzhledem k malé spotřebě provozní energie jasnou převahu nad ostatními systémy.



Obr. 93 – Účinnost nočního chlazení

6.7. Závěr

Experimentální i teoretický výzkum byl zaměřen na systémy umožňující snížení energetické náročnosti chladicích systémů budov. Byla zkoumána jak možnost optimalizovat standardní zdroj chladu zlepšením jeho pracovních podmínek, tak snížením potřeby chladu pomocí nočního chlazení objektu. Oba dva způsoby využívají v maximální míře s obnovitelnými zdroji energie.

Jak teoretický tak experimentální výzkum jednotlivých způsobů ukázal na potenciál k úsporám na výrobě chladu. Systém odvodu kondenzačního tepla do adiabaticky navlhčeného vzduchu je, umožňuje úsporu provozních nákladů zdroje chladu snížením příkonu kompresoru, kterého je dosaženo snížením kondenzační teploty. Tato modifikace výroby chladu tedy umožňuje zvýšit účinnost zdroje chladu a tím i náklady na jeho provoz o cca 20 %. Tento způsob výroby chladu je ovšem aplikovatelný převážně u objektů s menšími nároky na chladicí výkon. Proto je ideální kombinovat takový zdroj s dalšími technikami pro snížení potřeby chladu.

Další část výzkumu tedy byla zaměřena na redukci tepelné zátěže pomocí systémů nočního chlazení. I zde byla snaha vybrat netradiční řešení s minimálními nároky na spotřebu energií. Po zhodnocení současného stavu poznání v oblasti nočního chlazení byl vybrán způsob nočního chlazení, který využívá vysávání tepelné zátěže budovy proti noční obloze. Z dostupných informací byl vyhodnocen jako potenciálně nevýhodnější systém s lehkými střešními absorbéry. Jedná se o systém, který není v podmínkách České republiky využíván a o to zajímavější bylo zaměřit se na jeho aplikovatelnost v našich klimatických podmínkách.

Pomocí simulací samotného absorbéru i dynamických simulací chování celé budovy včetně systémů TZB, byl zkoumán přínos této metody ke snížení tepelné zátěže administrativní budovy. Zkoumané řešení s absorbéry bylo následně konfrontováno s u nás nejrozšířenějším systémem nočního chlazení pomocí nočního větrání. Systém nočního větrání sice vykazuje vyšší množství odvedeného tepla, ale z provozního hlediska je extrémně energeticky náročné. V případě, že se k nočnímu větrání využije VZT jednotka, která během noci přivádí i odvádí vzduch je výsledná bilance systému horší. Účinnost systému nočního větrání COP 2,2 je tak nižší než účinnost samotného zdroje chladu. Naproti tomu systém odvodu tepelné zátěže pomocí střešních absorbérů umožňuje odvod přibližně polovičního množství tepla, ale náklady na provoz zařízení jsou minimální. Během nočního provozu pak systém vykazuje extrémně vysokou účinnost COP 71,4. Celý systém se střešními absorbéry pak vykazuje více jak 10 % úsporu potřebné chladicí energie. Nespornou výhodou je i možnost využití systému pro denní provoz, kdy je v absorbérech možné předehtvat teplou vodu.

Z hlediska celkového přínosu nočního chlazení jako podpůrného systému chlazení je systém se střešními absorbéry výhodnější volbou.

7. VÝZNAM PRÁCE

Práce má význam jak pro rozvoj vědního oboru, tak pro praxi.

7.8. Význam pro rozvoj vědního oboru

Práce rozšiřuje poznání v oblasti optimalizace chlazení budov pomocí alternativních technik chlazení a nočního chlazení budov s využitím ekologických obnovitelných zdrojů. Práce je přínosná pro rozvoj počítačových simulací tepelného chování budov a jejich systémů. V rámci práce byly pomocí simulací vytvořeny surogační modely střešního absorbéru pro režim odvodu tepla a režim ohřevu vody, které je možné dále využít pro dynamické simulace chování systémů.

7.9. Význam pro praxi

Výsledky předkládané v této práci mají přímý i nepřímý dopad na praxi spočívající ve vytvoření surogačních modelů střešních absorbérů, které umožní provádět již v přípravných fázích projektu bilance spotřeb energií se zahrnutím prezentovaného způsobu odvodu tepelné zátěže nočním chlazením. Práce prezentuje alternativní způsob nočního chlazení, který není v České republice používán. Tento způsob nočního chlazení je pak srovnán se systémem řízeného nočního větrání a je vyhodnocen potenciál nové metody.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Key World Energy Statistics. In: International Energy Agency [online]. [cit. 2016-01-10]. Dostupné z:
<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/keyworld2014.pdf>
- [2] United States Department of Energy, Buildings Energy Data Book, 2011,
<http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>.
File:World energy consumption by fuel.svg. WIKIMEDIA COMMONS [online]. [cit. 2016-01-10]. Dostupné z:
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:World_energy_consumption_by_fuel.svg?uselang=cs
- [3] Křišťálový palác. In: iDNES [online]. 2013 MAFRA, a. s. [vid. 15. 01. 2016]. Dostupné z
- [4] Sekretariát v Čandígarhu. In: LIDOVKY [online]. 2015 MAFRA a. s. [vid 15. 01. 2016]. Dostupné z http://www.lidovky.cz/pred-50-lety-zemrel-svycarsky-architekt-le-corbusier-fyb-/design.aspx?c=A150830_150021_In-bydleni_toh
- [5] Schéma vysvětlující globální oteplování. In: Institut geologického inženýrství [online]. Technická univerzita Ostrava [vid 15. 01. 2016]. Dostupné z
<http://geologie.vsb.cz/jelinek/tc-global-oteplovani.htm>
- [6] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. Větrání a klimatizace: Technický průvodce. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993, s. 146. ISBN 80-901574-0-8.
- [7] Olsen E.L.; Chen, Q.Y. (2003) Energy consumption and comfort analysis for different low-energy cooling systems in a mild climate, Energy and Buildings, Volume 35, Issue 6, July 2003, Pages 560- 571, Elsevier.
- [8] Todorovič M. (2007) Optimization of air-conditioning system energy consumption by applying night ventilation, PhD thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade.
- [9] GIVONI, Baruch. Passive and low energy cooling of buildings. New York: Wiley, 1994, s. 53 - 55. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [10] Teplotní mapa ze dne 6. 2. 2012. In: www.in-pocasi.cz [online]. IN-POČASÍ [vid 16. 01. 2016]. Dostupné z <http://www.in-pocasi.cz/clanky/teorie/radiacni%20ochlazovani-4.2.2014/>
- [11] GIVONI, Baruch. Passive and low energy cooling of buildings. New York: Wiley, 1994, s. 82. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [12] GIVONI, Baruch. Passive and low energy cooling of buildings. New York: Wiley, 1994, s. 84. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [13] Energetická bilance zemské atmosféry. In: National Weather Service [online]. NOAA, a. s. [vid. 16. 01. 2016]. Dostupné z
http://www.srh.noaa.gov/jetstream/atmos/energy_balance_hires.htm
- [14] Vliv atmosféry na dlouhodobné vyzařování. In: National Weather Service [online]. NOAA, a. s. [vid. 16. 01. 2016]. Dostupné z <http://www.srh.noaa.gov/jetstream/atmos/energy.htm>

- [15] GIVONI, Baruch. Passive and low energy cooling of buildings. New York: Wiley, 1994, s. 86. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [16] GIVONI, Baruch. Passive and low energy cooling of buildings. New York: Wiley, 1994, s. 87. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [17] PROMMAJAK, Treeamorn, Jindaporn PHONRUKSA a Surajitr PRAMUANG. *Passive Cooling of Air at Night by the Nocturnal Radiation in Loei, Thailand* [online]. School of Renewable Energy Technology, Naresuan University, 2008, 8 s. [cit. 2016-01-17]. Dostupné z: [http://www.sert.nu.ac.th/IIRE/V3N1\(4\).pdf](http://www.sert.nu.ac.th/IIRE/V3N1(4).pdf)
- [18] TEVAR, J.A.Ferrer, S. S. CASTAÑO, A. Garrido MARIJUÁN, M.R. HERAS a J. PISTONO. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling. In: *Energy and Buildings: an international journal devoted to investigations of energy use and efficiency in buildings*. 2015. Amsterdam: Elsevier B.V., s. 37-48. ISBN 0378-7788. ISSN 0378-7788. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778815301377>
- [19] Thibault Péan; Luca Gennari; Bjarne W. Olesen; Ongun Berk Kazanci. Nighttime radiative cooling potential of unglazed and PV/T solar collectors: parametric and experimental analyses, In: CLIMAMED 2015 - The 8th Mediterranean Congress of Heating, Ventilation and Air-Conditioning, At Juan-les-Pins, France
- [20] Mihalakakou, G., Ferrante, A., Lewis, J. O. (1998), THE COOLING POTENTIAL OF A METALIC NOCTURNAL RADIATOR,
- [21] Orel, B., Klanjšek Gunde, M., Krainer, A. (1993), RADIATIVE COOLING EFFICIENCY OF WHITE PIGMENT PAINTS
- [22] Bagiogras, H. S., Mihalakakou, G. (2007), EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF A NOCTURNAL RADIATOR FOR SPACE COOLING.
- [23] File:uni-graph.jpg. Stirling Urban Tree Network [online]. 24. 9. 2015. [cit. 2016-01-24]. Dostupné z: <https://stirlingurbantreenetwork.files.wordpress.com/2015/08/uh-graph.jpg>
- [24] Schéma nepřímého adiabatického chlazení. In: Energy efficiency center [online]. ZAE BAYERN [vid 17. 01. 2016]. Dostupné z <http://www.energy-efficiency-center.de/en/Innovations/Passive%20Infrared%20Cooling>
- [25] File:Atlanta thermal.jpg. WIKIMEDIA COMMONS [online]. 23. 2. 2009. [cit. 2016-01-24]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Atlanta_thermal.jpg
- [26] Pražský tepelný ostrov: V centru je o 2 stupně tepleji, může být hůř. ČT24. ČT24 [online]. 23.6.2014. [cit. 2016-01-24]. Dostupné z: <http://www.ceskatelevize.cz/ct24/regiony/1028598-prazsky-tepelny-ostrov-v-centru-je-o-2-stupne-tepleji-muze-byt-hur>
- [27] M. Santamouris, N. Papanikolaou, I. Livada, I. Kronakis, C. Georgakis, A. Argiriou and D. N. Assimakopulos (2001), *ON THE IMPACT OF THE URBAN CLIMATE ON THE ENERGY CONSUMPTION OF BUILDINGS*, Solar Energy Vol. 70, No. 3, pp. 201–216

- [28] Akbari, H.; Davis, S.; Dorsano, S.; Juany, J.; Winnett, S. (1992) *COOLING OUR COMMUNITIES: A GUIDEBOOK ON TREE PLANTING AND LIGHT-COLORED SURFACING*, U. S. Environmental Protection Agency Office of Policy Analysis, Climate Change Division.
- [29] L. Doulos, M. Santamouris, I. Livada (2004), *PASSIVE COOLING OF OUTDOOR URBAN SPACES. THE ROLE OF MATERIALS*, Solar Energy Vol. 77
- [30] Akbari, H. (2005) *ENERGY SAVING POTENTIALS AND AIR QUALITY BENEFITS OF URBAN HEAT ISLAND MITIGATION*.. Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California
- [31] GIVONI, Baruch. *Passive and low energy cooling of buildings*. New York: Wiley, 1994, s. 30-33. ISBN 978-0-471-28473-4.
- [32] Duška, M. - Drkal, F. - Hensen, J. (2007) *Statistical Evaluation of Equipment Gain Measurement as Boundary Conditions for Energy Simulation*, Building Performance Simulation 2007, Praha, Česká technika - nakladatelství ČVUT, s. 145-152. ISBN 978-80-01-03796-6.
- [33] Duška, M. - Drkal, F. - Lain, M. (2004) *Tepelné zisky z vnitřních vybavení administrativních budov, Vytápění, větrání, instalace*, roč. 13, č. 5, s. 198-201. ISSN 1210-1389.
- [34] Duška, M. Drkal, F. Lain, M. (2004) *Tepelné zisky z vnitřního vybavení administrativních budov, sborník přednášek Klimatizace a větrání 2004*, Praha, Společnost pro techniku prostředí, s. 165-174. ISBN 80-02-01598-3
- [35] Jokl M., *Teorie vnitřního prostředí budov*, 2. vyd. Skripta ČVUT v Praze. Praha, 1993. 261s. ISBN 80-01-00481-3
- [36] 2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals : Si Edition. 2009, ASHRAE, Atlanta. ISBN – 1933742550
- [37] Fanger, P.O. 1972. *Thermal comfort*. McGraw-Hill, New York.
- [38] Fanger, P.O., A.K. Melikov, H. Hanzawa, and J. Ring. 1989. *Turbulence and draft*. ASHRAE Journal 31(4):18-25.
- [39] Kabele K., Veverková Z., *Modelování operativní teploty. Vytápění, větrání, instalace*, ISSN 1210-1389, Společnost pro techniku prostředí, Praha, 2003
- [40] Fanger, P.O.; Fortun, J. (2002) *Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates*, Energy and Buildings 34, p. 533-536, www.elsevier.com
- [41] Behne M., 1999. *Indoor air quality in rooms with cooled ceilings.: Mixing ventilation or rather displacement ventilation?*, Energy and Buildings, Volume 30, Issue 2, Pages 155-166, ISSN 0378-7788.
- [42] Behne M., *Temperatur-, Luftgeschwindigkeits- und Konzentrationsverteilungen in Räumen mit Deckenkühlung*, Dissertation, TU Berlin, 1995, Germany, Verlag für Wissenschaft und Forschung, Berlin, Germany, ISBN 3-930324-36-9.

- [43] Zhou G., Yang Y., Xu H., Energy performance of a hybrid space-cooling system in an office building using SSPCM thermal storage and night ventilation, *Solar Energy*, Volume 85, Issue 3, March 2011, Pages 477-485, ISSN 0038-092X
- [44] Diaz N. F., Experimental study of hydronic panels system and its environment, *Energy Conversion and Management*, Volume 52, Issue 1, January 2011, Pages 770-780, ISSN 0196-8904.
- [45] Diaz N. F., Modeling of a hydronic ceiling system and its environment as energetic auditing tool, *Applied Energy*, Volume 88, Issue 3, March 2011. Pages 636-649, ISSN 0306-2619.
- [46] Lain, M., školitel Hensen, J. (2007) *Nízkoenergetické chlazení budov*, Disertační práce, Ústav techniky prostředí, Fakulta strojní, ČVUT v Praze.
- [47] Liao Z, Dexter AL. An inferential control scheme for optimizing the operation of boilers in multi-zone heating systems. *Building Services Engineering Research And Technology* 2004;24:245-256.
- [48] Ibrahim O, Fardoun F, Younes R, Louahlia-Gualous H. Review of water-heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects. *Building And Environment* 2014:259-286.
- [49] Crawford RH, Treloar GJ, Ilozor BD, Love PED. Comparative greenhouse emissions analysis of domestic solar hot water systems. *Building Research And Information* 2003;31:34-47.
- [50] Zheng R, He T, Zhang X, Huang Z, Deng Y. Developing situation and energy saving effects for solar heating and cooling in China. *Energy Procedia*, vol. 30, 2012.
- [51] Sahnoune F, Madani M, Zelmat M, Belhamel M. Comparative study between solar and conventional heating-economic study and environmental impact. *Energy Procedia*, vol. 50, 2014.
- [52] Missoum M, Hamidat A, Loukarfi L. Energetic performance analysis of a solar combisystem. Application to a rural house in Chief Region (Algeria). *Energy Procedia*, vol. 50, 2014.
- [53] Krippelová Z, Peráčková J. Comparison of the Design of the Storage Water Heaters According to the Technical Standards of Central European Countries. *Clima 2013*, 2013.
- [54] Fanney AH, Dougherty BP, Richardson Jr. JO. Field test of a photovoltaic water heater. *ASHRAE Transactions*, vol. 1082, 2002.
- [55] Izquierdo S, Montañés C, Dopazo C, Fueyo N. Roof-top solar energy potential under performance-based building energy codes: The case of Spain. *Solar Energy* 2011;85:208-213.
- [56] Li H, Yang H. Potential application of solar thermal systems for hot water production in Hong Kong. *Applied Energy* 2009;86:175-180.
- [57] Boait PJ, Dixon D, Fan D, Stafford A. Production efficiency of hot water for domestic use. *Energy And Buildings* 2012:160-168.

- [58] Ocipova D, Vranayova Z, Sikula O. RISK MANAGEMENT METHODS IN HOT WATER DISTRIBUTION SYSTEMS TO NEGATE HEALTH RISKS FROM MICROBIOLOGICAL CONTAMINATION. Environmental Engineering, Vols 1-3 2011:638-642.
- [59] Ocipova D, Vranayova Z, Sikula O. Negative Impact of Bacteria Legionella Pneumophila in Hot Water Distribution Systems on Human Health. Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology. 2012, no. 70.
- [60] Tajzlarová, L., Lain, M., (vedoucí práce) Projekt klimatizace administrativní budovy, Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2009

Normy

- [61] ČSN EN ISO 7730 Ergonomie tepelného prostředí – Analytické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu. 2006
- [62] ČSN 730548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. 1985
- [63] ČSN EN 12464-1 Světlo a osvětlení - Osvětlení pracovních prostorů - Část 1: Vnitřní pracovní prostory

9. SEZNAM AUTOROVÝCH PRACÍ

A. Publikace týkající se řešené problematiky

- [A1] ŠÍMA, J. OPTIMALIZACE ADIABATICKÉ PRAČKY VZDUCHU. In *SBORNÍK ANOTACÍ KONFERENCE JUNIORSTAV 2009*. Purkyňova 95a, 612 00 Brno, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. 2009. p. 84 - 92. ISBN 978-80-214-3810-1.
- [A2] ŠÍMA, J.; ŠIKULA, O. Teoretický výpočet výkonu střešních absorbérů. In *Zborník prednášok z 18. medzinárodnej konferencie VYKUROVANIE 2010 na tému Energetická efektívnosť systémov výroby, distribúcie a odovzdávania tepla pri príležitosti roku Aurela Stodolu na STU*. 1014. Bratislava, SSTP Bratislava. 2010. p. 343 - 346. ISBN 978-80-89216-32-1.
- [A3] ŠÍMA, J. Teoretický výpočet výkonu střešních absorbérů. In *SBORNÍK ANOTACÍ KONFERENCE JUNIORSTAV 2010*. Veverí 331/95, 602 00 Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. 2010. (4 p.). ISBN 978-80-214-4042-5.
- [A4] ŠÍMA, J. ODVOD TEPELNÉ ZÁTĚŽE SÁLÁNÍM PROTI NOČNÍ OBLOZE. In *Budovy a prostředí 2010*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. 2010. p. 140 - 143. ISBN 978-80-214-4155-2.
- [A5] ŠIKULA, O.; ŠÍMA, J. Teoretické zhodnocení chlazení sáláním proti noční obloze v podmínkách ČR. *TZB-info*. 2010. 2010(12). p. 1 - 8. ISSN 1801-4399.
- [A6] ŠÍMA, J. Theoretic calculation exploit of nocturnal absorber. In *Solaris 2011*. Brno, CERM Brno. 2011. p. 278 - 278. ISBN 978-80-214-4311-2.
- [A7] ŠÍMA, J.; ŠIKULA, O.; KOŠÚTOVÁ, K.; PLÁŠEK, J. Theoretical evaluation of night sky cooling in the Czech Republic. In *2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2013)*. Proceedings of a meeting held 23-25 September 2013, Freiburg, Germany., Energy Procedia. Amsterdam, Elsevier. 2014. p. 645 - 653. ISBN 9781632663665, ISSN 1876-6102.
- [A8] ŠIKULA, O.; VOJKŮVKOVÁ, P.; ŠÍMA, J.; PLÁŠEK, J.; GEBAUER, G. Hybrid Roof Panels for Night Cooling and Solar Energy Utilization in Buildings. In *The International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability –TMREES15*, Energy Procedia. Amsterdam, Elsevier. 2015. p. 177 - 183. ISSN 1876-6102.

B. Ostatní publikace

- [B1] ŠÍMA, J.; ŠIKULA, O. Využití pračky vzduchu pro zefektivnění výroby chladu. *Topenářství*. 2008. 2008(8). p. 24 - 26. ISSN 1211-0906.
- [B2] ŠÍMA, J. ZEFEKTIVNĚNÍ VÝROBY CHLADU. In *SBORNÍK ANOTACÍ KONFERENCE JUNIORSTAV 2009*. Purkyňova 95a, 612 00 Brno, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. 2009. p. 90 - 109. ISBN 978-80-214-3810-1.
- [B3] ŠIKULA, O.; ŠÍMA, J. ODVOD KONDENZAČNÍHO TEPLA PŘI VÝROBĚ CHLADU. In *Budovy a prostředí 2010*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. 2010. p. 144 - 146. ISBN 978-80-214-4155-2.
- [B4] ŠIKULA, O.; ŠÍMA, J. Experimentální ověření možností odvodu kondenzačního tepla zdroje chladu. *TZB-info*. 2011. 2011(3). p. 1 - 6. ISSN 1801-4399.
- [B5] ŠÍMA, J. SOFTWAREOVÉ HODNOCENÍ KRITICKÝCH STAVEBNÍCH DETAILŮ. In *SBORNÍK ANOTACÍ KONFERENCE JUNIORSTAV 2010*. Veverí 331/95, 602 00 Brno,

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. 2011. (13 p.). ISBN 978-80-214-4042-5.

- [B6] ŠIKULA, O.; ŠÍMA, J.; ADAM, P.; HÁJKOVÁ, L. Vývoj a ověření tepelného a akustického výkonu FC. Brno, VUT v Brně. 2012. p. 1 - 13.

10. OHLAS VLASTNÍHO VÝZKUMU

C. Citační ohlas vlastních prací v publikacích jiných autorů (celkem 3, h index (WOS) = 1)

- [C1] TEVAR, J.A.F., S. CASTAÑO, A.G. MARIJUÁN, M.R. HERAS a J. PISTONO. 2015. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling. *Energy and Buildings*. Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings R and D Unit, CIEMAT Madrid, Spain, (107), 37-48. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.07.027.

Citována práce [A7]

- [C2] ЦОЙ, А. П.; ГРАНОВСКИЙ, А. С.; ЦОЙ, Д. А. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ОПРЕДЕЛЕННОГО КЛИМАТА. *Научно-Технического Общества «КАХАК»*, 95.

Citována práce [A7].

- [C3] ГРАНОВСКИЙ, АС а ДА ЦОЙ. 2014. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. *Холодильная техника*. (12), 36-41.

Citována práce [A7].

- [C4] NEHASIL, Ondřej a Daniel ADAMOVSKÝ. 2013. Utilization of Indirect Adiabatic Cooling in Heat Recovery Device. In: KALOUSEK, Miloš, Martin NĚMEČEK a Lukáš CHUCHMA. *Advanced Materials Research: selected, peer reviewed papers from the enviBUILD 2012, October 25-26, 2012 and the building performance simulation conference 2012, November 8-9, 2012, Brno, Czech Republic*. Switzerland: Trans Tech Publications, **649**, s. 307-310. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307. ISBN 10.4028/www.scientific.net/AMR.649.307. ISSN 1662-8985.

Citována práce [B4].

D. Ocenění

- [D1] První místo ve fakultním kole soutěže SVOČ – téma odvod kondenzačního tepla s využitím adiabatického vlhčení.
- [D2] Druhé místo v mezinárodním kole soutěže SVOČ – téma odvod kondenzačního tepla s využitím adiabatického vlhčení.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ZKRATKY

Zkratka	Popis
COP	Coefficient of Performance
CFD	Computational Fluid Dynamics
PMV	Predicted Mean Vote – predikovaná střední volba
PPD	Predicted Percent of Dissatisfied – predikovaný procentuální podíl nespokojených
TABS	Thermo Active Building Structures – tepelně aktivní stavební konstrukce

SYMBOLY

Symbol	Popis	Jednotka
a	- součinitel teplotní vodivosti	$[m^2.s^{-1}]$
A	- psychrometrický součinitel	$[-]$
	- koeficient pro výpočet operativní teploty	$[-]$
c	- měrná tepelná kapacita	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_s	- součinitel sálání absolutně černého tělesa	$[W.m^{-2}.K^{-4}]$
d	- průměr potrubí	$[m]$
D	- číslo dnu v měsíci	$[-]$
E	- emisivita	$[-]$
f	- váhový faktor	$[-]$
$f_{x,y,z}$	- složky vnější objemové síly	$[]$
g	- gravitační zrychlení	$[m.s^{-2}]$
h	- entalpie	$[kJ.kg^{-1}]$
m	- hmotnostní průtok	$[kg.s^{-1}]$
M	- energetický výdej osoby	$[W.m^{-2}]$
p	- tlak	$[Pa]$
P	- tepelný tok	$[W]$
q	- hustota tepelného toku	$[W.m^{-2}]$
S	- plocha	$[m^2]$
T	- termodynamická teplota	$[K]$
x	- měrná vlhkost vzduchu	$[kg.kg^{-1}.s.v.]$
α	- součinitel přestupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
σ	- Stefan-Boltzmannova konstanta	$[W.m^{-2}.K^{-4}]$
φ	- relativní vlhkost vzduchu	$[\%]$
λ	- součinitel tepelné vodivosti	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
ρ	- objemová hmotnost, hustota	$[kg.m^{-3}]$
τ	- časová konstanta	$[s]$