



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STAVEBNÍ

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

**VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH
PROCESŮ**

WASTE HEAT RECOVERY FROM TECHNOLOGICAL
PROCESSES

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Vladimíra Linhartová

Doktorský studijní program: Stavební inženýrství

Studijní obor: Pozemní stavby

Školitel: Doc. Ing. Vladimír Jelínek, CSc.

Praha, březen 2019



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební
Thákurova 7, 166 29 Praha 6

PROHLÁŠENÍ

Jméno doktoranda: Ing. Vladimíra Linhartová

Název disertační práce: Využití odpadního tepla z technologických procesů

Prohlašuji, že jsem uvedenou disertační práci vypracovala samostatně pod vedením školitele
Doc. Ing. Vladimíra Jelínka, CSc.

Použitou literaturu a další materiály uvádím v seznamu použité literatury.

V Praze dne 22. 3. 2019

ABSTRAKT

Předmětem disertační práce je analýza systémů k využití odpadního tepla z technologických procesů. Práce je zaměřena na odpadní teplo, které vzniká při parním kompresorovém chlazení na zimních stadionech. Jako případové studie byly zvoleny čtyři objekty, které byly podrobně analyzovány ve smyslu zdrojů tepla a chladu, systému větrání hlavní haly s ledovou plochou, získávání odpadního tepla, spotřeb energií zejména těch technologií, které využívají nebo mají potenciál využívat odpadní teplo. V každém objektu bylo zjištěno schéma zapojení zdrojů a dodávky tepla k technologiím. Na výpočet množství odpadního tepla o různých teplotních úrovních navázalo individuální řešení pro každý zimní stadion, které mělo jako hlavní účel zvýšit podíl využití dostupného odpadního tepla.

Ze zjištěných výsledků bylo sestaveno zhodnocení stávajícího stavu, posouzení teplotních rozdílů a časové nerovnoměrnosti spotřeby a dodávky tepla. Řešené zimní stadiony mají přes letní měsíce odstávku provozu různé délky, kdy je led rozpuštěn. Dílčí posouzení je zaměřeno na účel této odstávky a zjišťuje, zdali by s novým konceptem využitím odpadního tepla, bylo ekonomické zimní stadiony využívat celoročně. Výsledky byly zobecněny do koncepce návrhu využití odpadního tepla na zimních stadionech s cílem zredukovat spotřebu neobnovitelných primárních zdrojů energie na vytápění a ohřev.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odpadní teplo, zimní stadion, tepelné čerpadlo, časová nerovnoměrnost, parní kompresorové chlazení, neobnovitelné primární zdroje energie, teplo přehřátých par chladiva, nízkoteplotní kondenzační teplo

ABSTRACT

The theme of this thesis is analysis of systems for waste heat recovery from technological processes. The thesis is focused on the waste heat which rises in a steam compressor cooling cycle in ice arenas. The case studies, four ice arenas were explored in detail in terms of heating and cooling sources; ventilation system solution; waste heat recovery and energy consumption of those technologies which were using or had the potential to use the waste heat as an energy source. In every ice arena the principal connection system and energy sources were explored. Calculation of the waste heat amount at different temperature levels was followed by an individual solution for each ice arena. The main goal of each proposed solution was to increase portion of waste heat usage.

Achieved results from the described studies above were collected. The evaluation of existing solutions was organized together with temperature levels evaluation and time mismatch between heat delivery and consumption. During the summer the ice arenas have a dead period when the ice surface is not kept. One topic in evaluation was focused on this dead time necessity. It was found that with new waste heat utilization concept it would be economical to operate the ice arena all year long. The results were aggregated and formed into a concept of designing of the waste heat utilization system in ice arenas with the goal to reduce non-renewable energy source usage for space heating and technological heating.

KEY WORDS

Waste Heat, Refrigeration Heat, Ice Arena, Heat Pump, Time Mismatch, Steam Compressor Cooling, Non-Renewable Primary Energy Sources, Superheat, Low Temperature Condensing Heat

PODĚKOVÁNÍ

Za přínosné a cenné rady během doktorského studia, publikační činnosti a zpracování disertační práce vřele děkuji svému školiteli, váženému panu docentovi Vladimíru Jelínkovi. Technickou a morální podporou mi byl během studia a zpracování disertační práce také vedoucí katedry pan profesor Karel Kabele. Významnou pomoc při práci se software mi poskytnul pan doktor Martin Kny, kterému tímto také děkuji.

Dále bych chtěla poděkovat kolegům doktorandům z katedry Technických zařízení budov za pomoc a podporu během doktorského studia, na zahraničních konferencích a stážích na univerzitách FH Burgenland v Pinkafeldu, na Ecole Nationale Superiure de Techniques Avancees v Paříži a na TU/e v Eindhoven.

Za morální podporu, přízeň a trpělivost upřímně děkuji rodičům, partnerovi, rodině a kamarádům.

Důležitou součástí doktorského studia byla zahraniční stáž na universitě Polytechnické univerzity Petra Velikého v Petrohradu, kde jsem nabyla nové znalosti v oboru energetiky. Děkuji vedoucímu katedry panu profesorovi Vitaly Sergeevovi za odborné vedení během stáže.

Jako autorka této disertační práce prohlašuji, že jsem práci zpracovala samostatně pod odborným vedením školitele a označila jsem použitou literaturu.

V Praze dne 22. 3. 2019

ACKNOWLEDGMENT

Let me thank you to a dear Associate Professor Mr. Vladimír Jelínek for valuable advices during the PhD studies, for support in publishing papers and for help in processing this thesis. For technical and moral support to Professor Mr. Karel Kabele and for important backround with software I would like to thank to Mr. Martin Kny.

Furthermore I was pleased with assistance of my colleagues from the Department of Indoor Environmental and Building Services Engineering for support during the PhD studies and at foreign conferences and at internships at universities at FH Burgenland in the Pinkafeld, at the Ecole Nationale Superiure de Techniques Avancees in the Paris and at the TU/e in the Eindhoven.

For huge moral support, encouragement and patience I honestly appreciate my parents, my partner, family and friends.

Important part of the studies was international internship at Peter the Great Polytechnic University in the Saint Petersburg, where I gained new skills in energy policy. I am much obliged to head of department professor Mr. Vitaly Sergeev for special training during the internship.

As the author of this dissertation thesis I faithfully state that I worked single- handed under expert supervision of my mentor and I marked used literature.

In Prague 22. 3. 2019

OBSAH

ABSTRAKT	-	
ABSTRACT	-	
PODĚKOVÁNÍ	-	
ACKNOWLEDGMENT	-	
OBSAH	-	
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK	-	
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	-	
KAPITOLA 1	ÚVOD	
1.1	PŘÍNOSY VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA	1
1.2	MOTIVACE PRO DISERTAČNÍ PRÁCI	2
1.3	CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	3
1.4	METODY A POSTUPY ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY	3
1.5	STRUKTURA DISERTAČNÍ PRÁCE	4
KAPITOLA 2	SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY	
2.1	ODPADNÍ TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ	7
2.1.1	ROZDĚLENÍ	
2.1.2	PODMÍNKY VYUŽITÍ	
2.1.2.1	TEPLOTNÍ ROZDÍL MEZI ZDROJEM A VYUŽITÍM	
2.1.2.2	MNOŽSTVÍ ODPADNÍHO TEPLA	
2.1.2.3	NESOUČASNOST DODÁVKY A ODBĚRU TEPLA	
2.1.2.4	VZDÁLENOST MEZI ZDROJEM A VYUŽITÍM ODPADNÍHO TEPLA	
2.1.2.5	CHEMICKÉ A FYZIKÁLNÍ PARAMETRY ZDROJE TEPLA	
2.1.2.6	POŘIZOVACÍ A PROVOZNÍ NÁKLADY	
2.1.2.7	VLIV NA ENERGETICKOU BILANCI OKOLÍ	
2.1.2.8	EKOLOGIE	
2.1.3	ZIMNÍ STADIONY V ČESKÉ REPUBLICE	
2.2	PROVOZY NA ZIMNÍCH STADIONECH	12
2.2.1	KONSTRUKCE LEDOVÉ PLOCHY	
2.2.1.1	NAMRZÁNÍ ZEMIN	
2.2.1.2	REKONSTRUKCE LEDOVÉ PLOCHY POŠKOZENÉ PROMRZLÝM PODLOŽÍM	
2.2.2	PRINCIPY DISTRIBUCE CHLADU K CHLAZENÍ LEDOVÉ PLOCHY	
2.2.2.1	PŘÍMÉ CHLAZENÍ	
2.2.2.2	NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ	
2.2.3	ÚPRAVA LEDOVÉ PLOCHY ROLBOU A SNĚŽNÁ JÁMA	
2.2.4	TEPELNÁ ZÁTĚŽ NA LEDOVOU PLOCHU	
2.2.4.1	TEPELNÁ ZÁTĚŽ VEDENÍM	
2.2.4.2	TEPELNÁ ZÁTĚŽ PROUDĚNÍM	
2.2.4.3	TEPELNÁ ZÁTĚŽ SÁLÁNÍM	
2.2.5	PERSPEKTIVA A CESTY SNIŽOVÁNÍ PROVOZNÍCH NÁKLADŮ NA ZS	
2.3	PARNÍ CHLADICÍ OBĚH	20
2.3.1	TEORIE OBĚHŮ	
2.3.1.1	JEDNOSTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH	
2.3.1.2	JEDNOSTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH S CHLADIČEM PŘEHŘÁTÝCH PAR	
2.3.1.3	VÍCESTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH SE STŘEDOTLAKOU NÁDOBOU	
2.3.1.4	TEPELNÉ ČERPADLO, JEHOŽ ZDROJEM JE ODPADNÍ TEPLA Z CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ	
2.3.2	VYBRANÁ CHLADIVA	
2.3.2.1	ČPAVEK	
2.3.2.2	SOLANKA	
2.3.2.3	UHLOVODÍKY	
2.3.3	TEPLO PŘEHŘÁTÝCH PAR CHLADIVA	
2.3.4	TEPLO Z KONDENZACE CHLADIVA	

2.3.5	ZAŘÍZENÍ PRO CHLAZENÍ KONDENZÁTORU	
2.3.5.1	VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR	
2.3.5.2	OTEVŘENÁ CHLADICÍ VĚŽ	
2.3.5.3	UZAVŘENÁ CHLADICÍ VĚŽ	
2.3.5.4	HYBRIDNÍ CHLADICÍ VĚŽ	
2.3.5.5	ODPAŘOVACÍ KONDENZÁTOR	
2.4	ÚČINNOST ZAŘÍZENÍ V SYSTÉMU K VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA	28
2.4.1	STANOVENÍ ÚČINNOSTI TEPELNÉHO ČERPADLA	
2.4.1.1	ÚČINNOST CARNOTOVA CYKLU	
2.4.1.2	IZOENTROPICKÁ ÚČINNOST	
2.4.1.3	TOPNÝ FAKTOR COP	
2.4.1.4	SEZÓNŇÍ TOPNÝ FAKTOR SCOP	
2.4.1.5	FAKTOR SEZÓNŇÍ ÚČINNOSTI SPF	
2.4.2	INTERVALOVÁ METODA HODNOCENÍ TEPELNÉHO ČERPADLA	
2.4.2.1	PRINCIP VÝPOČTU	
2.4.3	STANOVENÍ ÚČINNOSTI VÝMĚNÍKU ZZT	
2.4.4	ÚČINNOST KOMPRESOROVÉHO CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ	
2.4.5	ÚČINNOST ZAŘÍZENÍ PRO CHLAZENÍ KONDENZÁTORU	
2.4.5.1	ODPAŘOVACÍ KONDENZÁTOR	
2.4.5.2	ÚČINNOST OTEVŘENÉ CHLADICÍ VĚŽE	
2.4.6	STANOVENÍ ÚČINNOSTI KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	
KAPITOLA 3	VÝPOČET MNOŽSTVÍ ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ	35
3.1	POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ	
3.1.1	ZDROJ CHLADU	
3.1.2	ZDROJ TEPLA	
3.1.3	SPOTŘEBA TEPLÉ VODY PRO ROLBU	
3.1.4	MNOŽSTVÍ DODÁVANÉHO TEPLA DO SNĚŽNÉ JÁMY	
3.1.5	STÁVAJÍCÍ VYUŽITÍ TEPLA PŘEHŘÁTÝCH PAR KOMPRESOROVÉHO CHLADICÍHO OBĚHU	
3.2	NÁVRH NA VYUŽITÍ KONDENZAČNÍHO TEPLA Z CHLADICÍHO OBĚHU	
3.2.1	NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA	
3.2.2	EKONOMICKÉ HODNOCENÍ INSTALACE	
3.2.3	HODNOCENÍ	
3.3	DISKUZE VÝSLEDKŮ	
KAPITOLA 4	DISTRIBUCE TEPLA Z CHLAZENÍ DO SOUSEDNÍHO PLAVECKÉHO AREÁLU	45
4.1	POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ	
4.1.1	ZDROJE CHLADU A TEPLA	
4.1.2	PARAMETRY CHLADICÍHO OBĚHU ZE SYSTÉMU MaR	
4.1.3	INTERNÍ MIKROKLIMA A VĚTRÁNÍ	
4.2	PLAVECKÝ AREÁL	
4.3	MĚŘENÍ PROVEDENÁ NA ZS2	
4.3.1	TEPLOTA VODY ZA VÝMĚNÍKEM ODBĚRU TEPLA Z PŘEHŘÁTÝCH PAR	
4.3.2	PRŮTOK VODY ZA VÝMĚNÍKEM ODBĚRU TEPLA Z PŘEHŘÁTÝCH PAR	
4.4	MODEL MĚŘENÉHO SYSTÉMU	
4.5	ČPAVKOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO	
4.5.1	BILANCE ENERGIÍ	
4.6	DISKUZE VÝSLEDKŮ	
KAPITOLA 5	ZIMNÍ STADION S ADSORPČNÍ ODVLHČOVACÍ JEDNOTKOU	59
5.1	POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ	
3.1.1	ZDROJ CHLADU	
3.1.2	ZDROJ TEPLA	
3.1.3	VZDUCHOTECHNIKA A ODVLHČOVÁNÍ	
3.1.4	STÁVAJÍCÍ VYUŽITÍ TEPLA Z CHLAZENÍ	
5.2	ADSORPČNÍ ODVLHČOVÁNÍ	
5.3	ODPADNÍ TEPLA K ODVLHČOVÁNÍ VZDUCHU	

5.3.1	NÁVRH REŽIMU VĚTRÁNÍ A ODVLHČOVÁNÍ	
5.3.2	MODEL ZS V PROGRAMU TRNSYS	
5.3.3	FUNKCE SYSTÉMU A REGULACE	
5.3.4	BILANCE ENERGIÍ	
5.3.5	EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ	
5.4	SNÍŽENÍ TEPELNÉ ZÁTĚŽE OD VZDUŠNÉ VLHKOSTI	
5.5	ODPADNÍ TEPLA K PŘEDEHŘEVU VZDUCHU VE VZT JEDNOTCE	
5.6	DISKUZE VÝSLEDKŮ	
KAPITOLA 6	KOGENERAČNÍ JEDNOTKA DODÁVAJÍCÍ ELEKTRICKOU ENERGII PRO POHON CHLADICÍHO STROJE A TEPELNÝCH ČERPADEL	73
6.1	POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ	
6.1.1	ZDROJ CHLADU	
6.1.2	ZDROJ TEPLA	
6.1.3	TEPELNÁ ČERPADLA	
6.1.4	STÁVAJÍCÍ SYSTÉM VYUŽITÍ TEPLA Z CHLAZENÍ	
6.2	KOGENERAČNÍ JEDNOTKA	
6.3	BILANCE ENERGIÍ	
6.4	PROSTÁ NÁVRATNOST INVESTICE	
6.5	EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ	
6.6	NÁVRH NA ÚPRAVU ZAPOJENÍ	
6.7	DISKUZE VÝSLEDKŮ	
KAPITOLA 7	SIMULACE TEPLOTNÍHO CHOVÁNÍ LEDOVÉ PLOCHY S TEMPEROVÁNÍM	81
7.1	TEPELNÉ ZÁTĚŽE NA LED UVAŽOVANÉ V SIMULACI	
7.2	TEORIE	
7.3	ŘEŠENÁ SKLADBA KONSTRUKCE	
7.4	TEPLOTY LEDU A PODLOŽÍ MĚŘENÉ IN-SITU	
7.5	VÝPOČETNÍ MODEL V PROGRAMU CALA	
7.6	OKRAJOVÉ PODMÍNKY	
7.7	KALIBRACE VÝPOČETNÍHO MODELU	
7.8	VÝSLEDKY SIMULACE KONSTRUKCE	
7.9	ZMĚNA TEPLoty PŘÍVODNÍ KAPALINY V POTRUBÍ TEMPEROVÁNÍ	
7.10	TEPELNÁ ZÁTĚŽ TEMPEROVÁNÍM NA LEDOVOU PLOCHU	
7.11	DISKUZE VÝSLEDKŮ	
KAPITOLA 8	VYHODNOCENÍ	93
8.1.	ANALÝZA OHŘEVU VODY NA ZIMNÍCH STADIONECH	
8.2.	TEPELNÉ ČERPADLO K VYUŽITÍ KONDENZAČNÍHO TEPLA BILANCE ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ A POTŘEB TEPLA NA ŘEŠENÝCH ZIMNÍCH	
8.3.	STADIONECH	
8.4.	NEROVNOMĚRNOST DODÁVKY ODPADNÍHO TEPLA V ČASE	
8.5.	DISTRIBUCE ODPADNÍHO TEPLA Z HLEDISKA TEPLoty	
8.6.	CELOROČNÍ PROVOZ ZIMNÍHO STADIONU	
8.7.	KONCEPT PRO ZVÝŠENÍ PODÍLU VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ	
KAPITOLA 9	ZÁVĚR	107
9.1.	ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE	
9.2.	NÁMĚTY PRO DALŠÍ PRÁCI	

POUŽITÁ LITERATURA
PUBLIKAČNÍ ČINNOST AUTORA

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

OS	Otopná soustava
MaR	Měření a regulace
KJ	Kogenerační jednotka
TČ	Tepelné čerpadlo
NH ₃	Chladivo čpavek (R717)
COP	Topný faktor
SCOP	Sezónní topný faktor
SPF	Faktor sezónní účinnosti
TV	Teplá voda (dříve TUV)
TOV	Topná voda (přívod, zpátečka)
TEV	Technologická voda (teplá, studená)

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

q_c	Součet tepla přehřátých par chladiva a kondenzačního tepla
q_p	Teplo v přehřátých parách chladiva
q_k	Kondenzační teplo chladiva
T_o	Vypařovací teplota chladiva
T_c	Kondenzační teplota chladiva
h	Měrná entalpie [kJ.kg ⁻¹]
p	Tlak [bar, Pa]

KAPITOLA 1

ÚVOD

Využívání odpadního a zbytkového tepla je velmi aktuální problematikou vzhledem k rostoucím cenám energií. Jedná se o nástroj pro snížení provozních nákladů ve výrobě, v technologických a chladírenských provozech. Snížením provozních nákladů lze zvýšit konkurenceschopnost daného provozu. V neposlední řadě využívání odpadního tepla napomáhá ke zlepšení ekologie provozu a snížení množství využívané neobnovitelné primární energie.

Disertační práce se věnuje využití odpadního tepla z chlazení na zimních stadionech. Snížením provozních nákladů lze dosáhnout nižší finanční zátěže měst, která jsou velmi často provozovateli zimních stadionů.

Instalované systémy určené k využívání odpadního tepla nejsou komplexně monitorovány. Analýza jejich provozu v různých oblastech pomůže k identifikaci vznikajících problémů a následně k návodu jak efektivně projektovat a dimenzovat tyto instalace v konkrétních provozech.

V disertační práci jsou důležitými a často zmiňovanými přístroji chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Chladicí zařízení obecně pracuje se dvěma teplotními úrovněmi. Energie na nižší teplotní úrovni odvádí teplo chlazené látky, které je potom na vyšší teplotní úrovni odváděno do okolí nebo předáno jiné látce, kterou ohřívá. [2]

Primární funkcí chladicího zařízení je chladit neboli odebrat teplo ochlazované látky a provoz zařízení je řízen podle požadavků chlazení. U tepelného čerpadla je primární funkcí vytápění nebo ohřev teplé vody a jeho provoz je proto řízen podle těchto potřeb. [2]

Chladicí zařízení a tepelná čerpadla pracují na stejném principu. Chladicí zařízení jsou podrobněji popsána v kapitole 2, jedná se o levotočivé oběhy. Podle druhého zákona termodynamiky jsou oběhy možné pouze při přívodu pohonné energie.

Druhý termodynamický zákon je kvalitativní a říká, že všechny druhy energie jsou rovnocenné a vzájemně je lze transformovat. Známa je Clausiova formulace, která zní: Teplo nemůže při styku dvou těles různých teplot samovolně přecházet z tělesa chladnějšího na těleso teplejší. Jednotka entropie vyjadřuje vztah mezi množstvím přestupujícího tepla a teplotou, zjednodušeně udává, že entropie je měřítko kvality přeměny energie. Carnotova definice říká, že žádný tepelný stroj pracující mezi dvěma teplotami nemůže mít vyšší účinnost než Carnotův stroj pracující se stejnými teplotami.

V disertační práci se často vyskytuje pojem primární neobnovitelná energie. Primární zdroje energie jsou zdroje vyskytující se v přírodě, které lze rozdělit na obnovitelné a neobnovitelné. Primární neobnovitelné zdroje energie jsou ty zdroje, u nichž získávání a transformace jsou nevratné procesy. Zásoby těchto zdrojů jsou svázány s daným místem a při těžbě se dostupné množství snižuje.

Disertační práce je zaměřena na kryté zimní stadiony, kde, jak bylo zjištěno, je největší spotřebou energie chladicí systém ledové plochy. Při chlazení vzniká velké množství tepelné energie, tudíž je právě nahrazení primárních zdrojů pro ohřev logickým a přirozeným cílem potenciálních energetických úspor.

Ve stávajícím energetickém mixu České republiky hraje významnou roli zemní plyn, který je více než z 98 % dovážen ze zahraničí. Podle informací zjištěných na navštívených ZS, je zemní plyn nejčastěji využíván pro vytápění a ohřevy. Nahrazení zemního plynu na zimních stadionech by přispělo k větší nezávislosti objektů na dovážených zdrojích energie.

1.1 PŘÍNOSY VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

Základní výhodou systému pro využití jakéhokoli typu odpadního tepla je snížení provozních nákladů daného procesu nebo přidružené technologie. Daný proces se stane efektivnějším a konkurenceschopnějším. Pokud je odpadní teplo využito, je transformována tepelná a ekonomická ztráta na využitelnou formu energie. Zvýšením efektivity dané technologie a využitím přeměněné odpadní energie na využitelnou lze dosáhnout značných finančních úspor, okamžitého snížení spotřeby primárních energií, snížení palivové náročnosti výroby. Pokud se jedná o paliva, kde k využití energie dochází spalováním, nezatěžuje druhotný energetický zdroj životní prostředí emisemi do ovzduší. [10]

Doplňkovými výhodami využití odpadního tepla je snížení podílu využití primárních zdrojů energie a je zredukováno znečištění okolního prostředí. V některých případech vede snížení potřeby paliva ke snížení zásoby a k redukcí spotřeby energie doplňkových zařízení. [10]

V technologickém provozu, kde jako vedlejší produkt vzniká teplo, by toto nemělo být mařeno do okolí, ale měla by být provedena studie proveditelnosti jeho využití. Pro odvedení tepla do venkovního prostředí se spotřebovává elektrická energie pro pohon čerpadel nebo ventilátorů, někdy také chladicí voda. [10]

1.2 MOTIVACE PRO DISERTAČNÍ PRÁCI

Vzhledem k tlaku Evropské unie, vlády a médií na stále vyšší úspory energií, energetickou účinnost jak zařízení tak i distribuce tepla a ke zvyšujícímu se podílu obnovitelných zdrojů energie, je logickým krokem minimalizovat tepelnou energii, která je neúčelně odváděna do okolí. Zejména když k odvedení tepla je zapotřebí dodávat energii pro pohon zařízení, která umožní maření tepla zajistit.

Legislativou je požadován energetický posudek podle § 9a zákona o hospodaření s energií č. 406/2000 [41] v platném znění pro tyto případy:

c) posouzení nákladů a přínosů využití odpadního tepla pro uspokojení ekonomicky odůvodněné poptávky po teple včetně kombinované výroby elektřiny a tepla a připojení zařízení minimálně na soustavu zásobování tepelnou energií, která se nachází do vzdálenosti 1000 metrů od zdroje tepelné energie, v případě výstavby nového nebo podstatné rekonstrukce stávajícího průmyslového provozu o celkovém tepelném příkonu nad 20 MW, které produkuje odpadní teplo o využitelné teplotě,

d) posouzení nákladů a přínosů využití odběru odpadního tepla minimálně z průmyslových provozů, které se nachází do vzdálenosti 500 metrů od rozvodného tepelného zařízení, v

případě výstavby nové nebo podstatné rekonstrukce stávající soustavy zásobování tepelnou energií se zdroji o celkovém tepelném příkonu nad 20 MW,

e) posouzení proveditelnosti projektů týkajících se snižování energetické náročnosti budov, zvyšování účinnosti užití energie, snižování emisí ze spalovacích zdrojů znečištění nebo využití obnovitelných nebo druhotných zdrojů nebo kombinované výroby elektřiny a tepla financovaných z programů podpory ze státních, evropských finančních prostředků nebo finančních prostředků pocházejících z prodeje povolenek na emise skleníkových plynů, pokud poskytovatel podpory nestanoví s přihlédnutím k nárokům jednotlivého programu podpory jinak.

Energetický posudek bude součástí žádosti o územní rozhodnutí nebo stavební povolení.

Protože se požadavky zvyšují a rozšiřují nelze vyloučit, že v budoucnu budou energetické posudky vyžadovat posouzení využitelnosti odpadního tepla i u dalších objektů.

1.3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Předmětem disertační práce je analyzovat současné systémy využívající odpadní teplo, jejich efektivitu, účelnost a navrhnout vhodné možnosti jak dimenzovat nové systémy využití a také jak zlepšit provoz stávajících systémů. Disertační práce směřuje k návrhu optimálních možností využití vzhledem k parametrům vznikajícího odpadního tepla. Navržená řešení jsou zaměřena zejména na využití odpadní energie a s tím související vhodné systémy vytápění, větrání, přípravy teplé vody a úpravy technologické vody a případně dalších, dle individuálních možností v objektu. Nová řešení mají za cíl také zlepšení interního mikroklima v budovách.

Na zimních stadionech v České republice je využíváno nejčastěji kompresorové chlazení. V mnoha aplikacích je využíváno teplo z přehřátých par chladiva kompresoru, protože má vyšší teplotní úroveň ve srovnání s kondenzačním teplem, teplem z dochlazovače a protože ho je větší množství než tepla chlazení oleje kompresoru. Proto má využití tepla z přehřátých par chladiva rychlou návratnost investovaných nákladů. Ovšem dostupného tepla z přehřátých par je jen omezené množství, které obvykle není dostatečné pro pokrytí všech možných energetických systémů na zimním stadionu během celé sezóny. Naopak nízkoteplotní kondenzační teplo je po celou sezónu likvidováno do ovzduší.

1.4 METODY A POSTUPY ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY

Pro řešení problematiky využití odpadního tepla byly nastaveny tyto okrajové podmínky:

- zimní stadiony s jednou nebo dvěma krytými ledovými plochami,
- parní chladicí oběh s kompresorem (kompresory),
- teplo z chlazení na teplotní hladině přehřátých par chladiva a latentního tepla kondenzace chladiva,
- přímý odpar čpavku pod ledovou plochou,
- arény, kde je již v určité míře odpadní teplo z chlazení využíváno.

Stanovené metody řešení v disertační práci:

- analyzovat množství zimních stadionů v České republice, kde je odpadní teplo z chlazení využíváno,

- podklady pro analýzu zajistit dotazníky rozeslanými do zimních stadionů, osobní návštěvou nebo v krajním případě z literatury,
- zjistit metody získávání odpadního tepla a způsoby využití odpadního tepla,
- zmapovat vznikající problémy a limity instalací,
- provést měření teplotních úrovní odpadního tepla na vybraném zimním stadionu.

Po provedené rešerši literatury a analýze v objektech byly zjištěny aktuální problémy a limity využití odpadního tepla na zimních stadionech. Na základě těchto zjištění byla vytvořena doporučení a metodika, jak co nejučinněji projektovat a realizovat systémy k využití druhotného tepla z chlazení v těchto objektech.

Hypotéza disertační práce zahrnuje otázku, zdali by bylo možné na zimních stadionech v České republice vyřadit neobnovitelné primární zdroje energie pro ohřev vody a teplovodní vytápění a v plné míře je nahradit odpadním teplem z chlazení.

V neposlední řadě disertační práce obsahuje informace o možnostech dodávky tepla do budov v sousedství.

1.5 STRUKTURA DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce je rozdělena do devíti kapitol.

V první kapitole je obecný úvod do řešené problematiky, jsou zde shrnuty hlavní přínosy, cíle a metodika řešení stanoveného problému.

Kapitola 2 je souhrnně nazvána Současný stav problematiky. Je zde detailněji popsán pojem teplo z technologických procesů, kapitola zahrnuje teoretickou část o technologiích a procesech, které byly zjištěny na zimních stadionech. Důležitou součástí je přehledová tabulka objektů a jejich označení. Dále je zde stručně popsána teorie parního kompresorového chlazení, základní chladiva a funkce zařízení pro chlazení kondenzátoru. V této kapitole jsou obsažena data o výpočtech účinnosti zařízení. Na tyto informace navazují následující kapitoly 3 až 8.

Kapitola 3 informuje o zimním stadionu označeném ZS1. Hlavním dílem je zavedení metodiky výpočtu množství odpadního tepla z chlazení, která je dále využita v následujících kapitolách. V kapitole jsou vyčísleny úspory možné zapojením tepelného čerpadla, jehož zdrojem tepla je voda ohřívána nízkoteplotním teplem kondenzace chladiva.

Kapitola 4 představuje případovou studii objektu ZS2. Tento zimní stadion se vyznačuje tím, že k využití nízkoteplotního tepla kondenzace chladiva bylo do chladicího oběhu zapojeno čpavkové tepelné čerpadlo. Po ohřevu je dále energie dodávána do sousedního plaveckého areálu.

Kapitola 5 poskytuje informace o zimním stadionu ZS3 s adsorpční odvlhčovací jednotkou. V tomto oddíle je analyzována možnost využití odpadního tepla pro regeneraci vzduchu v této jednotce a potenciál úspor.

Kapitola 6 je zaměřena na objekt, kde je k využití tepla z chlazení tepelné čerpadlo voda- voda a pro jeho pohon a pohon chladicích zařízení dodává elektrickou energii kogenerační jednotka. Zimní stadion je označen ZS4. Závěrem je zhodnocení konkurenčního využití odpadního tepla z kogenerační jednotky a tepelných čerpadel.

V kapitole 7 je uvedena simulace teplotního chování skladby konstrukce s ledovou plochou a temperováním. V kapitole je srovnání systému temperování podloží v objektech ZS1 a ZS3 a jeho dopad na tepelnou zátěž ledové plochy.

V první části kapitoly 8 jsou veškerá zjištěná data, postupy, stávající technická řešení a analýzy navržených optimalizací a jejich výsledky. Druhá část kapitoly obsahuje nová technická řešení pro zlepšení zjištěného stávajícího stavu systému k využití odpadního tepla z chlazení. Je zde analýza pro prodloužení provozní doby zimních stadionů a koncepce pro zvýšení podílu využití tepla.

Kapitola 9 je shrnutí dosažených cílů v této disertační práci vyplívající z řady výpočtů, energetických posouzení stávajících parametrů, měření teplot dodávaného tepla přehřátých par a informací zjištěných in-situ na řešených zimních stadionech. V kapitole jsou vytyčeny cesty pro další výzkum a vývoj.

KAPITOLA 2

SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

2.1 ODPADNÍ TEPLA Z TECHNOLOGICKÝCH PROCESŮ

Odpadním teplem je v disertační práci myšlena energie, která vzniká jako vedlejší produkt daného (hlavního) procesu. Různé formy, teploty a množství odpadního tepla vznikají v mnoha odvětvích lidské činnosti. S reálnými instalacemi se lze setkat například v potravinářském průmyslu (mlékárenství, drůbežářský průmysl, pekárny, provozy s čištěním vratných lahví), v hutním průmyslu (lisovny plastů, ocelárny, sklárny), v zařízeních pro likvidaci odpadu nebo ve sportovních zařízeních. Zajímavé instalace využití odpadního tepla v průmyslu jsou publikovány například v literatuře [11], [12], [13].

2.1.1 ROZDĚLENÍ

Obecné rozdělení odpadního tepla z několika hledisek.

Dle režimu vzniku odpadního tepla [10]:

- teplo vyprodukované technologickým provozem, jehož provozní režim nelze upravit, jeho množství a teplotní hladinu nelze bez změny technologie změnit,
- teplo vyprodukované technologickým provozem, jehož režim lze cíleně řídit tak, aby odpadní teplo bylo na využitelné teplotní hladině.

Dle místa, kde odpadní teplo vzniká:

- v chladicím oběhu,
- ve výrobním procesu,
- teplo uložené v produktech opouštějících výrobní proces,
- technologie využívající hydraulický olej.

Dle teploty:

- vznikající odpadní teplo má přímo využitelnou teplotní úroveň,
- vznikající odpadní teplo je nízkoteplotní a pro jeho využití je nutné zvýšit jeho teplotu.

Dle poměru mezi kvalitativním a kvantitativním parametrem [10]:

- nízkopotenciální energie – malá koncentrace energie v jednotce množství,
- energie středního potenciálu,
- energie s vysokým potenciálem.

Dle souvislosti mezi místem vzniku a využitím:

- odpadní teplo je využito přímo v provozu, kde vzniká – snížení provozních nákladů daného provozu,
- využití odpadního tepla přidruženého provozu – náhrada stávajícího zdroje energie odpadním teplem, snížení provozních nákladů jiného přidruženého provozu,
- odpadní teplo je využito v jiném provozu, v jiné budově.

Dle druhu nositele odpadní energie:

- chemicky vázaná energie v odpadních palivech a odpadech technologických procesů (pevná, kapalná, plynná fáze),
- citelné teplo odpadních látek (pevná, kapalná, plynná fáze),
- potenciální energie plyných nebo kapalných látek (kapalná, plynná fáze).

Obvyklými nosiči odpadní energie jsou:

- vzduch,
- technologický a hydraulický olej,
- chladicí kapalina,
- voda.

2.1.2 PODMÍNKY VYUŽITÍ

Před samotnou instalací systému k využití odpadního tepla je potřeba zvážit následující okolnosti. Důležitost uvedených podmínek je proměnná a závisí na konkrétní aplikaci. Okolnosti by měly být zhodnoceny ve studii proveditelnosti na začátku každého projektu.

2.1.2.1 TEPLOTNÍ ROZDÍL MEZI ZDROJEM TEPLA A VYUŽITÍM

Čím vyšší je teplota odpadního tepla, tím vyšší je potenciál možných úspor. Pokud je teplota odpadního tepla na takové úrovni, že je přímo využitelná, je efektivita a ekonomická návratnost investice nejvyšší. Pokud teplota odpadní látky není dostatečná k přímému využití, je nutno ji zvýšit například pomocí tepelných čerpadel. Se zvyšujícím se rozdílem mezi teplotou zdroje a využitím klesá efektivita systému.

V případě, že má odpadní teplo několik teplotních úrovní, nabízí se řešení zapojit jeho odběr a využití do kaskády s postupně se snižující teplotou. Pokud má zdroj vysokou teplotu, je možné zapojit jednotlivé výměníky do kaskády a postupně využívat teplo pro několik aplikací. Například provoz, kde je využita nejvyšší teplota pro přípravu teplé vody a ve druhé fázi jako otopná voda v nízkoteplotním vytápění.

2.1.2.2 MNOŽSTVÍ ODPADNÍ ENERGIE

Efektivní využití odpadního tepla a jeho množství je spojeno s teplotními úrovněmi. S rostoucím množstvím využitelné energie a snižujícím se teplotním rozdílem mezi dodávkou a odběrem, se zvyšuje efektivita systému. Vzniká-li vysoké a konstantní množství odpadního tepla o nízké teplotě, instalace společně s tepelným čerpadlem s největší pravděpodobností bude také vysoce efektivní. Tyto případy jsou analyzovány v kapitolách 3 a 6.

2.1.2.3 NESOUČASNOST DODÁVKY A ODBĚRU TEPLA

Problematika nesoučasnosti dodávky a odběru tepla je úzce spojená s akumulací. Úkolem akumulačního zásobníku je vyrovnat nesoučasnost mezi dodávkou odpadního tepla, odběrem a využitím. Vzniká-li odpadní teplo v několika teplotních úrovních je na místě teplotně rozdělit také akumulaci. Problematika dimenzování objemu zásobníků tepla je rozpracován například v literatuře [39].

Nejobvyklejším a nejlevnější akumulační látkou je voda. Existuje několik dalších možností akumulace, které jsou podstatně ekonomicky náročnější. Akumulace energie může probíhat v plynojemech, parních nebo nejčastěji v teplovodních zásobnících.

2.1.2.4 VZDÁLENOST MEZI ZDROJEM A VYUŽITÍM ODPADNÍHO TEPLA

V každé aplikaci využití odpadního tepla je nezbytné mít kde využít získanou energii a to z hlediska tepelných ztrát co nejbližší vzniku odpadního tepla. Vzdálenost mezi místem vzniku a místem využití odpadního tepla má zásadní vliv na provozování systému. V ideálním případě je možnost využívat vzniklé odpadní teplo přímo v místě jeho vzniku, např. přímo v technologii kde vzniká.

2.1.2.5 CHEMICKÉ A FYZIKÁLNÍ PARAMETRY ZDROJE TEPLA

Problematické je využití chemicky agresivních vod nebo velmi znečištěného vzduchu.

2.1.2.6 POŘIZOVACÍ A PROVOZNÍ NÁKLADY

Ekonomická návratnost systému k využití odpadního tepla je zásadní kritérium investora. Do výpočtu vstupuje cena pořízení systému, instalační náklady, ceny pohonné energie, provozní náklady, servis atd. Základním měřítkem je prostá doba návratnosti instalace, která by měla být kratší než životnost systému. Využitím odpadního tepla, které je standardně mařeno, lze snížit provozní náklady technologie a zvýšit tak její konkurenceschopnost.

2.1.2.7 VLIV NA ENERGETICKOU BILANCI OKOLÍ

Ovlivnění energetické bilance okolí je nutno uvažovat ve chvíli, kdy je využíváno zdroje vody (např. vřídelní vody) nebo geotermální energie.

2.1.2.8 EKOLOGIE

Instalace systému sloužícího k využití odpadního tepla má obvyčně dobrý vliv na ekologii okolního prostředí. Využitím odpadního tepla je snížena potřeba primárních zdrojů a s ní související vliv na ostatní složky prostředí a množství vznikajících skleníkových plynů.

2.1.3 ZIMNÍ STADIONY V ČESKÉ REPUBLICE

V České republice je 152 zimních stadionů a multifunkčních hal s ledovou plochou [14]:

- Z tohoto počtu je 87 % zimních stadionů zastřešených s jednou ledovou plochou, 5 % zimních stadionů je zastřešených s dvěma nebo více ledovými plochami a zbytek tvoří nezastřešené ledové plochy.
- Téměř 40 % stadionů je ve městech s 10 až 49 tisíci obyvateli a 37 % stadionů je ve městech s méně než 10 tisíci obyvateli. Jen čtvrtina stadionů v České republice je vystavěna ve městech s více než 100 tisíci obyvateli.
- Pokud bychom zimní stadiony dělili podle množství osob v tribuně, 41 % ZS má prostor pro 800 až 2000 osob v hledišti, 22 % je připravena pro méně než 800 osob v hledišti, zbytek jsou haly pro více než 2000 osob.
- Ze statistiky je zajímavé, že 25 % zimních stadionů zahrnuje hotel nebo jiný typ ubytovacího zařízení.
- Velké areály s dvěma a více ledovými plochami ze dvou třetin využívají přímého odparu chladiva pod ledovou plochou. Zastřešené ZS s jednou ledovou plochou mají přímé chlazení v 57 % případů.
- Vlastníkem ZS ve městech do 100 tisíc obyvatel je v 80 % město.
- Letní odstávku provozu v období od dubna do července má více než 60 % areálů.
- Náklady na provoz ZS jsou z poloviny spotřebovány na provoz a údržbu ledové plochy.

Tab. 2.1.3) Přehled vybraných zimních stadionů v ČR v návaznosti na využití odpadního tepla z chlazení

Označení	Popis zimního stadionu		Využití odpadního tepla z chlazení		Způsoby využití odpadního tepla					Sousední objekt	KJ	Poznámka
	Období vzniku	Počet osob v hledišti	Teplo přehřátých par	Kondenzační teplo	Rolba	Sněžná jáma	TV	Temperování podloží	UT			
ZS	1969 až 1989	do 5000	ano	ano	ne	ne	ne	ne	ne	bazén	-	nový ZS postavený vedle koupaliště, odpadní teplo ohřívá vodu pro bazény
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ano	ano	ne	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ne	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ano	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1955 až 1969	nad 5000	ano	ne	ano	ano	ano	ne	ne	ne	ne	
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ano	ne	ne	ne	ne	-	sportovní areál vedle koupaliště
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ano	ano	ne	ano	ne	-	
ZS	1955 až 1969	nad 5000	ano	ne	ano	ano	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ne	ano	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1969 až 1989	do 5000	ano	ne	ano	ne	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1990 až 2015	nad 5000	ano	ne	ano	ano	ne	ano	ne	ne	-	
ZS	1990 až 2015	nad 5000	ano	ne	ano	ne	ne	ne	ne	ne	-	
ZS	1969 až 1989	nad 5000	ano	ano	ano	ano	ano	ne	ne	ne	-	
ZS	1969 až 1989	nad 5000	ano	ne	ne	ano	ano	ne	ne	ne	-	využití odpadního tepla pro VZT systém
ZS	1990 až 2015	nad 5000	ano	ano	ano	ano	ano	ne	ano	ne	-	
ZS	1990 až 2015	nad 5000	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	-	strojovna je mimo areál ZS, využití odpadního tepla není
ZS 1	1955 až 1969	nad 5000	ano	ne	ano	ano	ano	ne	ne	ne	ne	2 ledové plochy
ZS 2	1990 až 2015	do 5000	ano	ano	ano	ano	ano	ne	ne	bazén, koupaliště	ne	
ZS 3	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ano	ano	ne	ne	ne	ne	Pro temperování podloží využito teplo kapalného chladiva za dochlazovačem
ZS 4	1969 až 1989	do 5000	ano	ano	ano	ne	ano	ne	ano	ne	ano	
ZS 5	1969 až 1989	do 5000	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ano	není využito odpadní teplo z chlazení
ZS 6	1969 až 1989	do 5000	ano	ne	ano	ne	ano	ne	ne	ne	ne	
ZS 7	1990 až 2015	do 5000	ano	ne	ano	ano	ne	ne	ne	ne	ne	2 ledové plochy, celoroční provoz, odvlhčovací jednotka
ZS 8	1990 až 2015	nad 5000	ano	ne	ano	ne	ne	ne	ne	ne	ne	

V průběhu zpracování disertační práce byla shromážděna data o využití odpadního tepla z chlazení ze 24 ZS. V tabulce 2.1.3 jsou informace, jestli je využito odpadní teplo z chlazení, k jakým účelům je na ZS využito, jestli je teplo sdíleno se sousedními objekty a přítomnost kogenerační jednotky. Zimní stadiony označené ZS1 až ZS8 byly analyzovány podle informací zjištěných in-situ. Nejvíce informací o spotřebách, režimu a distribuci odpadního tepla bylo zjištěno v objektech ZS1 až ZS4, které jsou podrobně popsány ve čtyřech samostatných kapitolách.

Základní informace, které plynou ze zjištěných dat uspořádaných v tabulce 2.1.3:

- z hodnocených 24 ZS pouze ve dvou není využito teplo přehřátých par chladiva,
- pouze v šesti stadionech je využito kondenzační teplo,
- pouze dva stadiony dodávají teplo do sousedního objektu, v obou případech se jedná o bazén.

Z hlediska využití odpadního tepla jako celku:

- nejčastěji se využívá k ohřevu technologické vody pro rolbování,
- na druhém místě k tání ledu ve sněžné jámě,
- jen polovina ZS využívá teplo k předehřevu nebo ohřevu TV,
- využití k teplovodnímu vytápění a k temperování podloží je minoritní.

2.2 MOŽNOSTI VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA V ZIMNÍM STADIONU

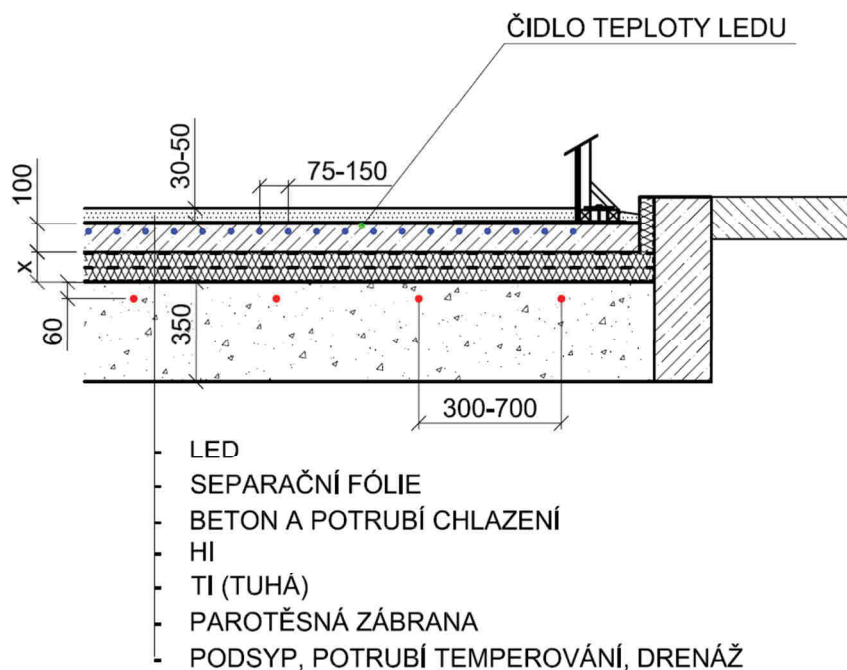
Specifické provozy v zimních stadionech umožňují také netradiční využívání odpadního tepla v energeticky náročných technologiích. Mezi možnosti, jak odpadní teplo využít patří:

- vytápění (teplovodní, teplovzdušné),
- příprava TV,
- odtávání ledu ve sněžné jámě,
- technologická teplá voda pro rolbu,
- temperování podloží pod ledovou plochou,
- odvlhčování vzduchu v hale,
- přehřev větracího vzduchu.

Provozování ledových ploch sebou přináší specifické energeticky náročné provozy. Úsporu provozních nákladů umožňuje využití odpadního tepla, které vzniká v kompresorovém chladicím oběhu, který je pro chlazení ledových ploch v České Republice obvykle využíván.

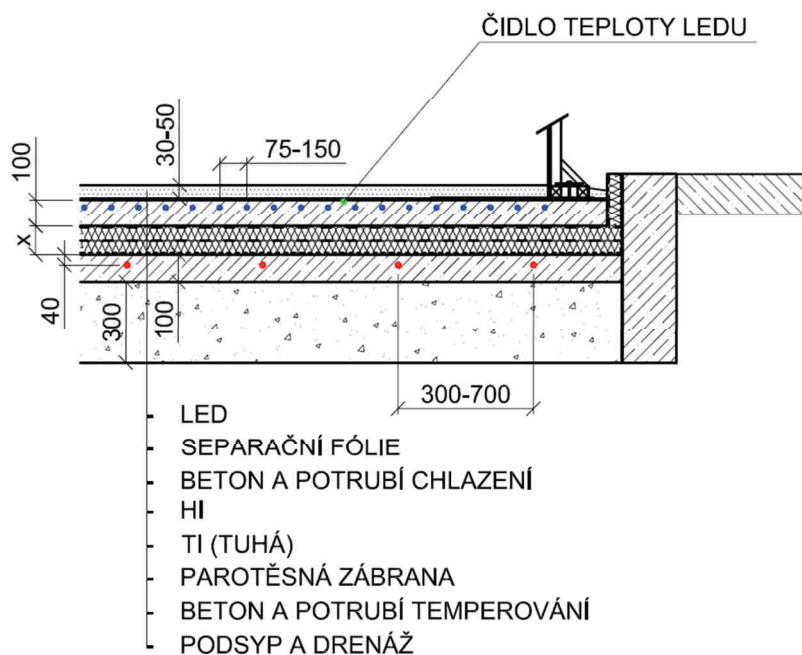
2.2.1 KONSTRUKCE LEDOVÉ PLOCHY

Pokud je ledová plocha dlouhodobě provozovaná na namrzavých zeminách, dochází k postupnému promrzání podloží až do základů stavební konstrukce. Každým rokem dochází k hlubšímu zmrazení plochy pod stadionem a to v závislosti na tloušťce betonové desky, tepelné izolace a složení podloží pod hrací plochou. Ve stádiu, kdy podloží promrzne až na hladinu podzemní vody, může dojít k vyboulení ledové plochy. Hladina podzemní vody kolísá v průběhu sezóny i v průběhu let. Také se zvyšují náklady na ochlazování plochy, protože velká část energie je použita na zchlazení hmoty pod hrací plochou. Z tohoto důvodu jsou stadiony vybaveny systémem temperování podloží, označované v literatuře jako Permafrost. Systém temperování může využívat odpadní teplo z provozu chladicího zařízení a zajišťuje teplotu pod betonovou vrstvou optimálně +2 až +6 °C.

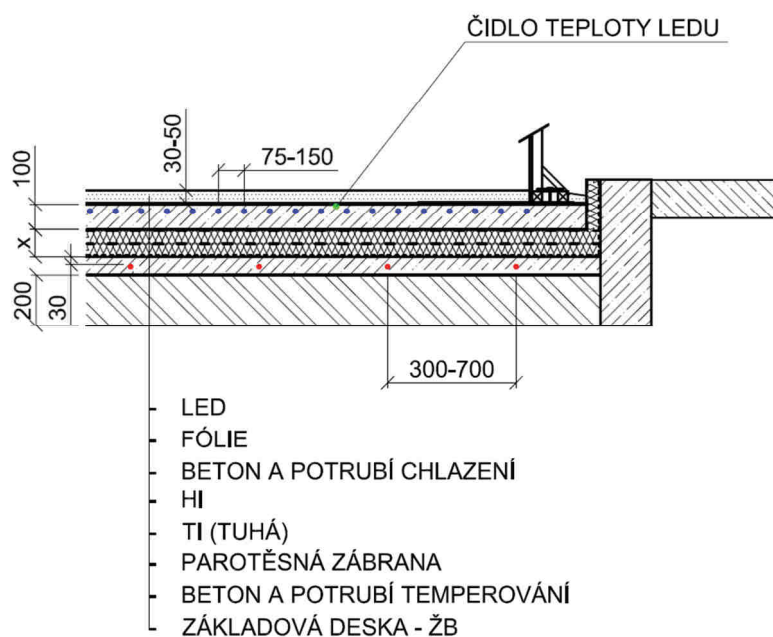


Obr. 2.2.1.1) Skladba konstrukce, potrubí temperování v podsypu

Na obrázcích 2.2.1.1 až 2.2.1.3 jsou obvyklé skladby konstrukce ledové plochy. Ocelové potrubí chlazení průměru 20 až 25 mm je zabudováno v betonové desce. Čidlo měření teploty ledu je osazeno u horního povrchu betonové desky v místech vzhazování puku, celkem 4 čidla. Regulovanou veličinou je teplota betonové desky. Osová vzdálenost mezi trubkami chlazení je 75 až 150 mm. Vrstva tepelné izolace zabraňuje úniku chladu do podloží a také zamezuje prostupu tepla z podloží nebo ze souvrství temperování. Osová vzdálenost potrubí temperování je 300 až 700 mm. Jednotlivé skladby konstrukcí se liší umístěním potrubí temperování, které je ve vrstvě podsypu, ve vrstvě betonu pod kterou je podsyp nebo ve vrstvě betonu pod kterou je železobetonová deska a zemina.



Obr. 2.2.1.2) Skladba konstrukce, potrubí temperování v betonu, podsyp



Obr. 2.2.1.3) Skladba konstrukce, potrubí temperování v betonu, podkladní vrstva železobeton

2.2.1.1 ZÁKLADY TEORIE O NAMRZÁNÍ ZEMIN

Mrazový zdvih je vertikální posunutí povrchu, způsobené průsakem a zamrznutím podpovrchové vody v zemině v důsledku pronikání mrazu. Jeho výskyt je spojen s cyklickým střídáním období zmrazování a tání, což může vést až k deformacím konstrukce. Zeminy lze rozdělit na dvě základní skupiny, namrzavé a nenamrzavé.

Zeminy nenamrzavé, které zmrznou jako hmota bez výrazných změn ve struktuře nebo vlhkosti. U těchto zemin je patrný pouze mírný zdvih způsobený zvětšením objemu vody přibližně o 9 %. Tento typ mrazového zdvihu se pohybuje u nenasycených zemin do 3 % hloubky zóny promrznání. Míra zdvihu závisí na počátečním stupni nasycení zeminy.

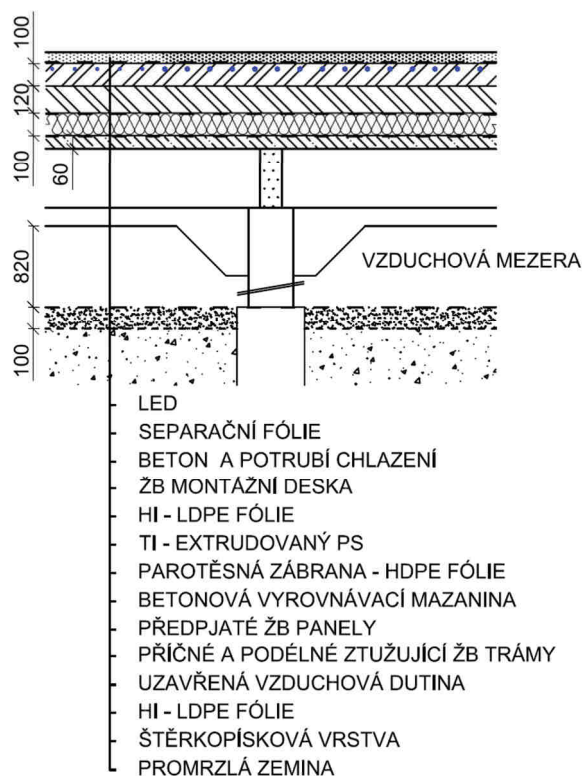
Zeminy namrzavé jejichž struktura je působením mrazu změněna tzn. vzrůstá vlhkost a dochází k výraznému zdvihu. Může docházet také k přesouvání vody z teplejších a hlouběji uložených vrstev směrem k vznikající zmrzlé ploše, kde tato voda zamrzá. K tomuto přesunu dochází kvůli třem okolnostem:

- Tlak vodní páry – v podloží je tlak vodní páry větší než v chladnějších nadložních vrstvách. Tento jev způsobuje proudění páry z teplejších oblastí do chladnějších, kde dojde ke kondenzaci a v mrazovém prostředí ke konečnému zamrznutí do ledových čoček.
- Osmóza – během změny skupenství vody v led dochází k uvolňování solí, které jsou ve vodě obsaženy. Tyto soli se rozpouští v nezamrzlé vodě a tak se vytváří oblast s vyšší koncentrací iontů. V zemině dojde k vytvoření nerovnovážného stavu. Voda v pórech se poté přesouvá směrem k zamrzlé ploše, kde je koncentrace iontů nižší.
- Kapilární elevace – voda obalující povrch zrn a vyplňující mezery mezi jednotlivými zrny vytváří v zemině síť kanálků, kterými může vzlínat vzhůru. Se snižováním teploty a tvorbou ledu v pórech dochází ke snížení průchodnosti vodní sítě, což vyvolá nárůst kapilárního sání.

Působením těchto vlivů dochází ke vzniku kontaktního tahového napětí. Růst ledových vrstev může probíhat, dokud je zemina vystavena záporným teplotám a její zásobování vodou je dostačující. Až je přísun vody ze spodních vrstev vyčerpán, pokračuje pouze zamrznání zeminy do doby, kdy jsou podmínky opět vhodné pro tvorbu ledových čoček. Ledové vrstvy se vytvářejí postupně stále hlouběji.

2.2.1.2 REKONSTRUKCE LEDOVÉ PLOCHY POŠKOZENÉ PROMRZLÝM PODLOŽÍM

Působením promrzlého podloží na ZS v Litvínově byla provedena v roce 2004 razantní rekonstrukce ledové plochy. Byl proveden průzkum podloží sondami do hloubky 4 až 6 metrů, ledové čochy byly vytaženy z hloubky 3 až 4 metry. Z výsledků sond bylo patrné, že je nutné vytěžit znehodnocenou zeminu do hloubky 4 až 5 metrů, celkem 12 600 m³ zeminy. Tímto řešením by byla ohrožena stabilita okolních konstrukcí tribun. Vzhledem k tomu bylo navrženo alternativní řešení. Byla vytěžena zemina do hloubky 1,5 m a provedeno 68 pilot do hloubky 8 až 9 m. Piloty byly zpevněny příčnými a podélnými trámy, mezi kterými byla vytvořena těsná vzduchová mezera. Skladba nové konstrukce je na obrázku 1. Dalšímu promrznání zeminy zabraňuje tepelná izolace, celoplošně svařovaná PE folie a 800 mm vysoká těsná vzduchová mezera. Temperování podloží není instalováno. [1]



Obr. 2.2.1.2) Skladba konstrukce po rekonstrukci

2.2.2 PRINCIPY DISTRIBUCE CHLAZU K CHLAZENÍ LEDOVÉ PLOCHY

Základní způsoby jak distribuovat chlad k ledovému povrchu je princip přímý, kde je v ocelovém potrubí v betonové desce vedeno chladivo, které se vypařuje nebo princip nepřímý kdy je využíváno sekundární (pro osoby v hale zdravotně neškodné) médium.

2.2.2.1 PŘÍMÉ CHLAZENÍ

Princip přímého chlazení ledové plochy spočívá v tom, že je chladivo rozvedeno potrubím přímo pod ledovou plochou. Ledová plocha tak tvoří výparník chladicího zařízení a jím dochází k ochlazení této plochy, dochází k odebrání tepla ledové ploše přímo vypařujícím se chladicím médiem. Chladivo je do ledové plochy dopravováno nucenou cirkulací pomocí čerpadla. Aby byly odsávány pouze čisté páry chladiva, je před čerpadlem odlučovač kapalných složek. Přímý odpar chladiva v ploše, obvykle se jedná o čpavek, vyžaduje vyšší nároky na chladicí registr. Chladicí registr musí být svařený z ocelových trubek a pracuje s vyššími tlaky. Výhodou tohoto systému je, že pracuje s vyšší účinností a má nižší nároky na provoz. Nevýhodou je velké množství chladiva v systému a možnost úniku čpavku do prostor, kde se vyskytuje velké množství lidí. V prostoru proto musí být zajištěno dostatečné větrání a rozvody chladiva musí být rozděleny na automaticky uzavíratelné úseky. Přímý systém může pracovat s nižšími vypařovacími teplotami než nepřímý systém až o 4 K. Chladicí stoje mají nižší kompresní poměr. Přímý systém umožňuje pružnost provozu a rychlou kompenzaci teplotních změn. Vypařovací teplota je stejná v celé ploše, led je rovnoměrně vychlazen.

2.2.2.2 NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ

Koncepce nepřímého chlazení ledové plochy má dva okruhy. V primárním okruhu kompresorového chlazení obíhá chladivo. Tato část bývá umístěna ve strojovně. V sekundárním okruhu protéká nemrznoucí kapalina, např. roztok etylen-glykolu, který zajišťuje chlazení

vlastní ledové plochy. Ledovou plochu ochlazuje sekundární nositel chladu, který je vychlazován primárním okruhem. Průchodem ledovou plochou se nemrzoucí kapalina ohřívá odebráním tepla z ledové plochy a odevzdá takto získané teplo ve výparníku, kde se znovu ochladí. Nepřímé chlazení má nižší náklady na chladicí registr, rozvod glykolu je v plastovém potrubí. Plastové potrubí má delší životnost než zabetonované ocelové potrubí. Systém nepřímého chlazení vykazuje vyšší provozní náklady, které vykompenzuje menší množství chladiva v primárním chladivovém okruhu. Teplota ledové plochy bývá na povrchu nerovnoměrná, rozdíl teploty na vstupu přívodu a výstupu zpátečky může být cca 2 K. Tento systém je bezpečnější a ekologičtější, protože nemůže dojít k úniku čpavku do prostoru stadionu.

2.2.3 ÚPRAVA LEDOVÉ PLOCHY ROLBOU A SNĚŽNÁ JÁMA

Úprava ledové plochy se skládá ze tří základních úkonů. V první řadě je nutné odstranit porušenou část ledu. Rolba, která jede po ploše rychlostí cca 15 km.h⁻¹, odstraňuje 1 až 2 mm narušené vrstvy ledu včetně ledové tříště, která vzniká při bruslení společně s vrypy. Směs odřezaného ledu a ledové tříště je dopravována do sněžné nádoby rolby a po úpravě celé plochy je vysypána do tzv. sněžné jámy, která je obvykle hned za mantinely. Pro rozpuštění ledové tříště v jámě v moderních stadionech je na jejím dně topný registr, kde zdrojem tepla může být odpadní teplo z chlazení. Starším systémem roztávání ledové tříště bylo zkrápění horkou vodou. Směs roztáté tříště a horké vody poté odtékala do kanalizace. Tento způsob je z hlediska spotřeby teplé vody a technologické vody neekonomický, nevhodná je také teplota vody vypouštěné do veřejné kanalizace, proto je při modernizacích stadionů zvětšován objem sněžných jam, aby byl prodloužen čas dostupný pro odtávání, a voda je zpětně po filtraci využívána.

Druhou fází rolbování je dodávka vody, která vypláchne tříšť z rýh v ledu tak, že výška ledu zůstává stále konstantní. Voda musí být upravena na tvrdost 0 d°. Rýhy a vrypy v ledové ploše jsou vždy hlubší než vrstva odřezaná v první fázi rolbování. Proto je v zadní části rolby uzavřený vodní okruh, který vyrovnává rýhy a přebytek vody je odsáván zpět do nádrže.

Poslední částí úpravy hrací plochy je její úplné vyrovnání. Velmi teplá voda natavuje vrchní část starého ledu a nově vytvořená vrstva se s původní lépe spojí. Kvalita ledu je spojena s teplotou vody přiváděné právě v této fázi úpravy. Obvykle se její teplota pohybuje mezi 45 až 80 °C.

Jedna úprava ledové hrací plochy trvá přibližně 15 minut a spotřeba teplé vody je až 1000 litrů. Množství odvezené ledové tříště se pohybuje v rozmezí 2 až 2,5 m³. Během pohybu rolby po ledové ploše se zvýší koncentrace škodlivin ve vzduchu ze spalovacího motoru a je nutné zvýšit průtok vzduchu z tohoto prostoru [40].

Při rozpouštění ledové tříště ve sněžné jámě lze získat ledovou vodu o teplotě cca + 3 °C. Tato ledová voda může být využita pro ochlazení chladiva před vstupem do výparníku. O toto podchlazení bude zvýšen chladicí výkon zařízení bez nárůstku příkonu elektrické energie.

Odtávání ledové tříště ve sněžné jámě může být urychleno postřikem teplou vodou, přestupem tepla z vloženého výměníku v nádrži nebo zvýšením rychlosti proudění vody v nádrži. Tyto metody mohou mezi sebou být kombinovány.



Obr. 2.2.3) Případy odtávání ledu ve sněžné jámě

2.2.4 TEPELNÁ ZÁTĚŽ NA LEDOVOU PLOCHU

Spotřeba energií a provozní náklady jsou velmi významnou informací pro provozovatele a již v projekční fázi by měly být analyzovány. Pro relevantní stanovení chladicího výkonu musí být vypočteny všechny složky tepelné zátěže. Tepelná zátěž se skládá ze tří částí, vedení, proudění a sálání.

Tab 2.2.4. Tepelná zátěž na ledovou plochu podle Ashrae [2]

Tepelná zátěž		Průměrná % z celkové tepelné zátěže
Vedení	Úprava ledu rolbou	12
	Čerpání chladicí kapaliny	15
	Zemina (temperování)	4
	Rozdělovače / sběrače	2
	Sportovci	4
Proudění	Teplota vzduchu v hale	13
	Vlhkost vzduchu v hale	15
Sálání	Sálání od střešní konstrukce	28
	Sálání od osvětlení	7

2.2.4.1 TEPELNÁ ZÁTĚŽ VEDENÍM

Upravování ledové plochy patří k největším složkám tepelné zátěže vedením. Při úpravě ledu je dodána vrstva vody tloušťky cca 1 mm o teplotě 40 až 80 °C. Spotřeba teplé vody pro jednu úpravu ledu se pohybuje od 800 do 1000 litrů. Teplota vody ovlivňuje zátěž a také čas potřebný pro opětovné zamrznutí. Úpravou tvrdosti vody lze snížit požadovanou teplotu a také objem dodávaný na plochu hřiště.

Další složkou tepelné zátěže vedením je tepelná zátěž z podloží. Její velikost závisí na parametrech zeminy v podloží, teplotě temperovací kapaliny a na vlastnostech a tloušťce TI. Tepelná zátěž je největší první rok provozu, s každým dalším rokem se teplota podloží snižuje.

Dalšími složkami tepelné zátěže vedením jsou od čerpání tekutiny distribuující chlad do registru ledové plochy, tepelná ztráta z rozdělovačů a zátěž od sportovců na ledě.

2.2.4.2 TEPELNÁ ZÁTĚŽ PROUDĚNÍM

Tepelná zátěž od proudění vzduchu na ledovou plochu může tvořit až 28 % z celku. Velikost tepelné zátěže prouděním závisí na teplotě vzduchu, relativní vlhkosti a rychlosti proudění vzduchu v blízkosti ledové plochy. Proudění vzduchu nad ledem by mělo být minimalizováno při návrhu systému větrání, odvlhčování i vytápění.

V oblastech s vyšší teplotou mokrého teploměru venkovního vzduchu by měl být instalován systém odvlhčování, který umožní snížit část tepelné zátěže, riziko kondenzace na konstrukcích a vznik mlhy. Více viz kapitola 3.2 a 3.3.

2.2.4.3 TEPELNÁ ZÁTĚŽ SÁLÁNÍM

Zastřešené ZS jsou specifické tím, že studená plocha ledu je udržována nad relativně teplou plochou střechy. Střešní konstrukce je ohřívána působením venkovního prostředí a stratifikací vzduchu v hale. Až 35 % z celkové tepelné zátěže je tvořeno sálavými složkami. Čtvrtina tepelné zátěže sáláním je od osvětlení. Jeho skutečná velikost závisí na typu svítidel a směru světelného toku. Tepelná zátěž může být zredukována snížením teploty vzduchu pod střešní konstrukcí, snížením povrchové teploty střechy a také snížením emisivity povrchu.

2.2.5 PERSPEKTIVA A CESTY SNIŽOVÁNÍ PROVOZNÍCH NÁKLADŮ NA ZS

Zjištěné stávající možnosti pro snižování provozních nákladů během provozování zimních stadionů lze rozdělit na několik kategorií.

Možnosti úprav technologie v oblasti:

- 1) Příprava a udržování ledové plochy
 - Akumulační zásobník chladu, který umožní redukovat odběrové špičky chladu a tudíž je rozložena i dodávka odpadního tepla;
 - Mírně zvýšit teplotu ledu přes noc;
 - Zvýšit účinnost chladicího oběhu využitím komponent jako např. elektronický expanzní ventil, regulace kondenzačního tlaku, podchlazení chladiva, frekvenční měnič kompresoru;
 - Optimalizovat tloušťku ledu;
 - Využití studené vody ze sněžné jámy pro podchlazení chladiva, pro tání ve sněžné jámě nevyužívat teplo z chlazení o vysokých teplotách;
 - Pro úpravu ledu využívat upravenou vodu (úprava tvrdosti, bez solí a pevných částic).

- 2) Vytápění
 - Vytápění hlediště pouze během utkání, kdy je zaplněno;
 - Snížit tepelnou zátěž na ledovou plochu konvekcí, včetně konvekce z prostor hlediště;
 - Způsobem vytápění nenarušovat teplotní stratifikaci vzduchu nad ledem.
- 3) Větrání a odvlhčování
 - Zamezit přirozenému větrání, využívat řízeného přívodu vzduchu a odvlhčování, více viz kapitola 5.
- 4) Ohřev teplé vody
 - Maximální možné využití odpadního tepla z chlazení viz závěry kapitol 3 až 6.
- 5) Osvětlení
 - Umožnit regulaci světelného výkonu s ohledem na probíhající aktivitu (zápas – veřejné bruslení – trénink – úklid).
- 6) Konstrukční úpravy obálky budovy
 - Instalace stropní konstrukce s nízkou emisivitou povrchu;
 - Zajistit těsnost obálky budovy společně se systémem řízeného větrání.

2.3 PARNÍ CHLADICÍ OBĚH

Potřebu chladu v zimních stadionech v České Republice zajišťují zejména chladicí stroje pracující s parním oběhem. Základní komponenty parního kompresorového chladicího cyklu (výparník, kondenzátor, expanzní ventil, kompresor) mohou být doplněny o další zařízení pro zvýšení účinnosti nebo využití odpadního tepla. V parním kompresorovém cyklu lze odpadní teplo získávat na několika teplotních úrovních:

- z chlazení kompresoru,
- z chlazení přehřátých par po kompresi,
- z chlazení kondenzátoru,
- z dochlazovače.

Dochlazovač kapalného chladiva přináší teplo o nejnižší teplotě. Využití tepla z chlazení oleje kompresoru může být uvažováno pouze u šroubového typu a není v dalších výpočtech uvažováno.

V této kapitole jsou popsány parní chladicí oběhy, na které navazují případové studie v následujících kapitolách.

2.3.1 TEORIE OBĚHŮ

Pro znázornění chladicího oběhu je používán $\log(p)$ - h diagram. Jeho průběh je odlišný pro každé chladivo. Chladivo v oběhu prochází fázemi mokré páry, přehřáté páry a kapaliny. Stav chladiva je popsán stavovými veličinami tzn. teplota, tlak, měrný objem, entalpie a entropie. Chladicí oběhy jsou popsány podrobně v literatuře např. [2], [3].

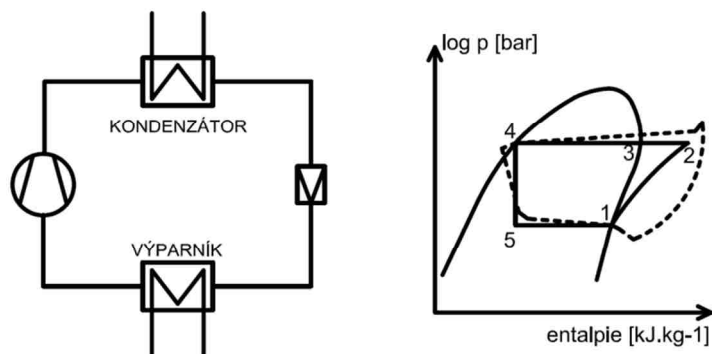
2.3.1.1 JEDNOSTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH

Ve výparníku se odpařuje chladivo přijímáním tepla z okolí. Vzniklé páry se odsávají sacím zdvihem kompresoru. Kompresním zdvihem jsou stlačeny nasáté páry na tlak několikanásobně vyšší než který je ve výparníku a poté se stlačené páry vhná do kondenzátoru.

V kondenzátoru je odnímáno stlačeným parám teplo přijaté ve výparníku i teplo vzniklé stlačením. Ochlazení musí být až na takovou teplotu, kdy je dosaženo kondenzační teploty chladiva. Protože se stlačením zvýší tlak, stačí ke zchlazení na mez sytosti a ke zkapalnění teplota vyšší, než jaká je ve výparníku.

Zkondenzovaná kapalina změnou škrcením v regulačním ventilu tlak a teplotu ze stavu kondenzátorového na stav výparníkový. Kondenzátor odejme parám nejprve teplo přehřívací a ochladí je na mez sytosti (na teplotu kondenzační). Dalším odjímáním tepla se teplota již nemění, protože páry kondenzují. Teplo, které při nízkých teplotách přechází do kapalného chladiva a mění ho v páru, zůstane v parách obsaženo i při oběhu přes kompresor až do kondenzátoru. V kondenzátoru je toto teplo odevzdáváno do venkovního prostředí.

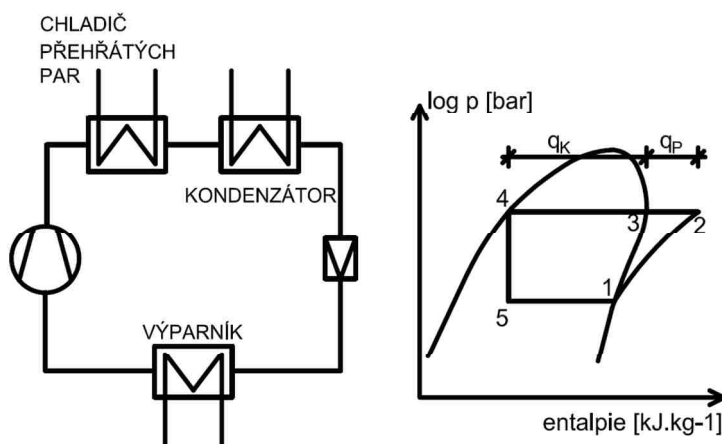
Sytá pára obsahuje část latentního tepla pro ohřev chladiva na teplotu varu a teplo výparné. Dalším ohřevem chladiva získáme přehřátou páru, která obsahuje více tepla než sytá pára a má také vyšší teplotu. V chladicím oběhu se páry přehřívají na sací straně (mezi výparníkem a kompresorem) a také na výtlačné straně (v kompresoru při kompresi). Teplota přehřátí vytlačovaných par závisí na teplotě odpařovací, na teplotě nasávaných par a na teplotě kondenzační. Čím vyšší je teplota vypařování, kondenzační teplota a přehřátí v sání, tím vyšší je teplota na výtlačku. Teplota přehřátí vytlačovaných par a tím i teplota ve výtlačném potrubí je tím vyšší, čím větší je kompresní poměr a čím větší je přehřátí nasávaných par.



Obr. 2.3.1.1) Schéma jednostupňového parního kompresorového oběhu

2.3.1.2 JEDNOSTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH S CHLADIČEM PŘEHŘÁTÝCH PAR

Chladicí systém produkuje teplo, které se rovná součtu chladicího výkonu a absorbované spotřebě elektrické energie kompresoru. Teplo odváděné z chladicího zařízení q_c není na jedné teplotní úrovni, ale je rozděleno na teplo v přehřátých parách q_p a skupenské teplo kondenzace q_k . Předřazením výměníku před kondenzátor lze dosáhnout ohřevu vody na teploty 50 až 65 °C v závislosti na parametrech oběhu. V chladiči přehřátých par může dojít k fázové změně, pokud teplota vstupující kapaliny je nižší než kondenzační teplota chladiva.

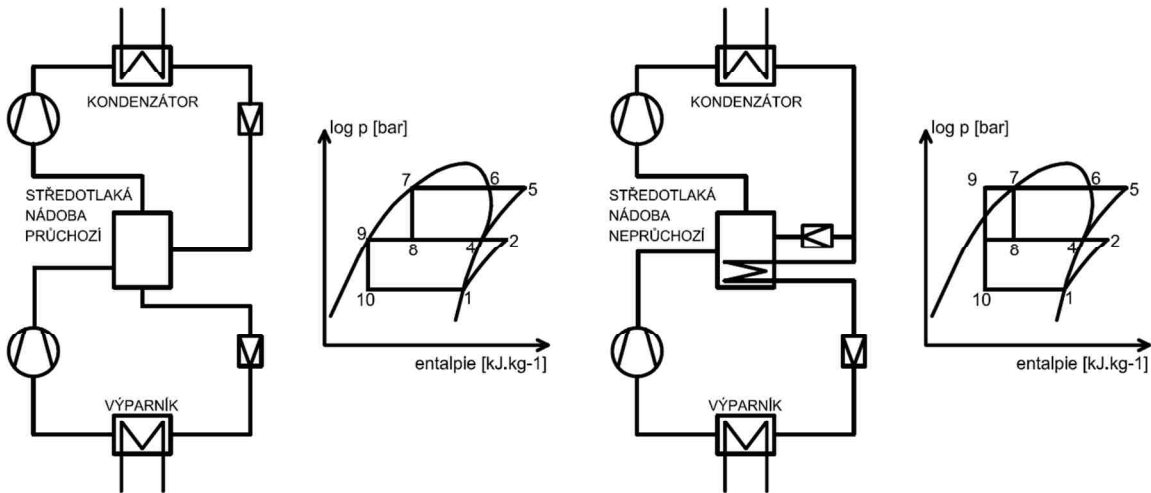


Obr. 2.3.1.2) Schéma jednostupňového parního kompresorového oběhu s chladičem přehřátých par

2.3.1.3 VÍCESTUPŇOVÝ PARNÍ OBĚH SE STŘEDOTLAKOU NÁDOBOU

Schémat zapojení vícečetných oběhů je nepřehledné množství. Na obrázku 2.3.1.3 je znázorněno základní uspořádání oběhu se středotlakou nádobou průchozí a neprůchozí.

Oběh pracuje tak, že kompresor prvního stupně odsává páry chladiva z expanzní nádoby (nízkotlaké nádoby) a vytlačuje je do středotlaké nádoby, ve které je kapalné chladivo. Výtlačné potrubí je ponořeno pod hladinou kapalného chladiva, páry chladiva v kapalině částečně z kondenzují. Páry, které ve středotlaké nádobě zbydou jsou odsávány kompresorem druhého stupně a vytlačovány do kondenzátoru. Kompresor druhého stupně nasává syté páry chladiva ze středotlaké nádoby, které tam vytlačuje kompresor prvního stupně. Páry v kondenzátoru zkapalní a jdou do sběrače chladiva. Ze sběrače kapalné chladivo jde přes regulační ventil do středotlaké nádoby. Vychlazené kapalné chladivo je dopravováno čerpadlem do výparníku, kde se využívá k chlazení.

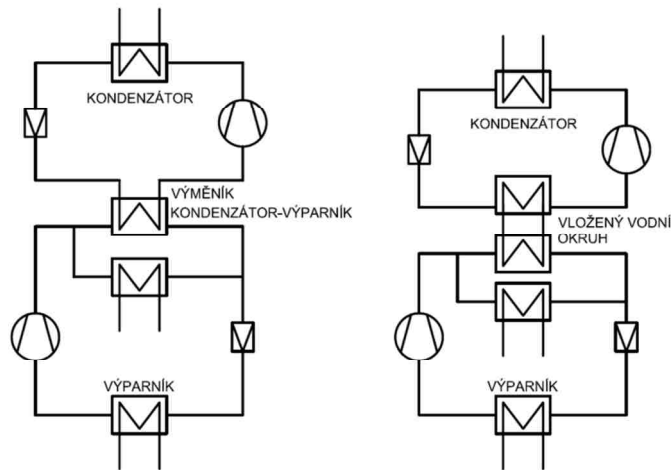


Obr. 2.3.1.3) Schéma dvouступňového parního kompresorového oběhu se středotlakou nádobou

2.3.1.4 TEPelnÉ ČERPADO, JEHOŽ ZDROJEM JE ODPADNÍ TEPLO Z CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ

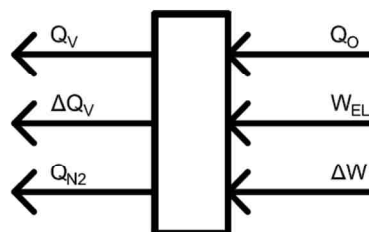
Vzhledem k příznivým teplotám odpadního tepla z chlazení v průběhu chladicí sezóny je výhodné teplo využít jako zdroj pro tepelné čerpadlo. Technicky jsou možné tři způsoby zapojení TČ do oběhu:

- pomocí středotlaké nádoby (viz obrázek 2.3.1.3),
- prostřednictvím výměníku kondenzátor-výparník (viz obrázek 2.3.1.4.1),
- s vloženým vodním okruhem (viz obrázek 2.3.1.4.1).



Obr. 2.3.1.4.1) Zapojení TČ do chladicího oběhu

Na následujícím obrázku 2.3.1.4.2 je zobrazena bilance energií chladicího zařízení se zapojeným systémem pro využití odpadního tepla. Obrázek odpovídá chladicímu zařízení, na kterém je provedena úprava, kdy při stejném množství odvedeného tepla dojde ke zvýšení poměru využitelného odpadního tepla a zvýšení spotřeby pohonné energie. Tento obrázek slouží jako vysvětlení definice topného faktoru vloženého TČ.



Q_O	Odvedené teplo z ochlazované látky
W_{EL}	Pohonná energie chladicího zařízení
Q_V	Využitelné odpadní teplo
ΔW	Nárůst potřeby pohonné energie
ΔQ_V	Nárůst využitelného odpadního tepla
Q_{N2}	Nevyužitelné odpadní teplo

Obr. 2.3.1.4.2) Energetická bilance chladicího zařízení s tepelným čerpadlem

Pomocí vzorce 1 lze porovnávat různé úpravy chladicího zařízení. Je-li hodnocenou úpravou použití TČ, lze vzorec použít pro výpočet jeho topného faktoru.

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_V}{\Delta W} \quad (2.3-1)$$

Pokud je na ohřev vody využíváno TČ, pracuje s velkým rozdílem teplot mezi kondenzační teplotou a teplotou vody, která vstupuje do kondenzátoru. Pro zvýšení topného faktoru TČ lze do okruhu zapojit dochlazovač, který umožňuje podchlazení chladiva.

2.3.2 VYBRANÁ CHLADIVA

Zdali je tekutina vhodná jako chladivo lze posoudit podle těchto vlastností:

- Tlak par při dosažení teploty odpařování,
- Kritický tlak a teplota,
- Molekulární hmotnost.

2.3.2.1 ČPAVEK

Hlavní nevýhodou amoniaku jako chladiva (R-717) je toxicita, zápach a hořlavost. Z těchto důvodů se lze setkat s chladicími systémy využívající jako chladivo čpavek, kde je výměník pro distribuci chladu s použitím sekundárních chladiv. Typický zápach čpavku může být i výhodou, protože bezpečně upozorní na svoji přítomnost ve vzduchu při koncentraci, která není nebezpečná. Čpavek má vysoký součinitel přestupu tepla při změně skupenství, velkou hmotnostní chladivost a objemovou chladivost. Kapalný čpavek je lehčí než minerální olej. Při úniku kapalného čpavku do chladicího okruhu se usadí u dna nádoby.

Čpavek se při atmosférickém tlaku odpařuje při teplotě $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pokud se chladí na teploty vyšší, je čpavek v zařízení pod vyšším tlakem, než je tlak atmosférický.

2.3.2.2 SOLANKA

Solanky se používají pro přenos chladu v nepřímých systémech. Vyrobené solanky obsahují kromě soli další přísady, kterými se upravují její vlastnosti např., aby nenapadala kovy. Snižování teploty mrznutí zvyšováním koncentrace roztoku je možné po danou hranici. Přidáváním soli zmrzne roztok opět při vyšších teplotách, až při určité koncentraci zmrzne roztok opět při $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tato teplota se nazývá kryohydratická teplota.

Pro stanovení potřebné hustoty solanky je nutno se řídit odpařovací teplotou chladiva. Bod mrznutí solanky musí být nejméně o 10° vyšší než je nejnižší odpařovací teplota daného chladicího zařízení.

2.3.2.3 UHLOVODÍKY

Uhlovodíky nenarušují ozónovou vrstvu a mají zanedbatelný vliv na globální oteplování. Nevýhodou jejich využití je hořlavost a výbušnost. Konkrétními látkami jsou například propan nebo butan.

2.3.3 TEPLA PŘEHŘÁTÝCH PAR CHLADIVA

Vyšší teplotní úroveň získávaného odpadního tepla je z výměníku přehřátých par po kompresi chladiva. Teplota na výtlaku z kompresoru je závislá na kondenzační teplotě chladiva, typu chladiva, vypařovací teplotě, na přehřátí nasávaných par a na typu kompresoru. Teplu v přehřátých parách tvoří maximálně 15 až 20 % z celkového odpadního tepla z chlazení a jeho množství závisí na výtlakové teplotě a tlaku [2]. Teoretické maximální množství tepla v přehřátých parách je dáno ochlazením par až na kondenzační teplotu. Přehřáté páry čpavku dosahují u pístových kompresorů teploty až 130 °C, u šroubových kompresorů 80 až 100 °C. Předání tepla probíhá ve výměníku do vody, která může dosahovat teploty 50 až 65 °C což je teplotní úroveň přímo využitelná. Využitím tepla z přehřátých par po kompresi nedojde k ovlivnění procesu chlazení ani snížení chladicího faktoru, protože kondenzační teplota je výrazně pod výstupní teplotou z výměníku.

2.3.4 TEPLA Z KONDENZACE CHLADIVA

Kondenzační teplo je teplo skupenské přeměny. Využití tepla z chlazení kondenzátoru, kde čpavek odevzdává teplo a je směsí kapalného chladiva a mokrých par, umožňuje ohřívat vodu na nižší teploty, než na výměníku přehřátých par. V tomto případě se jedná o nízkopotenciální teplo. Využitím odpadního tepla z chlazení kondenzátoru se snižuje podíl mařeného tepla v chladicích věžích (suchých chladičích atd.).

2.3.5 ZAŘÍZENÍ PRO CHLAZENÍ KONDENZÁTORU

Pokud není do oběhu zapojen výměník pro využití tepla přehřátých par, dochází v kondenzátoru k chlazení přehřátých par chladiva, kondenzací a podchlazení.

Kondenzační teplota se během roku mění podle venkovní teploty a vlhkosti vzduchu, v závislosti na typu kondenzátoru a jeho regulaci. Hladina kondenzační teploty velmi ovlivňuje účinnost chlazení, čím nižší kondenzační teplota tím je účinnost a výkon vyšší. Výkon chladicího systému se nezvyšuje lineárně se snižující se kondenzační teplotou.

Kompresní chladicí zařízení lze rozdělit podle způsobu chlazení kondenzátoru:

- S přímým chlazením kondenzátoru – kondenzátor je chlazen venkovním vzduchem,
- S vodou chlazeným kondenzátorem – kapalinový okruh mezi kondenzátorem a vnějším chladicím zařízením,
- S externím kondenzátorem – kondenzátor je mimo chladicí jednotku ve vnějším prostředí.

Zařízení pro chlazení kondenzátoru může využívat předávání tepla:

- vodou chlazený – přenos citelného tepla,
- vzduchem chlazený – přenos citelného tepla,
- odpařovací – přenos citelného i latentního tepla.

U čpavkových oběhů v letním období dosahuje teplota kondenzace nejčastěji 35 °C, pokud jsou použity odpařovací kondenzátory nebo vodou chlazené kondenzátory. V případě vzduchem chlazených kondenzátorů může teplota být až 50 °C. V zimním období neklesá pod 25 °C, aby byl zajištěn přívod chladiva do výparníku.

Faktory, které ovlivňují kondenzační teplotu:

- Teplota mokrého teploměru venkovního vzduchu,
- Plocha výměníků kondenzátoru,
- Účinnost kompresoru,

- Termodynamické vlastnosti chladiva,
- Měření a regulace, spolupráce ochlazování vodou a vzduchem,
- Nastavení expanzního ventilu.

Nejnižší teplota, na kterou může být vzduch ochlazen adiabatickým odpařováním, je teplota vlhkého teploměru. Teplota vlhkého teploměru je nižší než teplota suchého teploměru, ve venkovním prostředí závisí na teplotě, vlhkosti a tlaku vzduchu. Teplota suchého a vlhkého teploměru mohou být stejné v případě, že je vzduch zcela nasycen. V případech, kdy je teplo předáváno do ovzduší hlavně odpařováním, je teplota vlhkého teploměru významným faktorem při jejich návrhu.

Technická opatření vedoucí ke zvyšování účinnosti zařízení na kondenzační straně chladicího oběhu vede k postupnému snižování spotřeby energií na jejich provoz. Další úspor lze dosáhnout návrhem, způsobem provozu a regulací chladicího systému. Spotřeba energie vodou chlazeného chladicího stroje je 77 %, chladicí věže 8 %, čerpadel na kondenzátorové straně 8 % a čerpadel chladicí vody 7 % [5]. Provoz zařízení pro chlazení kondenzátoru a čerpadel by měl být podřízen provozu chladicího stroje tak, aby se minimalizovala jeho spotřeba energie.

Studna, rybník nebo řeka mohou být dobrými zdroji chladicí vody pro kondenzátor. Kapacitu lze snadno regulovat a nízká teplota chladiva zajistí nízké kondenzační tlaky, což šetří energii.

2.3.5.1 VZDUCHEM CHLAZENÝ KONDENZÁTOR

Vzduchem chlazený kondenzátor vyžaduje kondenzační teplotu tak vysokou, aby mohl odevzdat teplo do okolního vzduchu. Výhodami zařízení oproti chladicí věži a odpařovacímu kondenzátoru jsou absence napojení na vodu, méně provozních problémů (např. únik oleje do systému), menší objem chladiva v systému a nevzniká riziko Legionely. Naproti tomu vzduchem chlazené kondenzátory vyžadují vyšší kondenzační teploty než vodou chlazené kondenzátory. S vyššími teplotami souvisí větší spotřeba elektrické energie chladicího stroje. Výkon zařízení je omezený vzhledem k prostorovým možnostem a rozměrům. Další nevýhodou je vznik nadměrného hluku od ventilátorů. [4]

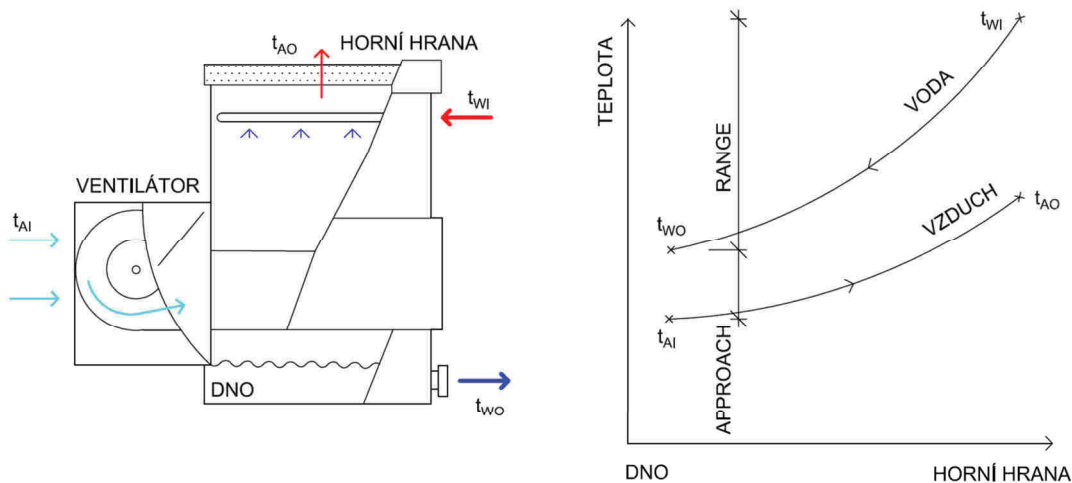
Variantou suchého chladiče je adiabatický kondenzátor, který pracuje na stejném principu jako vzduchem chlazený kondenzátor, ale okolní vzduch je předchlazen průchodem vlhkými výplněmi a tak je adiabaticky ochlazen na 80 až 85 % nasycení. V létě je vyšší rozdíl mezi teplotami suchého teploměru a vlhkého teploměru vzduchu, vzduch obsáhne více vlhkosti.

2.3.5.2 OTEVŘENÁ CHLADICÍ VĚŽ

V otevřené chladicí věži je chladicí voda kondenzátoru rozstříkována v její horní části do proudu vzduchu, který ji ochlazuje. Proud vzduchu je vytvářen ventilátorem v opačném směru, než stéká voda. Vzduch může proudit také kolmo na rozstříkovanou vodu. Ochlazená voda je shromažďována v jímce. Obecně u otevřených chladicích věží schopnost chladit závisí na tom, kolik vody se vypaří do okolního vzduchu. Pokud má vzduch v okolí vysokou vlhkost, do vzduchu se vypaří méně vody, než v suchém podnebí.

Tři kategorie nevýhod vodních chladicích systémů jsou:

- Koroze – způsobuje poškození materiálu, nežádoucí izolaci teplosměnných ploch, napomáhá k rozvoji biofilmů;
- Vodní kámen – dochází k poklesu účinnosti;
- Mikrobiologický růst – izolant teplosměnných ploch, napomáhá korozi, vznik vhodného prostředí pro růst mikroorganismů.

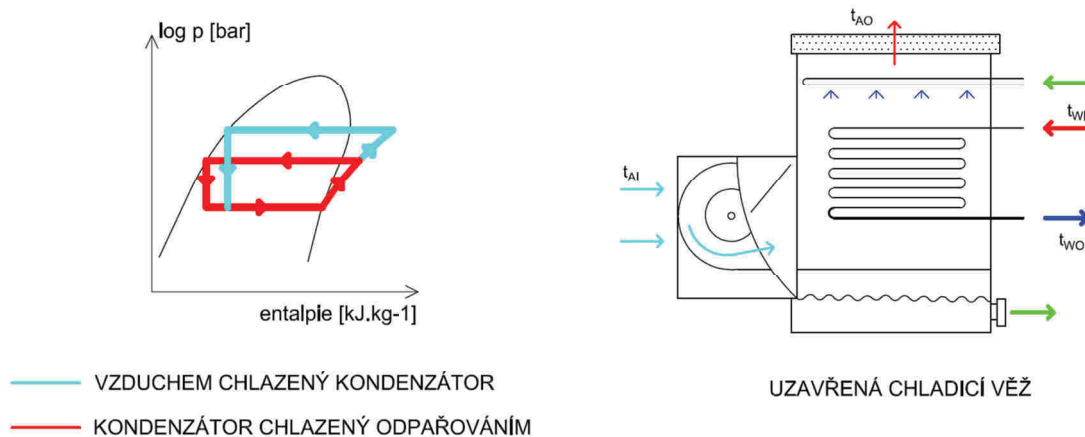


Obr. 2.3.5.2) Otevřená chladicí věž

2.3.5.3 UZAVŘENÁ CHLADICÍ VĚŽ

Uzavřená chladicí věž je zařízení, kde v trubkovém výměníku proudí médium pro chlazení kondenzátoru. Teplo je odváděno ohřevem chladicí kapaliny. Médium ve výměníku není vystaveno klimatickým podmínkám. Trubkownice je skrápěna cirkulující vodou, která stéká dolů. V opačném směru proudí vzduch, který odpařuje část skrápěcí vody a odvádí teplo do okolí.

Výhodou zařízení jsou nižší provozní náklady na údržbu a čištění než v případě otevřené věže. Oproti otevřené chladicí věži je v uzavřené navíc jeden výměník proto je větší, má vyšší hmotnost a vyšší pořizovací náklady.



Obr. 2.3.5.3) Srovnání oběhu s kondenzátorem chlazeným vzduchem a odpařováním a schéma uzavřené chladicí věže

Na trhu jsou i chladicí věže zvané „induced draft“ které mají výstupní rychlost vzduch 3 krát až 4 krát vyšší než vstupní rychlost vzduchu. Radiální ventilátor je umístěn na výfuku teplého vzduchu.

2.3.5.4 HYBRIDNÍ CHLADICÍ VĚŽ

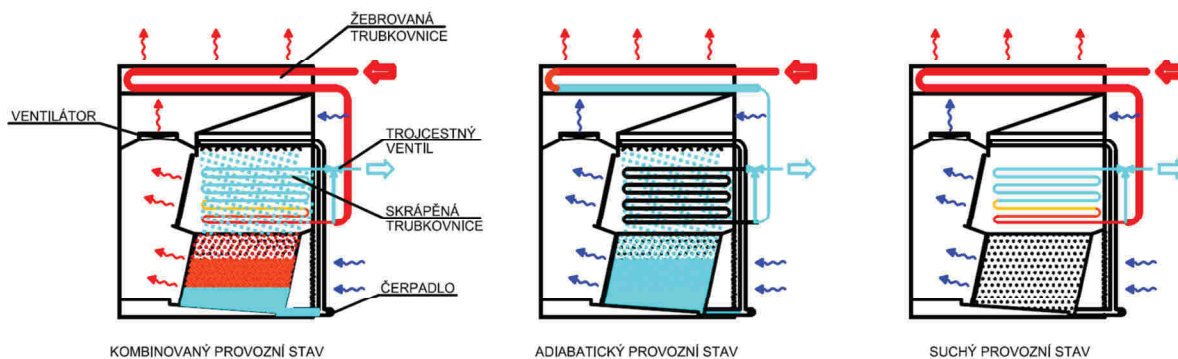
Hybridní chladicí věže lze rozdělit na otevřené a uzavřené obdobně jako výše uvedené chladicí věže. Hybridní věže jsou vybaveny ještě jedním výměníkem, který je umístěný nad rozstříkem vody. Provozní stavy hybridní chladicí věže jsou ovládaný trojcestným ventilem. Jednotlivé provozní stavy nazýváme suchý, adiabatický a kombinovaný viz obrázek 2.3.5.4.

Při kombinovaném provozním stavu proudí ochlazovaná kapalina do žebrované trubkovnice, která je ochlazována proudem vzduchu a poté do skrápěné trubkovnice. Nasávaný venkovní vzduch proudí skrz skrápěnou trubkovnici, chladicí výplň a poté ještě žebrovanou trubkovnicí, kde je stále schopen odebrat díl tepla. Část skrápěcí vody se z povrchu trubkovnice odpařuje a tím přispěje k ochlazení kapaliny uvnitř. Skrápěcí voda nyní o vyšší teplotě protéká skrz výplň, kde je ochlazována proudem vzduchu.

Při vysokých teplotách venkovního vzduchu je nižší spotřeba skrápěcí vody v porovnání se zařízením, které pracuje pouze s odpařovacím chlazením. Pokud se sníží požadovaný chladicí výkon nebo teplota venkovního vzduchu, sníží se podíl ochlazování odpařováním a spotřeba vody. Žebrovaná trubkovnice je využívána v maximální možné míře a skrápěná trubkovnice jen pokud je to nutné.

Adiabatický provozní stav nastane při úplně uzavřené skrápěné trubkovnici trojcestným ventilem, ochlazování probíhá jen v žebrované trubkovnici. Skrápěcí okruh slouží pouze k nasycení a adiabatickému předchlazení nasávaného vzduchu, který zvýší účinnost odvodu tepla z žebrované trubkovnice.

Suchý provozní stav probíhá při otevřeném trojcestném ventilu, ale je vypnuto skrápěcí čerpadlo. Kapalina k chlazení kondenzátoru proudí žebrovanou trubkovnicí a poté trubkovnicí nazývanou skrápěná (v tomto provozním stavu skrápěná není). Nedochozí k odparu vody.



Obr. 2.3.5.4) Provozní stavy hybridní chladicí věže

2.3.5.5 ODPAŘOVACÍ KONDENZÁTOR

V odpařovacím kondenzátoru páry chladiva proudí trubkovnicí, která je sprchována vodou. Horké páry chladiva kondenzují v trubkovnici. Ventilátor tlačí vzduch v protiproudu. Veškeré kondenzační teplo je odváděno odpařováním vody na vnějších plochách kondenzátorových trubek.

Odpařovací kondenzátor eliminuje přenos citelného tepla na rozdíl od chladicích věží, což umožňuje volit kondenzační teplotu blíže návrhové teplotě mokrého teploměru. Hlavní výhodou je možnost dosáhnout nízké kondenzační teploty v letních měsících přínosem přenosu latentního tepla odparem. Při nízkých teplotách venkovního vzduchu má vzduch nižší možnost pohlcovat vlhkost, tedy postupně narůstá podíl předávání citelného tepla. Dochází ke zvětšení teplotního rozdílu mezi teplotou vzduchu a kondenzační teplotou. V zimním období je možný mokrý provoz, jen pokud je zajištěno elektrické vytápění vany.

Výhodou odpařovacích kondenzátorů oproti vodou chlazeným kondenzátorům je nižší spotřeba vody.

2.4 ÚČINNOST ZAŘÍZENÍ V SYSTÉMU VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

Účinnost systému využití odpadního tepla ovlivňují všechna zařízení zapojená do systému. V soustavách sloužících k využití odpadního tepla jsou obvykle využívána tato zařízení, kterým je třeba při výpočtu účinnosti věnovat pozornost:

- výměník tepla,
- tepelné čerpadlo (vlastnosti pracovní kapaliny, typ kompresoru, spotřeba pohonné energie),
- akumulční zásobník (tepelné ztráty, zapojení, objem),
- rozvody tepelné energie (délka, tepelné ztráty, materiály, atd.),
- oběhové čerpadlo (on/off, s frekvenčním měničem, atd.).

Některým výše uvedeným prvkům systému lze stanovit přesnou účinnost v dané soustavě výpočtem, u některých je nutno čerpat z podkladů výrobce.

2.4.1 STANOVENÍ ÚČINNOSTI TEPELNÉHO ČERPADLA

Účinnost provozu tepelného čerpadla lze stanovit několika způsoby. Zvolený způsob výpočtu by měl vycházet z přesnosti dostupných vstupních údajů a přesnosti očekávaných výsledků.

2.4.1.1 ÚČINNOST CARNOTOVA CYKLU

Účinnost Carnotova cyklu je teoretická hodnota, která závisí pouze na teplotách média, nezávisí na druhu pracovní látky ani konstrukci stroje. Účinnost Carnotova cyklu je maximální dosažitelná hodnota. Vzorec pro výpočet (2.4-1) je [7]:

$$\varepsilon_{\tau} = \frac{Q}{P} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} \approx \eta_{\tau\check{c}} \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_1} = (0,4 - 0,6) \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (2.4-1)$$

Q – tepelný výkon tepelného čerpadla [kW],

P – tepelný příkon tepelného čerpadla [kW],

$\eta_{\tau\check{c}}$ – srovnávací účinnost; 0,4 pro malé výkony; 0,6 pro velké výkony,

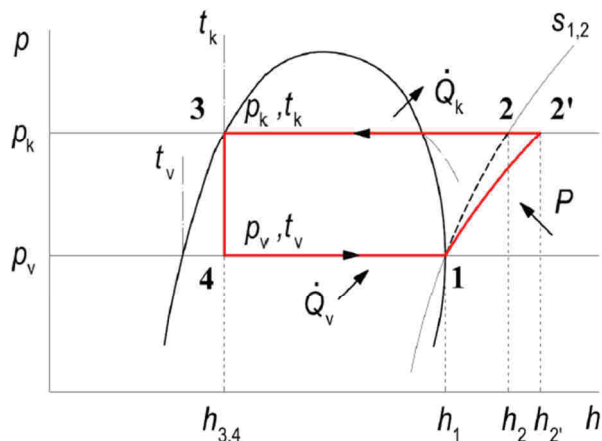
T₁ – absolutní teplota ve výparníku [K],

T₂ – absolutní teplota v kondenzátoru [K].

2.4.1.2 IZOENTROPICKÁ ÚČINNOST

Reálná komprese par chladiva není izoentropická, neboli bezeztrátová. Izoentropickou účinnost tepelného čerpadla lze stanovit podle vzorce (2.4-2):

$$\eta_{ie} = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} = \frac{P_{ie}}{P_i} = \frac{\text{teoretický izoentropický příkon}}{\text{vnitřní indikovaný příkon}} \quad (2.4-2)$$

Obr. 2.4.1.2) *p-h diagram Rankinova oběhu*

2.4.1.3 TOPNÝ FAKTOR COP

Topný faktor ukazuje hodnoty při daných laboratorních podmínkách a lze jej stanovit podle vzorce (2.4-3):

$$\text{COP} = \frac{Q_k}{P_{el}} = \frac{P_{el} + Q_v}{P_{el}} \quad (2.4-3)$$

Q_k – výkon tepelného čerpadla [kW],

P_{el} – elektrický příkon kompresoru [kW],

Q_v – výkon zdroje NPT, příkon přiváděný do výparníku [kW].

2.4.1.4 SEZÓNŇÍ TOPNÝ FAKTOR SCOP

Sezónní topný faktor samotného tepelného čerpadla, který kromě celoročního provozu zahrnuje i spotřebu elektrické energie mimo provoz. Lépe vypovídá o energetické náročnosti provozu TČ v průběhu roku, ale výpočet je proveden pro standardizované provozní podmínky. Index TO označuje dobu mimo topnou sezónu, SB režim stand-by, OFF když je tepelné čerpadlo zcela vypnuté a index CK je doba funkce ohřevu oleje v chladiči kompresoru. Vzorec pro výpočet sezónního topného faktoru (2.4-4) je:

$$\text{SCOP} = \frac{Q_h}{\frac{Q_h}{\text{SCOP}_{on}}} + \frac{Q_h}{H_{to} \cdot P_{to} + H_{sb} \cdot P_{sb} + H_{ck} \cdot P_{ck} + H_{off} \cdot P_{off}} \quad (2.4-4)$$

$$\text{SCOP}_{on} = \frac{Q_h}{E} \quad (2.4-5)$$

Q_h – potřeba tepla na vytápění [kWh],

E – spotřeba elektrické energie na vytápění [kWh],

$H_{to; sb; off}$ – doba provozu tepelného čerpadla v daném režimu [h],

$P_{to; sb; off}$ – příkon tepelného čerpadla v daném režimu [kW].

2.4.1.5 FAKTOR SEZÓNŇÍ ÚČINNOSTI SPF

Pro výpočet energetické náročnosti TČ v konkrétní budově se používá faktor sezónní účinnosti, který lze stanovit podle vzorce (2.4-6):

$$SPF = \frac{Q}{E_{TC} + E_{ZZ} + E_{pom}} \quad (2.4-6)$$

$Q_{vyt, tv}$ – celková dodaná energie do systému (vytápění a přípravu TV, atd.) [kWh],

E_{TC} – spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla [kWh],

E_{zz} - spotřeba elektrické energie záložního zdroje [kWh],

E_{pom} – spotřeba elektrické energie pro pomocná zařízení [kWh].

2.4.2 INTERVALOVÁ METODA HODNOCENÍ TEPELNÉHO ČERPADLA

Aby mohlo tepelné čerpadlo využít obnovitelnou energii prostředí nebo nízkoteplotní odpadní teplo, je potřeba mu dodat elektrickou energii. Množství odebrané elektrické energie ze sítě je parametr, který ovlivňuje ekonomickou návratnost systému. Množství dodané energie pro pohon tepelného čerpadla a i množství energie dodané do systému je možno vypočítat již v projekční fázi návrhu.

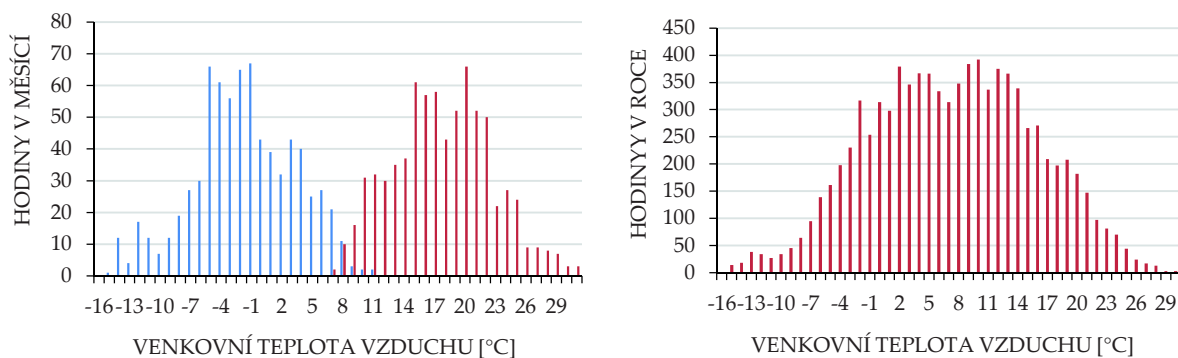
Pro hodnocení otopné soustavy s tepelným čerpadlem se používá faktor sezónní účinnosti SPF (Seasonal Performance Factor). SPF se výpočetně stanovuje na základě parametrů tepelného čerpadla, krytí potřeby tepla tepelným čerpadlem a podmínkami provozu (teplota otopné vody, teplota připravované teplé vody). Rovnice pro uvažovaný výpočet SPF je následující (2.4-7):

$$SPF = \frac{\text{dodaná energie zdrojem (TČ+bivalentní zdroj)}}{\text{potřeba el.energie (pohon TČ+pomocná zařízení v OS+el.bivalentní zdroj)}} \quad (2.4-7)$$

Hodnocení systému s tepelným čerpadlem a výpočet SPF je provedeno intervalovou metodou dle normy [6].

2.4.2.1 PRINCIP VÝPOČTU

Hodnocené období je ve výpočtu rozděleno do časových úseků, tzv. teplotních intervalů. Každý teplotní interval je definován střední teplotou a dobou trvání. Výpočet soustavy s tepelným čerpadlem může být proveden s hodinovým časovým krokem nebo s vyjádřenými četnostmi výskytu dané teploty venkovního vzduchu po měsících nebo za celý rok. Na obrázku 2.4.2.1 jsou četnosti venkovní teploty pro leden a červen a četnosti teplot pro celý rok. Hodinová intervalová metoda využívá jako vstupní informace o venkovní teplotě hodinové údaje (celkem 8760 intervalů o délce jedna hodina).



Obr. 2.4.2.1) Četnosti výskytu venkovní teploty vzduchu pro Prahu.

V každém intervalu je zjišťována skutečná doba provozu tepelného čerpadla. Skutečná doba provozu tepelného čerpadla v daném intervalu se vypočítá jako podíl dodané energie tepelným čerpadlem (v režimu přípravy TV, vytápění atd.) [kWh] a výkonu tepelného čerpadla [kW] v daném intervalu, viz vzorec (2.4-8).

$$t_{T\check{c},j} = \frac{Q_{T\check{c},j}}{\Theta_{T\check{c},j}} \quad (2.4-8)$$

Doba provozu tepelného čerpadla je vždy kratší nebo rovna délce intervalu. Vzhledem k nastavení priorit v systému může při nejnižších teplotách venkovního vzduchu dojít k tomu, že veškerý čas je vyčerpán např. v režimu přípravy teplé vody a nezbyvá čas pro režim vytápění.

Dále je stanovena spotřeba elektrické energie v režimech spotřeby energie v každém intervalu podle vzorce (2.4-9). Ve výpočtu je zjištěna spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla.

$$E_{T\check{c},j} = \frac{Q_{T\check{c},j}}{COP_j} \quad (2.4-9)$$

Spotřeba elektrické energie pro provoz pomocných zařízení v soustavě (např. oběhových čerpadel) je stanovena jako součin doby provozu tepelného čerpadla [hod] a příkonu pomocných zařízení [kW] podle vzorce (2.4-10).

$$E_{pom,j} = P_{pom} \cdot t_{T\check{c},j} \quad (2.4-10)$$

Dále byla vypočtena spotřeba bivalentním zdrojem energie, jako rozdíl poměrné potřeby tepla pro řešenou spotřebu a skutečně dodaného tepla tepelným čerpadlem v daném režimu a intervalu.

Tepelné čerpadlo a bivalentní zdroj jsou v paralelním provozu. Když výkon tepelného čerpadla nestačí pro pokrytí potřeby tepla, zapojí se bivalentní zdroj a poté oba dva zdroje běží současně.

Výpočtem není zohledněn vliv doby blokace tarifu elektrické energie, není zkoumáno, zdali tepelné čerpadlo dosahuje maximálních provozních teplot ani vliv nízkoteplotního zdroje tepla na skutečně dosahované teploty zdroje. Tepelné ztráty v rozvodech a v zásobníku teplé vody jsou zahrnuty do potřeby energií.

2.4.3 STANOVENÍ ÚČINNOSTI VÝMĚNÍKU PRO ZZT [11]

Vztahy pro stanovení účinnosti vycházejí z obecné rovnice (2.4-11):

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.4-11)$$

Účinnost sdílení citelného tepla lze stanovit podle vzorce (2.4-12):

$$\eta_c = \frac{c_e \cdot (t_{e2} - t_{e1})}{c_{min} \cdot (t_{i1} - t_{e2})} \quad (2.4-12)$$

Účinnost sdílení vázaného tepla (zanedbání závislosti skupenského tepla vypařování vody) podle (2.4-13):

$$\eta_v = \frac{m_i \cdot (x_{i1} - x_{i2})}{m_{min} \cdot (x_{i1} - x_{e1})} \quad (2.4-13)$$

Exergetická účinnost může být stanovena podle vzorce (2.4-14):

$$\eta_{EX} = \eta_{EX,i} \cdot \eta_{EX,e} = \frac{Ei1-Ei2}{Ei1} \cdot \frac{Ee2-Ee1}{Ei1-Ei2} = \frac{Ee2-Ee1}{Ei1} \quad (2.4-14)$$

kde:

Q – skutečně přenesený tepelný tok [W],

Q_{max} – maximální tepelný tok, který lze získat mezi proudy vzduchu *i* a *e* [W],

m_i – hmotnostní průtok ochlazovaného suchého vzduchu [kg.s⁻¹],

m_e – hmotnostní průtok ohřívaného suchého vzduchu [kg.s⁻¹],

t_i, t_e – teploty vzduchu [°C],

η_{EX,i} – dílčí exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu *i* [-],

η_{EX,e} – dílčí exergetická účinnost využití tepla v ohřívaném vzduchu *e* [-],

E – exergie tepelného toku proudu vzduchu na vstupu nebo výstupu výměníku [W].

2.4.4 ÚČINNOST KOMPRESOROVÉHO CHLADICÍHO ZAŘÍZENÍ

Chladicí faktor pro chladicí zařízení se stanoví:

$$\varepsilon_{ch} = \frac{q_{4,1}}{a_{t1,2}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (2.4-15)$$

kde:

a_{t1,2} – měrná mechanická práce kompresoru,

q_{4,1} – měrné přivedené teplo, které se odebere chlazené látce ve výparníku.

Evropský sezónní chladicí faktor ESEER je stanoven pro kombinaci různých provozních podmínek, které definuje Eurovent tak, aby hodnocení vypovídalo o provozu ve standardních sezónních provozních podmínkách mimo projektované maximální parametry. Koeficienty A až D jsou uvedeny v předpisu pro různé teploty vzduchu nebo vody.

$$ESEER = A \cdot EER (100\%) + B \cdot EER (75\%) + C \cdot EER (50\%) + D \cdot EER (25\%) \quad (2.4-16)$$

2.4.5 ÚČINNOST ZAŘÍZENÍ PRO CHLAZENÍ KONDENZÁTORU

Tepelné čerpadlo a chladicí zařízení pracují na stejném principu, kritériem pro hodnocení tepelného čerpadla je topný faktor, pro hodnocení chladicího zařízení je to chladicí faktor. Vztah pro výpočet chladicího faktoru:

$$\varepsilon_{ch} = \frac{Q_0}{P} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (2.4-17)$$

2.4.5.1 ODPAŘOVACÍ KONDENZÁTOR

Vzorec pro výpočet účinnosti odpařovacího kondenzátoru je uveden ve vzorci 2.4-18. [8]

$$\eta = \frac{\text{výkon kondenzátoru}}{\text{maximální výkon}} = \frac{m_{air} \cdot (h_{air,out} - h_{air,in})}{m_{air} \cdot (h_{air,out;Tref,sat} - h_{air,in})} \quad (2.4-18)$$

kde:

m_{air} – hmotnostní průtok vzduchu,

$h_{\text{air,in}}$ – entalpie okolního vzduchu vháněného do odpařovacího kondenzátoru,

$h_{\text{air,out}}$ – entalpie vzduchu na výstupu z odpařovacího kondenzátoru,

$h_{\text{air,out};T_{\text{ref,sat}}}$ – entalpie nasyceného vzduchu o teplotě chladiva.

2.4.5.2 ÚČINNOST OTEVŘENÉ CHLADICÍ VĚŽE

Vzorec pro výpočet účinnosti otevřené chladicí věže je uveden ve vzorci 2.4-19. [9]

$$\eta = \frac{(t_i - t_o) \cdot 100}{(t_i - t_{wb})} \quad (2.4-19)$$

kde:

t_i – teplota vody na vstupu do chladicí věže [°C],

t_o – teplota vody na výstupu z chladicí věže [°C],

t_{wb} – teplota vlhkého teploměru vzduchu [°C].

2.4.6 STANOVENÍ ÚČINNOSTI KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Elektrická účinnost:

$$\eta_E^{KVET} = \frac{E}{Q_{\text{pal}}} = \frac{E}{Q_i \cdot m_{\text{pal}}} = \frac{P_e}{Q_i \cdot M_{\text{pal}}} \quad (2.4-20)$$

kde:

E – elektrická práce, energie [Ws],

P_e – elektrický výkon [W],

m_{pal} – hmotnost nebo objem paliva [kg, m³],

M_{pal} – hmotnostní nebo objemový průtok paliva [kg·s⁻¹, m³·s⁻¹],

Q_i – energie v objemové nebo hmotnostní jednotce paliva [J·kg, J·m⁻³],

Tepelná účinnost:

$$\eta_T^{KVET} = \frac{P_T}{Q_i \cdot M_{\text{pal}}} \quad (2.4-21)$$

kde:

P_T – tepelný výkon [W],

M_{pal} – hmotnostní nebo objemový průtok paliva [kg·s⁻¹, m³·s⁻¹],

Q_i – energie v objemové nebo hmotnostní jednotce paliva [J·kg, J·m⁻³],

Modul teplárenské výroby elektrické energie:

Vzájemný poměr projektované spotřeby elektrické energie a tepelné energie je důležitý pro volbu velikosti kogenerační jednotky.

$$\sigma = \frac{P_E}{P_T} = \frac{P_{E,\%}}{P_{T,\%}} \quad (2.4-22)$$

kde:

$P_{E,\%}$ - procentní zastoupení elektrického výkonu na celkovém výkonu kogenerační jednotky [%]

$P_{T,\%}$ - procentní zastoupení tepelného výkonu na celkovém výkonu kogenerační jednotky [%]

Celková účinnost:

$$\eta_C^{KVET} = \eta_E^{KVET} + \eta_T^{KVET} = \frac{P_E + P_T}{Q_i + M_{pal}} \quad (2.4-23)$$

KAPITOLA 3

VÝPOČET MNOŽSTVÍ ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ

Případová studie zimního stadionu označeného ZS 1 se zabývá hodnocením chladicích strojů, metodikou a podrobným výpočtem množství odpadního tepla z chlazení.

3.1 POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ

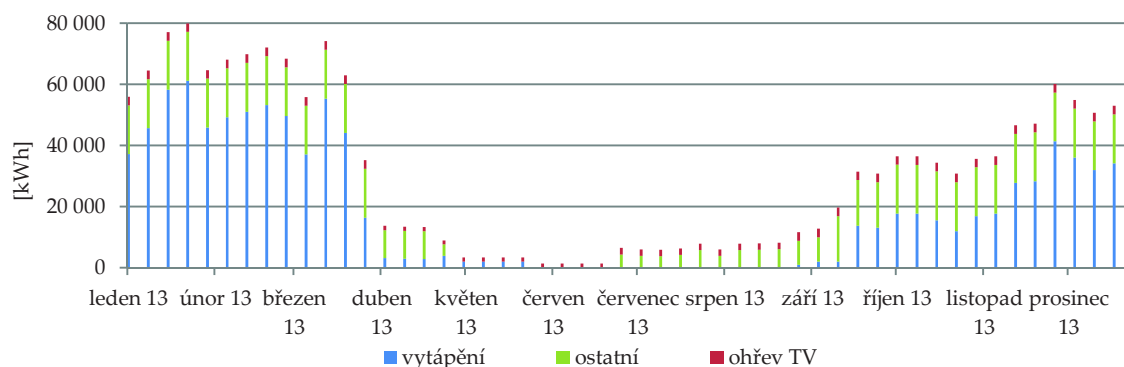
Areál zimního stadionu, který hostí 1. hokejovou ligu, zahrnuje hlavní ledovou plochu, tréninkovou plochu, administrativní část pro vedení klubu a restauraci s kavárnou. Na hlavní ledové ploše je led od července do konce dubna, dva měsíce v roce je plocha využívána k jiným účelům např. in-line bruslení. Rozměr ledové plochy je 26x59,5 m a je zde kapacita pro 5200 diváků. Provoz stadionu začíná v pracovní dny v 6 hodin a končí mezi 21 a 23 hodinou. Průměrně je ledová plocha upravována rolbou 12 krát za den. Druhá ledová plocha slouží k tréninkům a její provoz je kratší než provoz hlavní plochy. Druhá ledová plocha je upravována rolbou průměrně 8 krát za den.

3.1.1 ZDROJ CHLADU

Zdrojem chladu jsou tři kompresorová zařízení, která jsou zde v provozu od roku 2002. Dva kompresory jsou čtyřválcové o chladicím výkonu á 252 kW při teplotách -12/35 °C, třetí kompresor je šestiválcový o chladicím výkonu 378 kW při teplotách -12/35 °C, příkon šestiválcového kompresoru je 90 kW, čtyřválcového 70 kW [15]. Při kondenzační teplotě 35 °C je teplota chladiva na výtlaku kompresoru 128 °C a izoentropická účinnost dosahuje hodnoty 0,84 [15]. Systém chlazení ledové plochy je přímý, neboli ledová plocha je výparníkem chladicího okruhu. Chladicí kapalinou je R717 (čpavek) a jeho celkové množství v systému je 9 tun. Ve venkovním prostředí je osazen odpařovací kondenzátor o výkonu 1350 kW při 35/21 °C.

3.1.2 ZDROJ TEPLA

Zdrojem tepla pro vytápění jsou tři plynové kondenzační kotle o výkonu každého 330 kW. Plynové kotle slouží k vytápění administrativní části a šaten, k přípravě TV, k ohřevu vody pro výměník VZT jednotky v tréninkové hale, k vaření v restauraci a při nedostatku tepla z přehřátých par slouží jako náhradní zdroj tepla. Teplotní spád otopné vody je 65/50 °C, teplota vody pro ohřev vzduchu ve VZT jednotce je 75 °C.

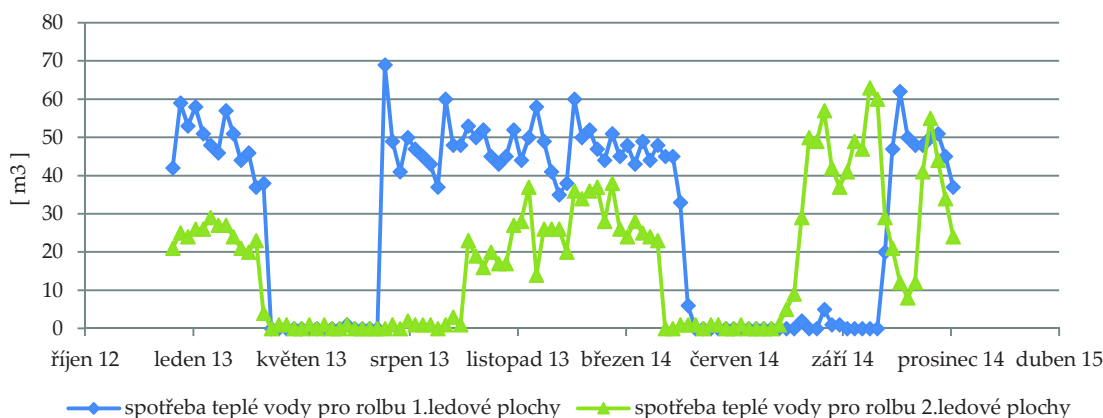


Obr. 3.1.2) Diagram spotřeby plynu na zimním stadionu v roce 2013

Spotřeba plynu je na zimním stadionu měřena po týdnech. Na obrázku 3.1.2 je graf se spotřebou plynu v roce 2013, data z místního systému MaR.

3.1.3 SPOTŘEBA TEPLÉ VODY PRO ROLBU

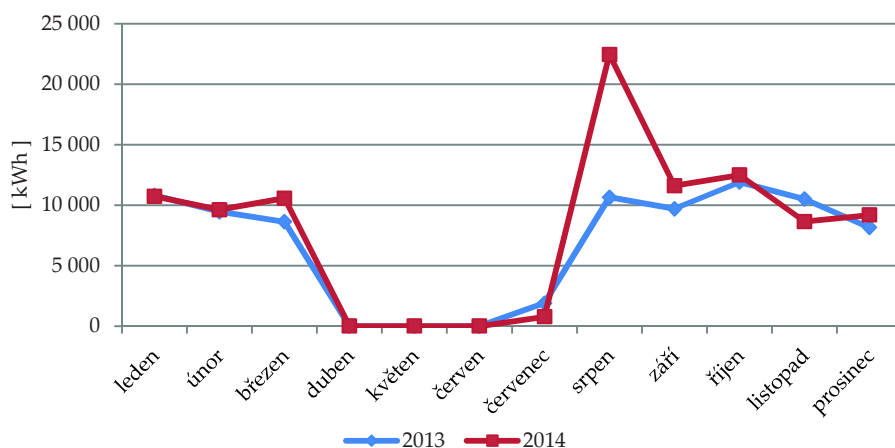
V grafu na obrázku 3.1.3 jsou spotřeby teplé vody pro rolbu obou ledových ploch v letech 2013 a 2014, data jsou převzata z místního systému MaR. V hlavní hale využito odpadní teplo přehřátých par chladiva pro ohřev přednostně před tréninkovou halou. Pro ohřev teplé vody pro tréninkovou ledovou plochu při stávajícím nastavení systému není dostatek dostupné energie z chlazení. Hodnoty v grafu jsou odečítány po týdnech.



Obr. 3.1.3) Spotřeba teplé vody pro rolbu hlavní i druhé ledové plochy

3.1.4 MNOŽSTVÍ DODÁVANÉHO TEPLA DO SNĚŽNÉ JÁMY

V objektu byl osazen kalorimetr, který měří množství dodávaného tepla ze strojovny do sněžné jámy druhé ledové plochy. Objem sněžné jámy je 4 m³ a pro tání ledové tříště je využíváno pouze teplo přehřátých par chladiva. Odečty z kalorimetru byly provedeny správcem stadionu po měsících a jsou uvedeny v grafu na obrázku 3.1.4.



Obr. 3.1.4) Spotřeba tepla pro tání ledu ve sněžné jámě druhé ledové plochy.

3.1.5 STÁVAJÍCÍ VYUŽITÍ TEPLA PŘEHŘÁTÝCH PAR KOMPRESOROVÉHO CHLADICÍHO OBĚHU

Chladicí systém produkuje teplo, které se rovná součtu chladicího výkonu a absorbované spotřebě elektrické energie kompresoru. Teplo odváděné z chladicího zařízení qc není na jedné

teplotní úrovni, ale je rozděleno na teplo v přehřátých parách q_p a skupenské teplo kondenzace q_k .

Teplo v přehřátých parách tvoří maximálně 15 až 20 % z celkového odpadního tepla z chlazení a jeho množství závisí na výtlačné teplotě a tlaku [2]. Teplota na výtlačku z kompresoru je závislá na kondenzační teplotě chladiva, termodynamických vlastnostech chladiva, vypařovací teplotě, na přehřátí nasávaných par a typu kompresoru [2]. Teoretické maximální množství tepla v přehřátých parách je dáno ochlazením par až na kondenzační teplotu.

Chladicí cyklus jednotlivých kompresorů byl vymodelován v programu CoolPack [16]. V CoolPacku bylo stanoveno celkové množství kondenzačního tepla a podíl tepla v přehřátých parách.

Pro stanovení množství tepla v přehřátých parách a skupenského tepla kondenzace byla stanovena doba provozu jednotlivých kompresorů. Šestiválcový kompresor pracuje 2500 motohodin za rok, první čtyřválcový kompresor 3080 motohodin za rok a druhý čtyřválcový 2750 motohodin za rok.

Tab. 3.1.5.1 Tepelný výkon v přehřátých parách a v oblasti kondenzace čtyřválcového kompresoru [20]

T_o	[°C]	-12	-12	-12	-12	-12
T_c	[°C]	35	30	25	20	15
q_p	[kW]	64,96	62,42	55,33	49,34	44,12
q_k	[kW]	252,42	267,27	279,60	292,22	303,92

Tab. 3.1.5.2 Tepelný výkon v přehřátých parách a v oblasti kondenzace šestiválcového kompresoru [20]

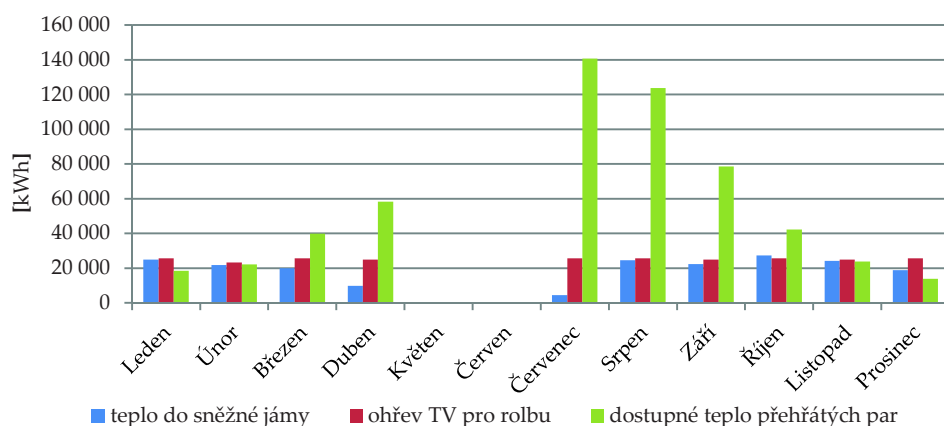
T_o	[°C]	-12	-12	-12	-12	-12
T_c	[°C]	35	30	25	20	15
q_p	[kW]	97,02	95,89	83,48	74,68	65,35
q_k	[kW]	379,01	420,31	421,09	440,06	457,85

Výpočetně bylo stanoveno množství tepla v přehřátých parách pro dané motohodiny a množství tepla přehřátých par podle tabulky 3.1.5.1 a 3.1.5.2. Výpočet byl proveden bilancí energií po měsících. Teplota kondenzace byla uvažována s ohledem na venkovní teplotu vzduchu. Celkové výpočetní množství tepla v přehřátých parách je $561 \text{ MWh} \cdot \text{rok}^{-1}$ a tvoří 17,7 % z celkového odváděného tepla.

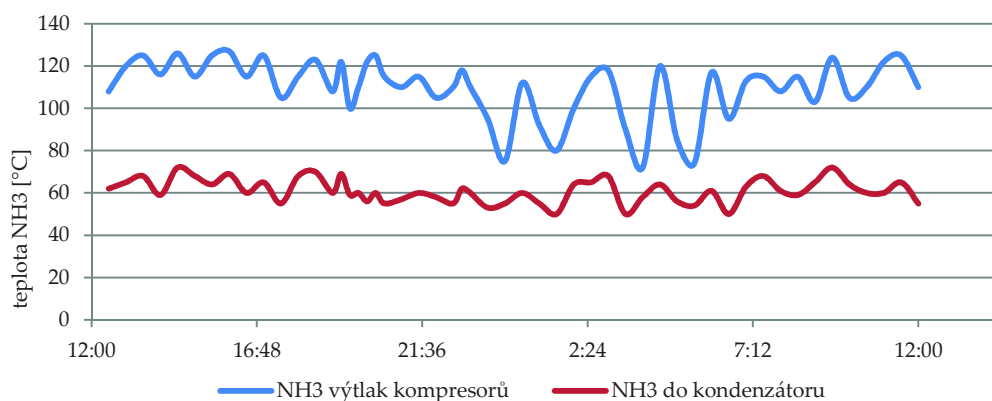
Z chladicího systému je využíváno teplo přehřátých par NH_3 k odtávání ledu ve sněžné jámě hlavní ledové plochy, která má objem 23 m^3 a k odtávání ledu ve druhé sněžné jámě o objemu 4 m^3 . Dále také k ohřevu teplé vody pro úpravu ledu rolbou. Požadovaná teplota vody pro rolbu je 50 °C a objem pro jednu úpravu ledu $0,9 \text{ m}^3$.

Z měsíční bilance energií na diagramu na obrázku 3.1.5.3 je patrné, že v zimním období je množství tepla přehřátých par nižší než potřeby tepla. Od listopadu do února je potřeba tepla pokryta méně než z 50 %. V březnu a v říjnu je potřeba energie pokryta z 80 %. V dubnu, v září a v letních měsících je tepla z přehřátých par více než je možné při stávajícím nastavení systému na zimním stadionu využít. Celkově je v objektu využito 322 MWh tepla přehřátých par za sezónu, což je 57 % z celkového množství.

Teplo přehřátých par je předáváno do akumulačního zásobníku, který má objem 5 m³. Teplota vody v akumulační nádrži se pohybuje mezi 50 a 70 °C. Na obrázku 3.1.5.4 je průběh teploty NH₃ na vstupu a výstupu z výměníku ze dne 28. a 29. července 2015.



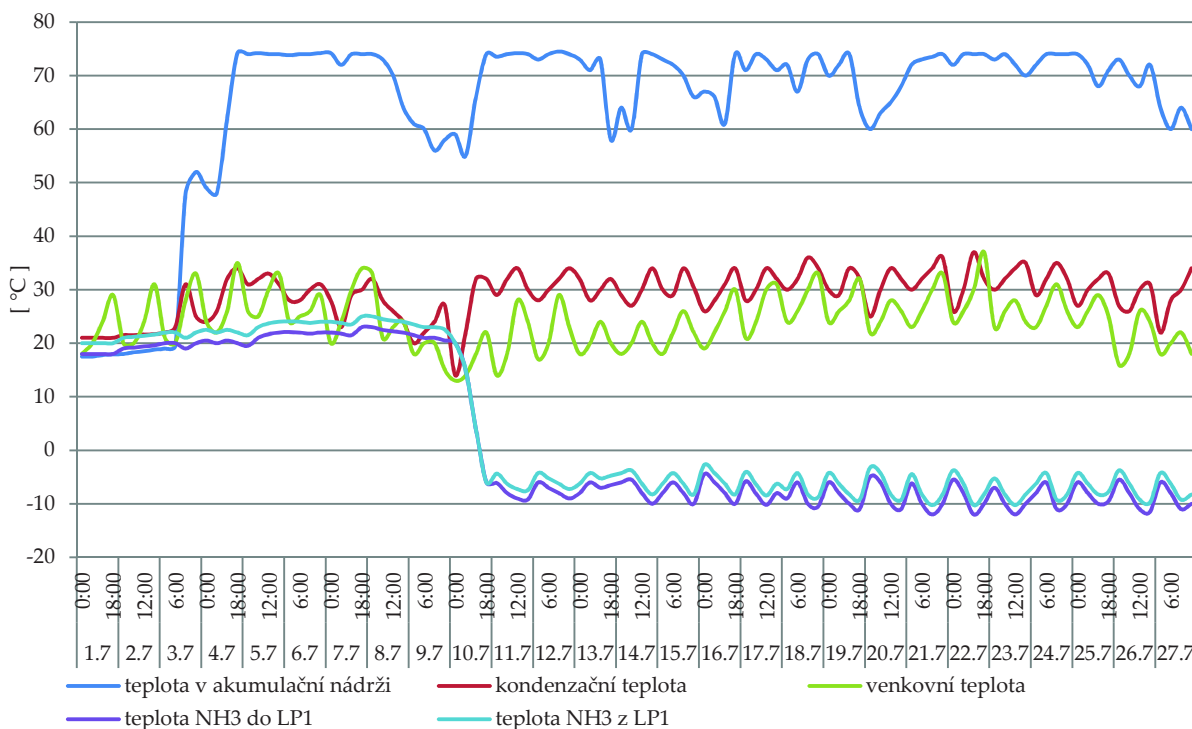
Obr. 3.1.5.3) Bilance spotřeby tepla na tání ledu ve sněžných jamách a k ohřevu vody pro rolbu a množství dostupného tepla přehřátých par.



Obr. 3.1.5.4) Průběh teplot NH₃ před výměníkem odběru tepla přehřátých par ze dne 28. a 29. 7. 2015.

Průběh kondenzační teploty je závislý na venkovní teplotě a vlhkosti vzduchu. Na začátku sezóny, v červenci, jsou kondenzační teploty vysoké a tudíž i v zásobníku s vodou ohřivanou teplem přehřátých par chladiva je teplota vody až 75 °C. Tvorba ledu na tréninkové ledové ploše LP2 byla zahájena 3.7., v hlavní hale LP1 od 10.7., v grafu jsou teploty čpavku z rozdělovače před distribucí do ledové plochy.

Využitím tepla z přehřátých par nedochází v tomto případě k negativnímu ovlivnění procesu chlazení ani ke snížení chladicího faktoru, protože kondenzační teplota je výrazně pod výstupní teplotou z vloženého výměníku. Za výměníkem dále páry čpavku odcházejí do odpařovacího kondenzátoru o výkonu 1350 kW.



Obr. 3.1.5.5) Data z interního systému MaR pro červenec 2015.

3.2 NÁVRH NA VYUŽITÍ KONDENZAČNÍHO TEPLA Z CHLADICÍHO OBĚHU

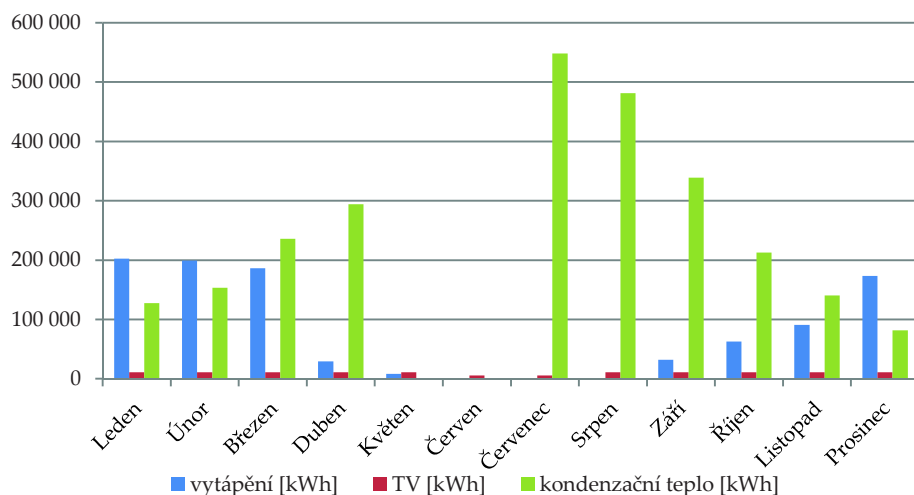
Kondenzační teplo tvoří největší část odpadního tepla z chlazení, ale je na nízké teplotní úrovni. Kondenzační teplota chladicích zařízení není monitorována, ve výpočtu množství kondenzačního tepla byla volena s ohledem na venkovní teplotu vzduchu s konstantním teplotním rozdílem. Uvažovaná teplota vody ohřívané přes vložený výměník čpavek/voda je v rozmezí 20 až 25 °C [17]. Voda bude akumulována v zásobníku, aby mohla být dále přivedena do tepelných čerpadel voda-voda. Voda o teplotě 60 °C na výstupu tepelných čerpadel bude před distribucí do objektu akumulována v zásobníku. Možnosti využití tepla z kondenzace po zvýšení jeho teploty tepelnými čerpadly jsou:

- Teplovodní vytápění,
- Příprava teplé vody,
- Úprava vzduchu ve vzduchotechnické jednotce v hale.

Dále je teplo z kondenzace možné využít pro pokrytí potřeby tepla technologií, které již využívají teplo přehřátých par, v případech, kdy ho není k dispozici dostatečné množství. Dle obrázku 3.2 se jedná o měsíce leden, únor, březen, říjen, listopad a prosinec.

Vzduchotechnika a systém odvlhčování vzduchu o výkonu 50 kW je v hale využíván nepravidelně a nárazově, nebude proto v bilanci dále uvažována.

Roční spotřeba plynu pro vytápění v roce 2013 byla 985 MWh.rok⁻¹ a pro přípravu TV 121 MWh.rok⁻¹. Celkové množství nízkoteplotního kondenzačního tepla bylo výpočtově stanoveno na 2614 MWh.rok⁻¹. V diagramu na obrázku 3.2 je vidět, že téměř polovina dostupného kondenzačního tepla je v měsících červenec a srpen, kdy je energeticky nejnáročnější vytvořit a udržovat ledovou plochu. Možnost využití kondenzačního tepla v letním období, kdy není potřeba vytápění, je v areálu zimního stadionu pouze k ohřevu teplé vody.



Obr. 3.2) Bilance spotřeby plynu na vytápění a přípravu teplé vody v zimním stadionu a množství dostupného tepla kondenzace.

Z měsíční bilance energií vyplývá, že potřeba energie na přípravu TV bude pokryta kondenzačním teplem ze 100% ve všech měsících kromě května a června, kdy kompresory chlazení nejsou v provozu. Potřeba tepla na vytápění bude kondenzačním teplem pokryta v lednu ze 57 %, v únoru ze 71 %, v březnu, dubnu, září, říjnu a listopadu ze 100 % a v prosinci ze 41 %. V celoroční bilanci energií je možné v areálu zimního stadionu využít 35 % nízkoteplotního kondenzačního tepla.

Kondenzační teplo může být využito také k ohřevu vody pro rolbu a k tání ledu ve sněžné jámě v případech, kdy je nedostatek tepla přehřátých par. Jedná se o měsíce březen, říjen, listopad a prosinec, kdy lze kombinací využití odpadního tepla o obou teplotních úrovních dosáhnout 100% pokrytí potřeb.

3.2.1 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA

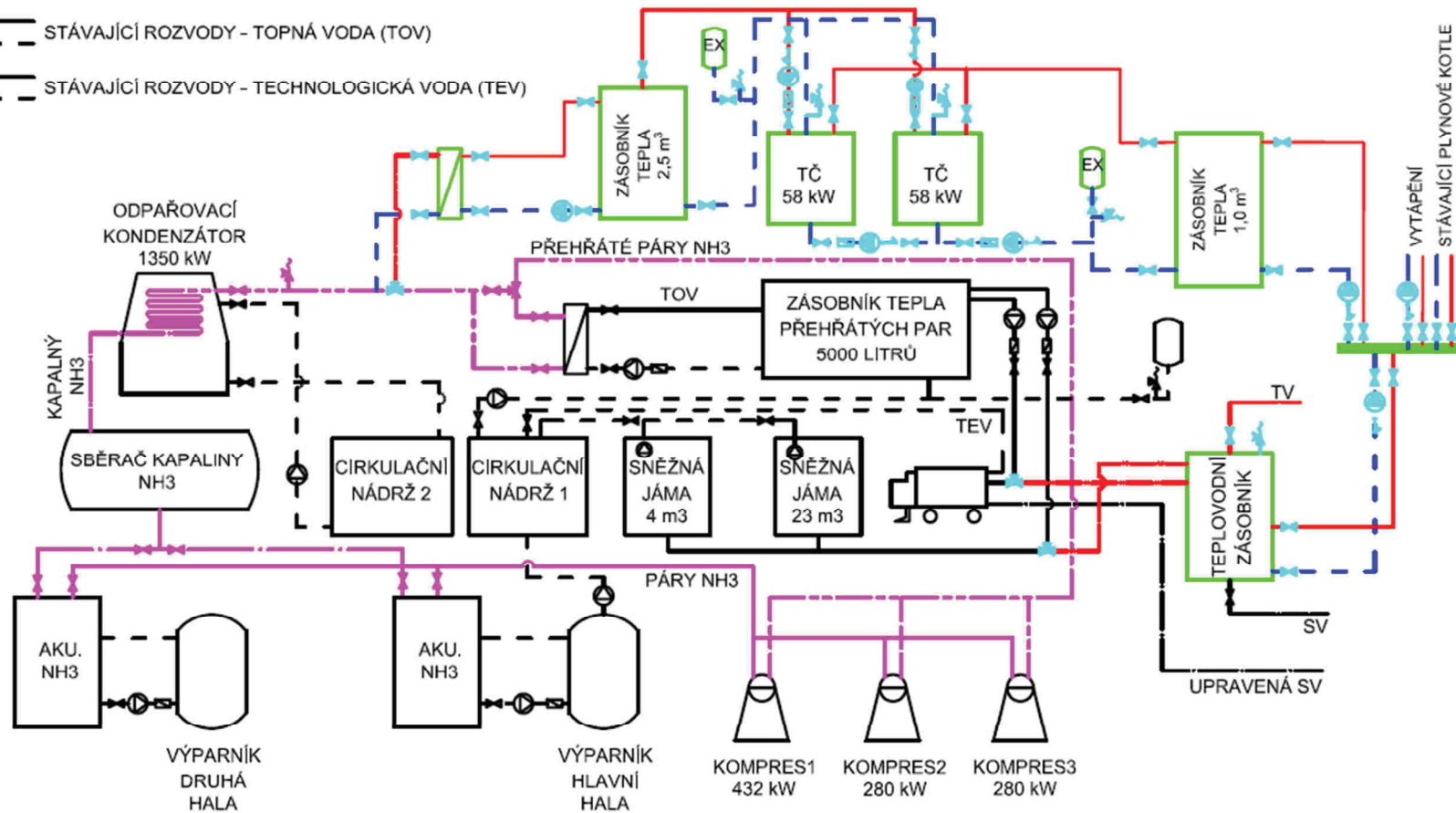
Teplota vody z nízkoteplotního akumulčního zásobníku bude navýšena tepelnými čerpadly voda-voda. Tepelné čerpadlo bylo voleno s ohledem k teplotám na straně výparníku a kondenzátoru jeho parametry do výpočtu byly převzaty z podkladů výrobce [8]. Jmenovitý výkon zvoleného tepelného čerpadla je 51.4 kW při W10W35. Tepelné čerpadlo může modulovat výkon na 25, 50, 75 nebo 100 % jmenovité hodnoty. Chladivem je R407C. Navržená dvě tepelná čerpadla budou zapojena paralelně.

Bilance energií tepelných čerpadel byla provedena intervalovou metodou podle [18]. Teplota vody z kondenzátoru tepelných čerpadel byla uvažována 60 °C, elektrický příkon oběhových čerpadel byl uvažován celkem 0.5 kW. Teplota vody na vstupu do tepelného čerpadla byla 20 až 25 °C [17]. Výsledkem hodnocení je maximální využitelné množství dodaného tepla 907 MWh.rok⁻¹ přičemž množství spotřebované elektrické energie na pohon tepelných čerpadel je 224 MWh.rok⁻¹ a spotřeba elektrické energie pro pohon pomocných zařízení 7.3 MWh.rok⁻¹.

Na primárním okruhu je navržen akumulční zásobník, aby bylo zamezeno cyklování tepelného čerpadla. Akumulční zásobník kondenzačního tepla je navržen o objemu 2,5 m³ pro teplotní rozdíl vody nabíjecí a zpětné vody 15 K. Objem akumulčního zásobníku na výstupu tepelných čerpadel byl navržen 1.0 m³. Oběh vody na obou okruzích tepelných čerpadel je zajištěn oběhovými čerpadly, jejich regulace bude propojena s provozem tepelných čerpadel.

LEGENDA

- NOVÉ ROZVODY - TOPNÁ VODA PŘÍVOD
- - - NOVÉ ROZVODY - TOPNÁ VODA ZPÁTEČKA
- NOVÉ ROZVODY - TEPLÁ VODA
- NOVÉ ROZVODY - TECHNOLOGICKÁ TEPLÁ VODA
- STÁVAJÍCÍ ROZVODY - TOPNÁ VODA (TOV)
- - - STÁVAJÍCÍ ROZVODY - TECHNOLOGICKÁ VODA (TEV)
- - - STÁVAJÍCÍ ROZVODY - PÁRY ČPAVKU PO KOMPRESI
- STÁVAJÍCÍ ROZVODY - KAPALNÝ ČPAVEK
- STÁVAJÍCÍ ROZVODY - PÁRY ČPAVKU PŘED KOMPRESI



Obr. 3.2.1) Schéma zapojení stávajícího a navrhovaného systému s tepelnými čerpadly

Na obrázku 3.2.1 je schéma zapojení zdrojů chladu, využití odpadního tepla z chlazení a souvisejících zařízení. Černobílá část schématu znázorňuje stávající stav, využití tepla přehřátých par. Barevně jsou vykreslena zařízení doplněná do schématu k využití kondenzačního tepla. Nově je zapojen výměník NH₃/voda, akumulární nádrže, tepelná čerpadla a oběhová čerpadla.

3.2.2 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ INSTALACE

V tabulce 3.2.2 je výsledek výpočtu prosté návratnosti investice systému k využití kondenzačního tepla. Ve výpočtu byla uvažována cena za elektrickou energii 1910 Kč.MWh⁻¹ a 1537 Kč.MWh⁻¹ zemního plynu [19]. Prostá návratnost investice při provozu 304 dnů v roce je 2.4 roku.

Tab. 3.2.2 Vstupy a výsledky výpočtu prosté návratnosti investice do systému využití kondenzačního tepla

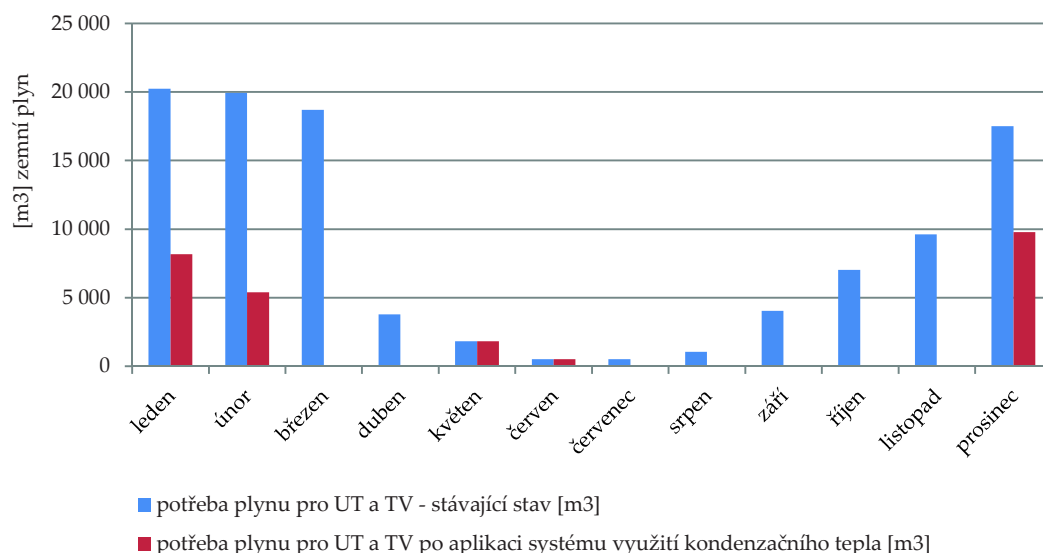
Skutečně dodané teplo TČ do systému	907	MWh.rok ⁻¹
Energie pro pohon TČ	224	MWh.rok ⁻¹
Energie pro pohon pomocných zařízení	7.3	MWh.rok ⁻¹
Zvýšení nákladů na elektrickou energii instalací TČ	441 925	Kč.rok ⁻¹
Úspora energie na přípravu TV	105	MWh.rok ⁻¹
Úspora energie na vytápění	730	MWh.rok ⁻¹
Úspora energie technologií, které již využívají teplo přehřátých par	72	MWh.rok ⁻¹
Úspora plynu celkem	1 394 437	Kč.rok ⁻¹
Investiční náklady	2 070 000	Kč
Prostá návratnost investice	2.2	rok

3.2.3 HODNOCENÍ

Na zimním stadionu, kde zdrojem chladu jsou tři kompresory, bylo vypočítáno množství odpadního tepla v přehřátých parách chladicího cyklu a množství nízkoteplotního kondenzačního tepla. Nyní je v komplexu využívána energie přehřátých par k tání ledu ve sněžných jámách a k ohřevu technologické vody pro rolbu.

Pro využívání nízkoteplotní kondenzační tepla, byl do systému vložen výměník čpavek/voda a akumulární nádrž, které umožní zapojit dvojici tepelných čerpadel a ta budou sloužit ke zvýšení teploty vody na využitelnou úroveň. Tato energie bude využívána k vytápění a ohřevu teplé vody. Navržené řešení bylo analyzováno z hlediska současnosti odběru a dodávky tepla. Téměř 50 % nízkoteplotního kondenzačního tepla je k dispozici v červenci a v srpnu, kdy je potřeba tepla na vytápění nulová. V zimních měsících je v objektu možné kondenzační teplo využít, ale pro pokrytí potřeb tepla budou částečně využívány i stávající plynové kotle. V přechodném období budou potřeby tepla na vytápění a ohřev teplé vody pokryty kondenzačním teplem ze 100 %.

Přestože toto technické řešení využije jen 35 % kondenzačního tepla, výše investičních nákladů na instalaci a velká úspora zemního plynu vede ke krátké prosté době návratnosti, která je kratší než životnost vložených zařízení. Využitím nízkoteplotního kondenzačního tepla je možné snížit spotřebu plynu o 79 150 m³.rok⁻¹. Úspora plynu na přípravu TV a vytápění po měsících je znázorněna na obrázku 3.2.3.



Obr. 3.2.3) Graf stávající spotřeby plynu na vytápění a přípravu teplé vody a výpočtová potřeba plynu po zapojení systému využívajícího tepla kondenzace.

3.3 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Shrnutí výsledků plynoucích z rešerše uvedené v kapitole 3:

- V zimním stadionu je využíváno teplo přehřátých par.
- Analýza možností využití nízkoteplotního kondenzačního tepla v kombinaci s tepelnými čerpadly prokázala, že na tomto zimním stadionu je ekonomicky výhodné dostupnou energií pokrýt potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody.
- Poté co jsou veškeré potřeby tepla v areálu zimního stadionu související s vytápěním a ohřevem teplé a technologické vody pokryty v technicky možné míře odpadním teplem z chladicího oběhu, je k dispozici stále 65 % nízkoteplotního kondenzačního tepla.
- Jedná se celkem o 1 707 MWh tepelné energie za rok.
- V zimních měsících je veškeré odpadní teplo využito v areálu zimního stadionu.
- Dostupná tepelná energie je k dispozici v měsících březen, duben a červenec až listopad.

KAPITOLA 4

DISTRIBUCE TEPLA Z CHLAZENÍ DO SOUSEDNÍHO PLAVECKÉHO AREÁLU

V objektu ZS 2 byla provedena měření teploty a průtoku vody za výměníkem odběru tepla přehřátých par chladiva. Z místního systému MaR a vizualizace chladicího systému byly převzaty parametry chladicího oběhu. Tato data slouží k analýze teplot vody ohřívané teplem přehřátých par v průběhu sezóny. Na ZS je instalováno čpavkové TČ, které bylo doplněno do stávajícího chladicího oběhu a umožňuje využití latentního tepla kondenzace. Voda ohřívána TČ je distribuována také do sousedního plaveckého areálu.

4.1 POPIS OBJEKTU

Zimní stadion ZS 2 je objekt s jednou ledovou plochou a tribunou celkem pro 3000 stojících diváků. Tribuna je stavebně propojená podél delší strany arény se zázemím, které tvoří šatny, sprchy a velín. Zázemí ZS má dvě nadzemní podlaží s podlahovou plochou 340 m². Pro sportovce je k dispozici 26 sprch. Ledová plocha má rozměry 28x58 m. Obvodový plášť a střecha byly rekonstruovány v roce 2002 a v roce 2008 byla modernizována ledová plocha. Původní nepřímý systém chlazení se solankou byl nahrazen přímým. Sezóna začíná na ZS od 1. 9. a končí 31. 3. Na zimním stadionu probíhají tréninky mládeže, hobby týmu a veřejné bruslení.

4.1.1 ZDROJE CHLADU A TEPLA

Zdrojem chladu jsou dva chladicí stroje o celkovém výkonu 460 kW (á 230 kW), každý kompresor má příkon 56,5 kW (při -12/35 °C) a regulace je umožněna v rozsahu 33,66 nebo 99% výkonu. Chladivem je čpavek, jeho celkový objem v systému je 1650 kg. V objektu je využíván přímý systém předávání chladu pod ledovou plochou. K předávání tepla do venkovního prostředí slouží odpařovací kondenzátor o výkonu 880 kW při 35/21 °C.

Teplo přehřátých par chladiva je předáváno do akumulčního zásobníku. Zásobníkem je uzavřená horizontální válcová nádoba o objemu 4000 litrů. Akumulované teplo je využíváno k tání ledové tříště ve sněžné jámě, k ohřevu zásobníku TV o objemu 1000 litrů a voda je odebírána pro rolbu.

Zdrojem tepla pro vytápění a také jako záložní zdroj slouží kaskáda tří plynových kondenzačních kotlů se jmenovitým výkonem 100 kW.

Přes středotlakou nádobu je do chladicího oběhu zapojeno TČ, které umožňuje využití kondenzačního tepla. Tepelné čerpadlo pracuje se stejným chladivem jako chladicí stroje.

4.1.2 PARAMETRY CHLADICÍHO OBĚHU ZE SYSTÉMU MaR

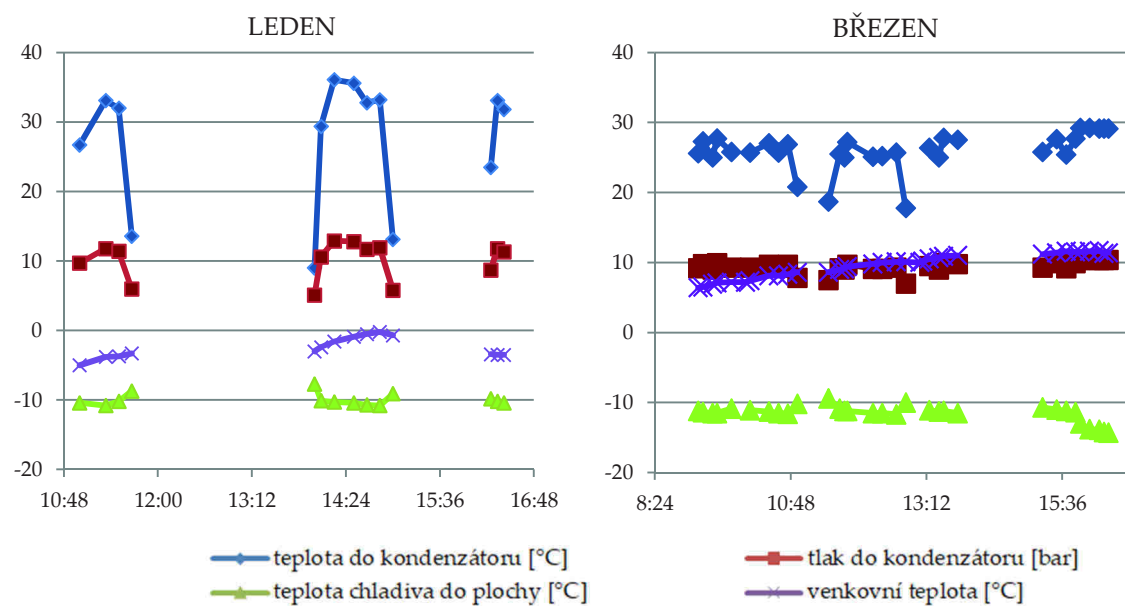
Během prohlídky v ZS v lednu a v březnu 2017 byly z vizualizace MaR převzaty údaje o průběhu kondenzační teploty, teploty chladiva před distribucí do výměníku pod ledovou plochu, venkovní teplota vzduchu a tlak chladiva před vstupem do odpařovacího

kondenzátoru. Data jsou ze stejného období, jako bylo provedeno měření teploty vody. Hodnoty jsou v grafech na obrázku 4.1.2.

Čidlo teploty venkovního vzduchu je umístěno na severní straně objektu v nejvyšší části obvodové stěny, pod přesahem střechy. Čidlo na potrubí vedoucí chladivo do kondenzátoru je umístěno v technické místnosti. Čidlo teploty čpavku na vstupu pod ledovou plochu je před rozdělovačem v šachtě.

Teplota chladiva před vstupem do registru pod ledovou plochou se v lednu osciluje kolem hodnoty $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, v březnu je průměrná teplota chladiva o $1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ nižší, tedy $-11,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. V grafu lze vidět zvýšení teploty po vypnutí chladicích strojů. Tlak chladiva do kondenzátoru se pohybuje v lednu mezi 10,6 a 12,8 baru, v březnu mezi 9,9 a 10,5 baru.

Kondenzační teplota v systému, kde je pro ochlazování kondenzátoru použit odpařovací kondenzátor, je závislá na venkovní teplotě vlhkého teploměru vzduchu. Podle údajů ze zimního stadionu v grafech na obrázku 4.1.2 je v lednu teplota chladiva na vstupu do kondenzátoru vyšší než v březnu. Protože v lednu je riziko zamrznutí sprchovaného výměníku, je tato funkce vyřazena z provozu a chladivo je ochlazováno pouze prouděním vzduchu. Kondenzační teplota v březnu může být nižší, protože kondenzátor je ochlazován jak sprchováním vodou tak i prouděním vzduchu.



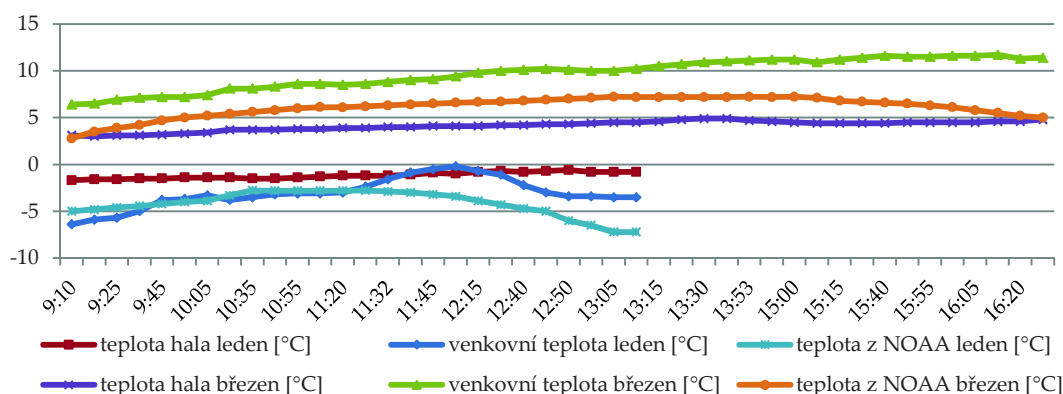
Obr. 4.1.2) Teploty a tlak v chladicím oběhu

4.1.3 INTERNÍ MIKROKLIMA A VĚTRÁNÍ

V zimním stadionu není instalováno řízené větrání. Větrání v hale je zajištěno přívodem venkovního vzduchu otvory v obvodovém plášti pod střechou. V sociálním zázemí je přívod vzduchu zajištěn infiltrací a otevíráním oken; pro odtah znečištěného vzduchu jsou instalovány lokální ventilátory s doběhem.

Vnitřní prostředí v hale je závislé na aktuálních venkovních podmínkách. V přechodném období, kdy je vysoká měrná vlhkost venkovního vzduchu, dochází k typickým problémům v hale (mlha nad ledovou plochou, kondenzace vlhkosti na konstrukcích atd.). Teploty vzduchu v hale a venkovní teploty byly převzaty ze systému MaR ve velínu, hodnoty jsou zobrazeny v grafu na obrázku 4.1.3. Čidlo teploty venkovního vzduchu je umístěno na severní stěně pod

střechou, vnitřní čidlo je umístěno ve výšce 1,6 m nad podlahou. Pro srovnání je v grafu také teplota vzduchu z nejbližší družice NOAA vzdálené 10 km. Data o průběhu venkovní teploty byla vytvořena z podkladů NOAA, AWS ID 116240 [21].



Obr. 4.1.3.1) Graf průběhu venkovní teploty a teploty vzduchu v hale

Jako domnělá prevence proti vzniku mlhy nad ledem jsou na obvodových stěnách ve výšce cca 3,5 m nad podlahou instalovány ventilátory. Ventilátory jsou správcem spouštěny ručně. Využívání těchto ventilátorů není účinné, protože pouze nadměrně zvyšuje rychlost proudění vzduchu nad ledem a zvyšuje část tepelné zátěže na ledovou plochu prouděním.



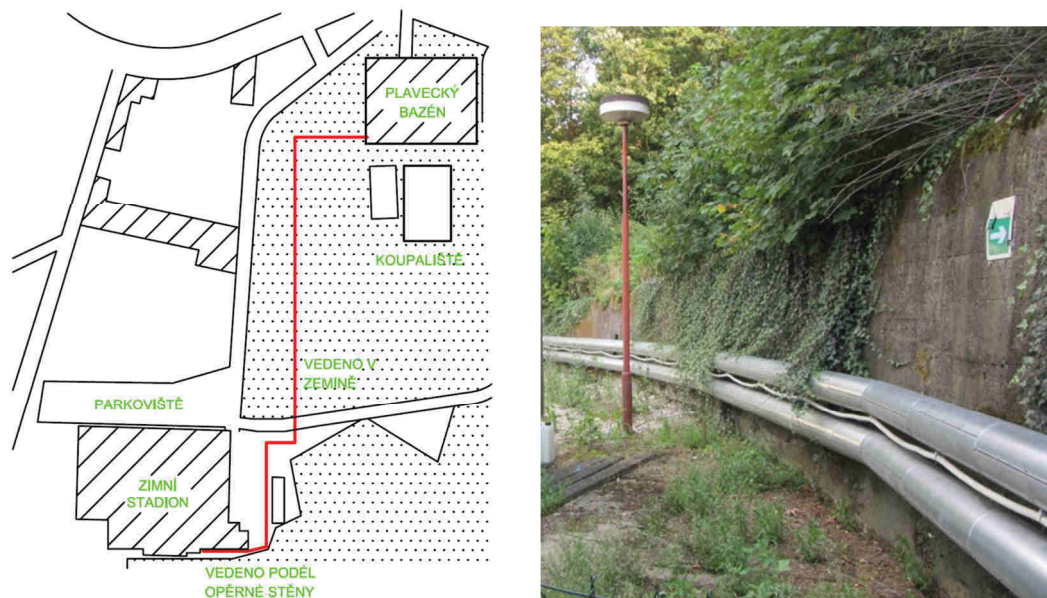
Obr. 4.1.3.2) Fotografie z objektu ZS 2

4.2 PLAVECKÝ AREÁL

Vzhledem k tomu, že využití odpadního tepla ze ZS je propojeno se sousedním krytým plaveckým areálem a venkovním koupalištěm, jsou stručně tyto objekty popsány v této kapitole. Na obrázku 4.2 je červeně označena trasa potrubí propojujícího tyto dva komplexy.

Plocha bazénu v krytém areálu je 483 m², teplota vody je 29 °C a teplota vzduchu v hale s bazénem je 30 °C. Výpočetní tepelná ztráta z vodní plochy je 150 W.m² a výpočetní potřeba tepla pro ohřev vody je 530 MWh.rok⁻¹. Potřeba tepla pro vytápění šaten a ostatních prostor v bazénu je 200 MWh.rok⁻¹. Potřeba energie pro ohřev TV je 260 MWh.rok⁻¹. Potřeba tepla pro větrání není v dalších výpočtech uvažována, protože nevyužívá odpadní teplo. Potrubí propojující objekty je částečně vedeno ve venkovním prostředí nad terénem viz obrázek 4.4, delší část v kolektoru v podloží, celková délka potrubí je 580 m (přívod i zpátečka).

Venkovní koupaliště má celkovou vodní plochu 1200 m². Voda ve venkovních bazénech je ohřívána plynovými kotli na teplotu 5 až 10 °C v zimním období, kdy hrozí riziko zamrznutí a poškození konstrukce bazénu.



Obr. 4.2) Situace ZS a plaveckého areálu

4.3 MĚŘENÍ PROVEDENÁ NA ZS 2

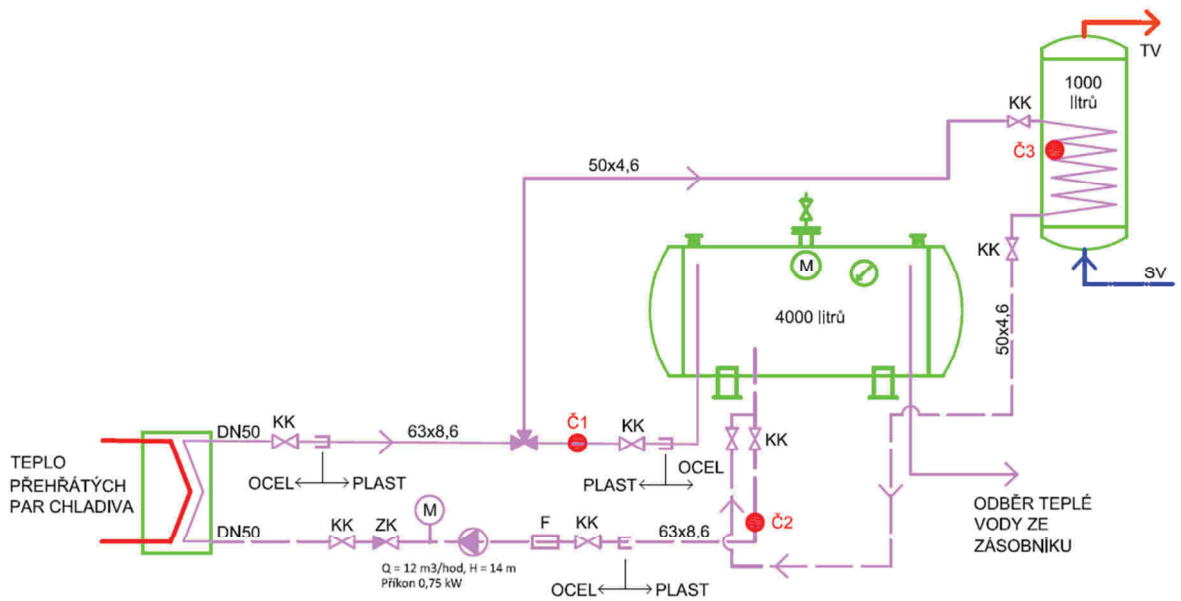
V objektu ZS 2 byla provedena měření teploty a průtoku vody na potrubí spojující výměník a akumulční zásobník tepla z přehřátých par chladiva. Jednodenní měření probíhala v lednu a v březnu roku 2017. Cílem měření bylo zpřesnit údaje o teplotě ohřívání vody teplem přehřátých par chladiva.

4.3.1 TEPLOTA VODY ZA VÝMĚNÍKEM ODBĚRU TEPLA Z PŘEHŘÁTÝCH PAR

Měření teploty bylo provedeno kontaktními čidly na přívodu a zpátečce na plastovém potrubí průměru 63x8,6 mm pod tepelnou izolací, místa měření jsou na obrázku 4.3.1.1. označena Č1 a Č2. Tepelná izolace byla lokálně přerušena pro vložení čidla a poté opět zalepena. Současně byla měřena teplota a relativní vlhkost vzduchu ve strojovně. V lednu byla použita čidla Almemo 5690-2M Ahlborn a ústředna Almemo 1033-KL-50538-14. V březnu byla použita stejná čidla a ústředna Almemo 2590-4S.

V grafech na obrázku 4.3.1.2 a 4.3.1.3 jsou křivky z měření teploty na přívodu (označeno Č1) do akumulční nádrže, teploty na zpátečce (označeno Č2) z akumulční nádrže a teploty vzduchu v technické místnosti. Provoz rolby byl evidován na základě dění na ledové ploše a spínání chladicích strojů bylo zaznamenáváno z vizualizace ve velínu. Ze systému MaR byly převzaty teploty v zásobníku TV, čidlo označeno Č3.

Při lednovém měření se teplota venkovního vzduchu pohybovala od -6 do -3 °C. Na ledové ploše probíhaly zápasy mládeže, veřejné bruslení a mistrovské utkání dospělých. Měření probíhalo od 10:30 do 15:30. Odběr tepla ze zásobníku byl pro rolbu, tání ledu ve sněžné jámě a pro ohřev TV. Vzhledem k nízké venkovní teplotě a malému počtu osob na ledové ploše se chladicí stroj spouštěl v krátkých intervalech. Během měření upravila rolba ledovou plochu pouze třikrát.

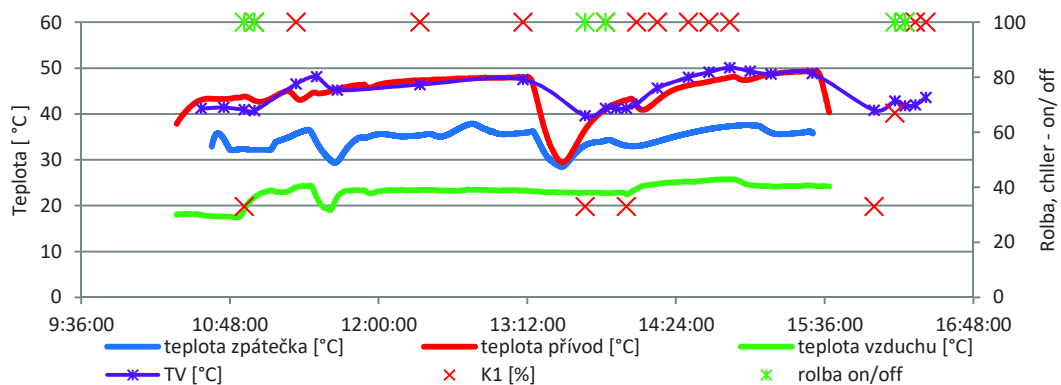


Obr. 4.3.1.1) Schéma zapojení z objektu ZS 2 s vyznačenými čidly měření

Razantní pokles teploty na čidle Č1 po dobu 15 minut je dán nárazovým odběrem topné vody do teplovodního zásobníku (TV). Voda v potrubí s daným čidlem vychládá, protože nedochází k dodávce tepla ze strany výměníku přehřátých par.

Lokální pokles teploty na čidle Č2 je vzniknul krátkodobou dodávkou tepla pouze do zásobníku TV, kdy přívod do akumulárního zásobníku vychládá, resp. došlo k cirkulaci zpátečky. Místo propojení zpátečky z teplovodního zásobníku (TV) a ze zásobníku tepla je na obrázku 4.5.

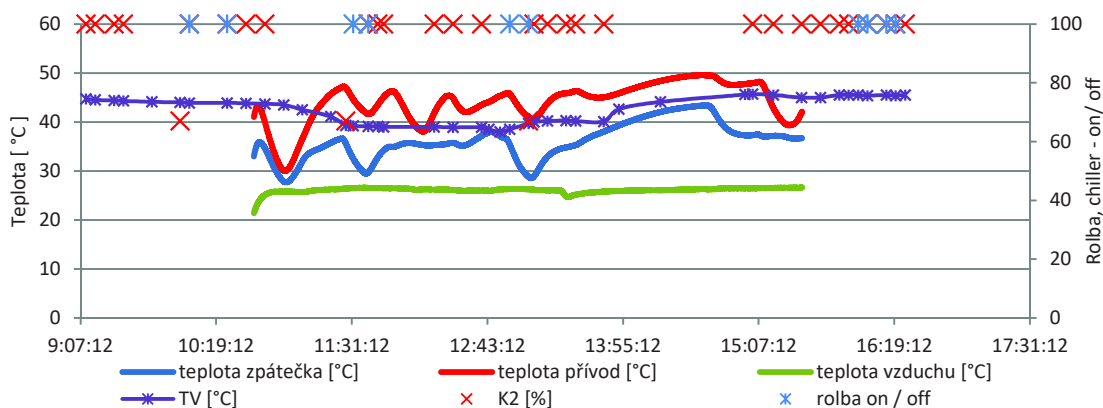
Maximální teplota na přívodu byla 47 °C, průměrná teplota 42 °C. Průměrná teplota na zpátečce byla 34 °C.



Obr. 4.3.1.2) Měření leden 2017

Při měření v březnu se teplota venkovního vzduchu pohybovala od 6 do 11 °C. Na ZS probíhaly soutěžní zápasy mládeže a odpoledne veřejné bruslení. Během zápasů byla plocha častěji upravována, v hledišti bylo více osob, byla vyšší intenzita osvětlení, a tudíž byla vyšší tepelná zátěž na ledovou plochu. Chladicí stroj byl v provozu častěji než při lednovém měření. Teplota na přívodu do zásobníku je vyšší průměrně o 2 °C.

Maximální teplota na přívodu byla 50 °C, průměrná teplota 44 °C. Průměrná teplota na zpáteče byla 36 °C.



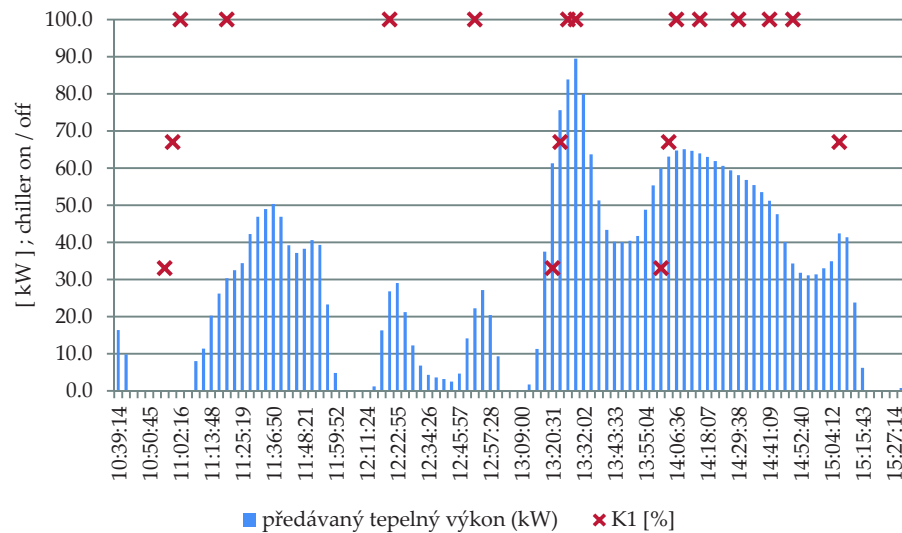
Obr. 4.3.1.3) Měření březen 2017

Měření potvrdila, že teplota vody v zimních měsících je nižší, v tomto případě o 2 °C. Nižší teplota dostupné vody prodlužuje dobu tání ledové tříště ve sněžné jámě, nižší teplotu technologické vody pro rolbu a z toho plynoucí horší přilnavost nové vrstvy ledu ke stávající a v neposlední řadě vyšší potřebu tepla pro dohřev TV na požadovanou teplotu.

4.3.2 PRŮTOK VODY ZA VÝMĚNÍKEM ODBĚRU TEPLA Z PŘEHŘÁTÝCH PAR

Měření průtoku bylo provedeno kontaktním ultrazvukovým měřidlem Badger Meter Europa GmbH a PortaSonic 7000-INF-TN2FLCa-e. Průtokoměr byl instalován na rovném úseku potrubí tak, aby průtok nebyl ovlivněn koleny, tvarovkami ani oběhovým čerpadlem. Oběh vody zajišťuje čerpadlo se jmenovitým průtokem 12 m³.hod⁻¹, dopravní výškou 14 m.v.s. a příkonem 0,75 kW. Pro předávání tepla slouží nerezový deskový výměník. Maximální průtok média výměníkem je 37 m³.hod⁻¹.

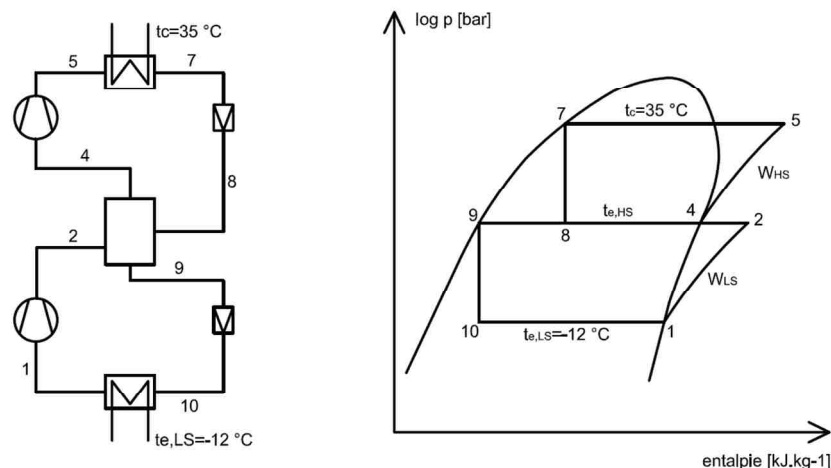
Naměřené rychlosti proudění v potrubí byly v intervalu od 0,3 do 1,12 m.s⁻¹. Z teplot na přívodu a zpáteče a příslušného průtoku vody potrubím byl spočítán okamžitý předávaný výkon. Hodnoty v souvislosti s modulováním chladicího stroje jsou v grafu na obrázku 4.3.2. Z grafu je patrné, že předávaný výkon je velmi proměnný, protože je závislý na regulaci chladicích strojů, na venkovním prostředí a na tepelné zátěži na ledovou plochu.



Obr. 4.3.2) Graf okamžitého předávaného výkonu za výměníkem

4.4. MODEL CHLADICÍHO OBĚHU SE STŘEDOTLAKOU NÁDOBOU

Proměnná kondenzační teplota během sezóny ovlivňuje teplotu vody ohřívané teplem přehřátých par. Odpařovací kondenzátor je využíván bez sprchování vodou, pouze chlazený vzduchem, v období s rizikem zamrznutí výměníku a tudíž s vyšší kondenzační teplotou. Vypařovací teplota je v systému nastavena na $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale může být kdykoliv upravena správcem. V programu CoolPack [16] byly vymodelován chladicí oběh pro zjištění kondenzační, vypařovací teploty a tlaky na vstupu do odpařovacího kondenzátoru. Byly využity hodnoty z měření popsané v kapitole 4.1.2 a 4.3.1. Schéma oběhu je na obrázku 4.4.



Obr. 4.4) Schéma dvoustupňového oběhu použité do programu Coolpack

Do programu byla zadána teplota ve středotlaké nádobě ($T_{e,HS}$), vypařovací teplota ($T_{e,LS}$) je uvažována konstantní $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, kondenzační teplota (T_c) proměnná od 25 do $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, výkon tepelného čerpadla a chladicích strojů při dané kondenzační a vypařovací teplotě viz tabulka 4.4. Isoentropická a objemová účinnost oběhu byla zadána konstantní hodnotou 80% . Tepelná ztráta na kompresoru je ve výpočtu 10% . ΔT na výměníku přehřátých par bylo zadáno 20 K .

V tabulce 4.1 jsou uvedeny sledované výsledné parametry oběhů. V tabulce je uveden výkon v přehřátých parách na nízkotlaké části oběhu (W_{LS}), výkon v přehřátých parách na vysokotlaké části oběhu (W_{HS}), teplota přehřátých par na vysokotlaké části (T_5), teplota přehřátých par na nízkotlaké části (T_2), celkové COP oběhu, dostupný výkon v kondenzaci chladiva (Q_c) a entalpie za vysokotlakým kompresorem (h_5). Maximální teplota, na kterou může být ohřívána voda na výměníku k využití přehřátých par je označena (T_2). Teplota chladiva na vstupu do kondenzátoru tepelného čerpadla je označena (T_5). Teploty s indexem T_{1s} představují teplotu plynného chladiva na výtlaku kompresoru, pro reverzibilní a adiabatickou kompresi. Teploty s indexem T_w jsou teploty plynného chladiva na výtlaku kompresoru, pro reálnou a adiabatickou kompresi.

Pro zjištění kondenzační teploty při měřeních 35 °C a 30 °C a nejbližší vypočítané tlaky před kondenzátorem odpovídá podle výpočtu maximální teplota par čpavku 52,6 °C. Za výměníkem využití tepla přehřátých par byly naměřeny teploty vody max. 50 °C, průměrně 44 až 42 °C. Teplotní skluz na výměníku vychází 8 až 10 °C.

Tab. 4.4 Zadání chladicího oběhu a výsledky z programu Coolpack

Zadání					Výsledné hodnoty											
High Pressure		Low Pressure		Kondenzační teplota												
T _{E,HS} °C	výkon kW	T _{E,LS} °C	výkon kW	T _c °C	W _{HS} kW	W _{LS} kW	T ₅ °C	T _{5,IS} °C	T _{5,W} °C	HP ₂ kPa	COP -	Q _c kW	h ₅ kJ/kg	T ₂ °C	T _{2,IS} °C	T _{2,W} °C
5	217.9	-12	560	25	82.7	50.6	57.7	53.4	62.1	1012	5.84	902.2	1558	38.7	34.1	43.2
5	213.7	-12	533	30	100.9	48.2	70.1	64.8	75.5	1177	5.01	885.2	1583	38.7	34.1	43.2
5	209	-12	460	35	110.1	41.6	82.4	76.1	88.9	1354.0	4.41	809.1	1689	38.7	34.1	43.2
10	265	-12	560	25	64.7	66.5	49.1	46.0	52.2	1012	6.29	947.5	1535	52.6	46.8	58.4
10	259.9	-12	533	30	84.0	63.3	61.2	57.2	65.3	1177	5.39	930.0	1559	52.6	46.8	58.4
10	254.1	-12	460	35	95.8	54.6	73.3	68.2	78.4	1362	4.74	853.3	1584	52.6	46.8	58.4
15	317.4	-12	560	25	45.3	83.0	41.1	39.1	43.1	1012	6.83	997.3	1513	66.4	59.3	73.4
15	311.3	-12	533	30	65.8	79.0	53.0	50.1	55.9	1177.0	5.83	979.0	1537	66.4	59.3	73.4
15	304.6	-12	460	35	80.3	68.2	64.8	61.0	68.7	1362	5.15	902.9	1560	66.4	59.3	73.4
20	375.1	-12	560	25	24.5	100.2	33.7	32.8	34.7	1012	7.5	1052	1492	80.0	71.8	88.3
20	368.1	-12	533	30	46.3	95.4	45.4	43.6	47.3	1177	6.36	1034	1515	80.0	71.8	88.3
20	360.5	-12	460	35	63.4	82.3	57.0	54.3	59.7	1362	5.63	956.2	1538	80.0	71.8	88.3

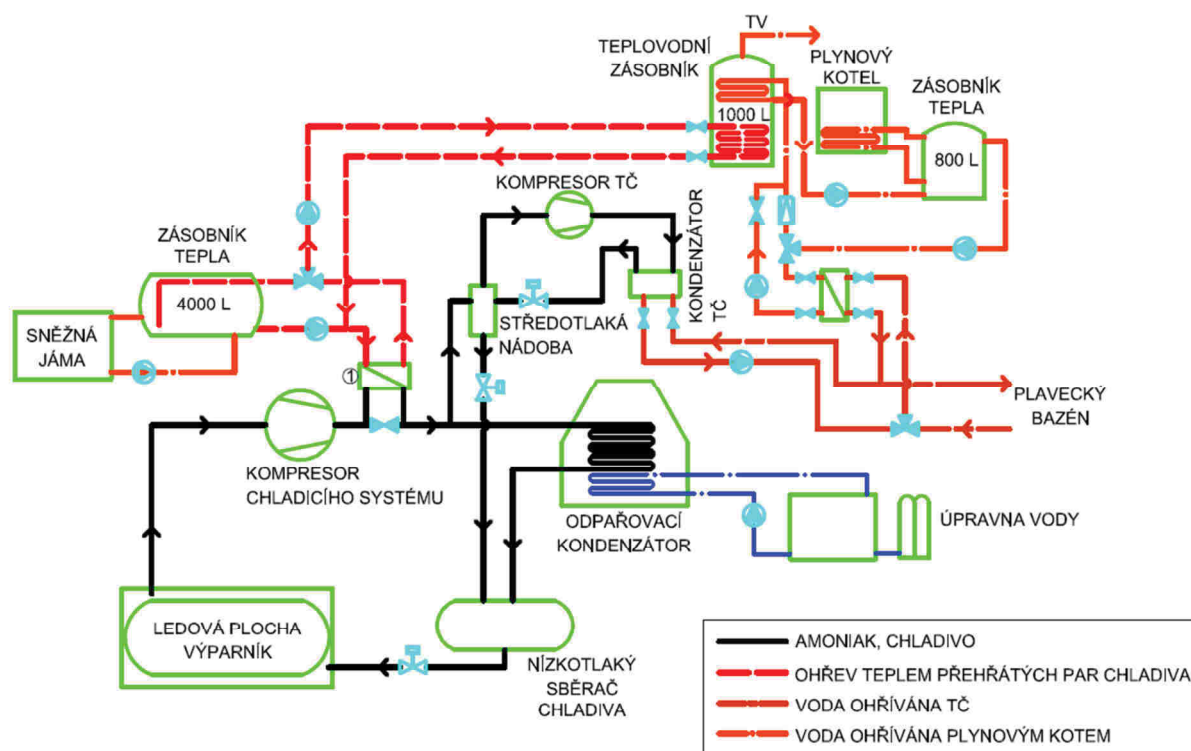
Z výsledků v tabulce 4.4 lze předpokládat maximální teplotu na výměníku odběru tepla přehřátých par maximálně 80 °C, při zjištěném teplotním spádu by voda do zásobníku bude mít teplotu až 70 °C. V případě, z hlediska využití odpadního tepla, nepříznivých parametrech oběhu, může voda do zásobníku mít teplotu jen 28 °C.

Teploty za vysokotlakým kompresorem T_5 jsou podle výpočtu o 10 až 20 °C vyšší než teploty za nízkotlakým kompresorem. Zapojení výměníku by bylo vhodné i za kompresor vysokotlaké části oběhu, kde jsou podle výpočtu dostupné vyšší teploty par.

4.5 ČPAVKOVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

Do stávajícího parního chladicího oběhu bylo pomocí středotlaké nádoby doplněno TČ, které pracuje se stejným chladivem jako chladicí stroje. Kompresor TČ používá pro mazání stejný olej jako kompresory chladicích jednotek. Schéma zapojení TČ do stávajícího chladicího okruhu je na obrázku 4.5.1. Potrubí vedoucí čpavek je zobrazeno černou barvou.

TČ integrované do chladicího systému přes středotlakou nádobu má hospodárnější provoz než TČ zapojené přes vodní okruh. Je tomu tak, protože odpadá teplotní degradace odpadního tepla a TČ může být provozováno s nejvyšší možnou odpařovací teplotou, která se rovná kondenzační teplotě chladicího zařízení. Takto zapojené zařízení pracuje jako vícestupňový oběh. [2]



Obr. 4.5.1) Schéma zapojení chladicího systému s TČ na ZS2 (stávající)

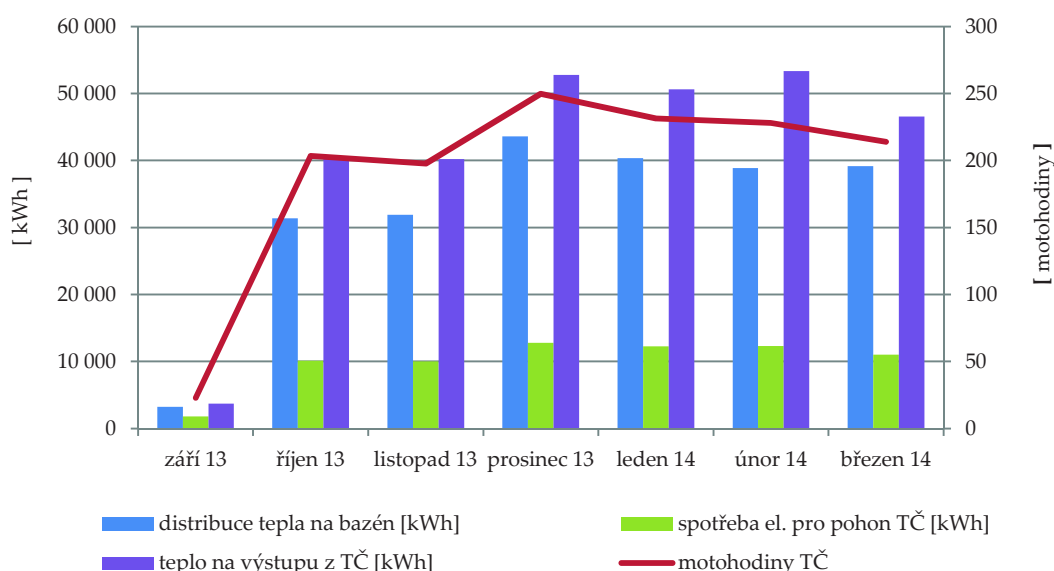
TČ pracuje s pístovým kompresorem, jeho topný výkon je 270 kW a příkon 51 kW při ohřevu vody z 60 na 70 °C a vypařovací teplotě 30 °C [22]. TČ umožňuje regulaci výkonu v rozsahu 33, 66 a 100 %. Výkonové charakteristiky TČ jsou uvedeny v tabulce 4.5.2. Voda na výstupu z TČ je buď odváděna do sousedního plaveckého areálu, venkovního koupaliště nebo je využívána na

ZS k ohřevu zásobníku TV. V objektu ZS není pro tuto vodu samostatný akumulční zásobník. V reálném provozu dochází k tomu, že kvůli absenci akumulčního zásobníku v ZS a také kvůli nevhodnému umístění teplotních čidel na potrubí k přívodu teplé vody do bazénu (koupaliště) se TČ spustí ve chvíli, kdy zaznamená pokles teploty v potrubí pod 65 °C. Chod TČ není regulován podle teploty v akumulčním zásobníku v areálu bazénu. Pokud bylo záměrem se cyklování TČ vyhnout napojením na zásobník TV, není toto řešení funkční, protože tento zásobník je nahříván zejména teplem přehřátých par.

Tab. 4.5.2 Parametry čpavkového tepelného čerpadla [22]

Kondenzační teplota	Vypařovací teplota	15 °C	25 °C	35 °C	45 °C
65 °C	Topný výkon [kW]	252.3	357.8	484.5	633.3
	Příkon [kW]	66.1	72.2	74.1	70.4
	COP	-	3.82	4.96	6.54
70 °C	Topný výkon [kW]	241.2	345.4	470.2	616.5
	Příkon [kW]	69.6	77.7	81.8	80.4
	COP	-	3.47	4.45	5.75

Z parametrů TČ je každý den monitorována doba provozu (motohodiny), spotřeba elektrické energie pro pohon, množství energie na výstupu z TČ a dodaná energie do plaveckého areálu. Tato data jsou k dispozici v sezóně 2013/2014 viz graf na obrázku 4.5.2. V grafu je vidět, že 80 % tepla na výstupu z TČ odchází do plaveckého areálu, využití pro ohřev TV za ZS je minoritní. Průměrný celoroční topný faktor je 3,84. Množství tepla na výstupu z TČ bylo 288 MWh.rok⁻¹ z toho do plaveckého bazénu odešlo 228 MWh.rok⁻¹. Spotřeba energie pro pohon byla TČ 70 MWh.rok⁻¹.



Obr. 4.5.2) Graf sledovaných spotřeb energií a motohodiny TČ v sezóně 2013/2014

V následujících sezónách nejsou data o distribuci tepla do plaveckého areálu k dispozici, některé sledované hodnoty nebyly monitorovány soustavně. V sezóně 2014/2015 byl topný faktor TČ 4,25. Množství tepla na výstupu z TČ bylo 320 MWh a spotřeba energie pro pohon TČ byla 75 MWh.

Podle grafu na obrázku 4.5.2 je množství tepla na výstupu z TČ v zimních měsících vyšší než v teplejších měsících roku. Elektrická přípojka v objektu umožňuje současný provoz jednoho chladicího stroje a TČ nebo dvou chladicích strojů. Provoz obou chladicích strojů a TČ zároveň není umožněn. Tento stav není uvažován v bilanci energií v následující kapitole.

Vysoký výkon TČ je navržen pro špičkový provozní stav, kdy pracují oba dva chladicí stroje a odběr tepla je nejen v ZS, ale zejména pro bazén a temperování venkovního koupaliště. Vzhledem k situaci s elektrickou přípojkou tento provozní stav nemůže nastat. Výkon TČ nemůže být využit a zařízení cykluje. Výsledky v kapitole 4.5.1 říkají, že v zimním období není dostatek odpadního tepla pro všechny spotřebitele (zejména pro temperování vody v koupališti).

4.5.1 BILANCE ENERGIÍ

Výpočetně je posouzeno, jaké jsou maximální technické možnosti pro využití tepla v první řadě na ZS a poté v plaveckém bazénu pro nastavené priority v systému. Část odpadního tepla přehřátých par je využita k temperování podloží pod ledovou plochou, které není v bilanci energií uvažováno z důvodu nedostatku informací o spotřebě tepla.

Teplo přehřátých par je bez dohřevu využito k:

- Ohřevu technologické vody pro rolbu,
- Tání ledové tříště ve sněžné jámě,
- Předehřevu (ohřevu) TV.

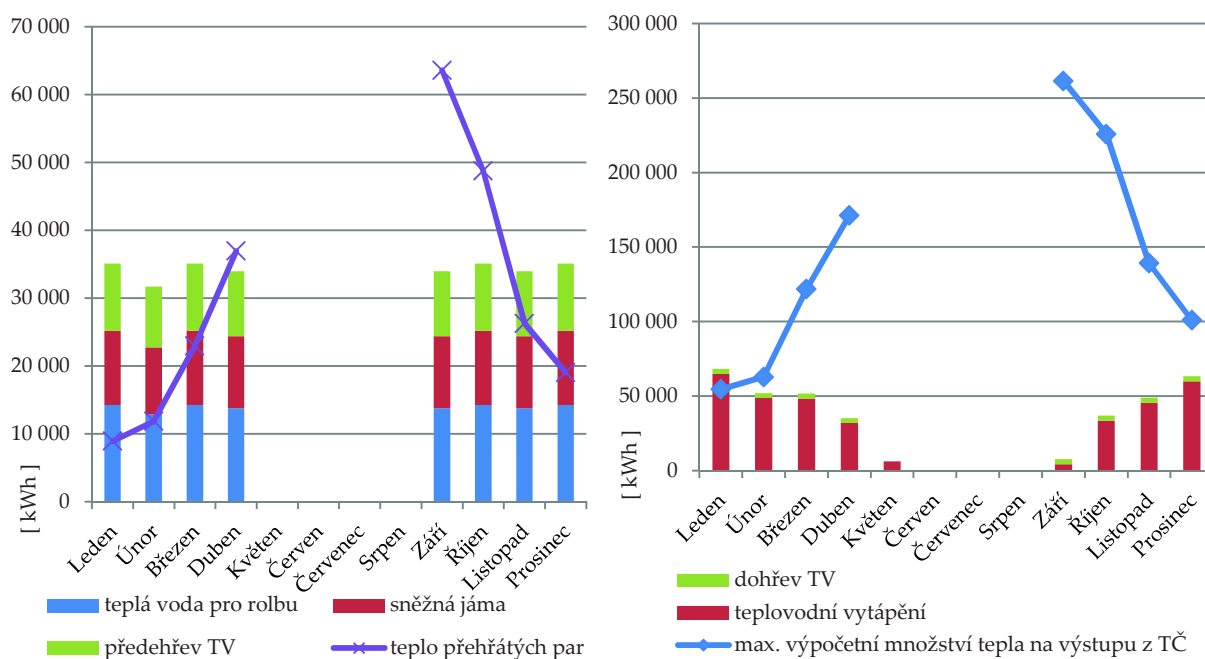
Teplá voda na výstupu z TČ je využita k:

- 1) V zimním stadionu
 - Teplovodní vytápění,
 - Dohřev TV.
- 2) V plaveckém bazénu
 - Teplovodní vytápění,
 - Ohřev TV,
 - Ohřev bazénové vody.
- 3) V koupališti
 - Temperování vody v zimním období.

V grafech na obrázku 4.5.1 jsou výsledky bilance využití odpadního tepla na zimním stadionu. Na ZS 2 je využito 81 % dostupného tepla přehřátých par chladiva. Přebytek tepla je v září a v říjnu. Podíl využití tepla přehřátých par je v objektu velmi vysoký.

Kondenzační teplo, po ohřevu TČ, je využíváno v ZS pro vytápění a ohřev (dohřev) TV. Množství tepla je pro tyto spotřeby dostatečné v téměř celé sezóně (mimo leden). V obdobích nedostatku tepla přehřátých par, ke kterému dochází v lednu, únoru, březnu, listopadu a prosinci, je využíváno pro ohřev vody pro rolbu a tání ve sněžné jámě. Tepelné energie je dostatek i pro tyto spotřeby. Na ZS je využito 36 % dostupného tepla na výstupu z TČ.

Přebytky tepla jsou distribuovány do plaveckého areálu.



Obr. 4.5.1) Graf bilance energií na ZS 2

Pro plavecký bazén je k dispozici 726 MWh latentního tepla kondenzace na jednu sezónu. Teplo je využito k ohřevu bazénové vody, k teplovodnímu vytápění a k ohřevu TV. Potřeba tepla pro ohřev vody v bazénu je pokryta teplem ze ZS z 60 %. Potřeba tepla pro vytápění je pokryta ze 40 % a pro ohřev TV z 63 %, zbývající část spotřeb musí být zajištěna plynovými kotly.

Temperování vody ve venkovních bazénech na teplotu 8 °C je uvažováno od listopadu do března. Pokud má přednost zajištění potřeb tepla na krytém bazénu, není v tomto období dostatek tepla pro zajištění temperování vody v bazénech venkovního koupaliště.

Na zimním stadionu je výpočetní spotřeba plynu necelých 6000 m³. Na krytém bazénu je spotřeba plynu díky využití odpadního tepla snížena na polovinu.

4.6 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Z provedených měření na ZS bylo zjištěno:

- Proměnný předávaný okamžitý výkon na straně výměníku odběru tepla přehřátých par chladiva.
- Měření potvrdilo, že uvažovaný ohřev vody na 50 až 55 °C je realistický a závisí na parametrech chladicího cyklu (kondenzační teplotě chladiva, termodynamických vlastnostech chladiva, vypařovací teplotě, na přehřátí nasávaných par a typu kompresoru), venkovním prostředí a na tepelné zátěži na ledovou plochu.

Zapojení TČ pro využití kondenzačního tepla použitím středotlaké nádoby má za cíl zvýšit podíl využití nízkoteplotního latentního tepla kondenzace chladiva. Na zimním stadionu bylo zjištěno:

- Nevhodným technickým řešením a absencí akumulčního zásobníku pro vodu ohřívanou TČ se zařízení často spíná, komponenty jsou poruchové a potenciál využití zařízení není uplatněn.

- V neposlední řadě poddimenzovaná elektrická přípojka neumožňuje využít odpadní teplo v období, kdy je ho nejvíce k dispozici, tedy při chodu obou chladicích strojů.

Z hlediska distribuce tepla do sousedního bazénu a plaveckého areálu lze říci, že:

- Teplo dodávané TČ výraznou měrou snižuje spotřebu zemního plynu v areálu krytého bazénu.
- Bazén i ZS jsou v majetku města; projekt byl uskutečněn bez sporů o ceny tepla a fakturaci za teplo mezi různými vlastníky objektů, kvůli kterým často nejsou instalace tohoto typu uvedeny do provozu.
- Ve venkovním koupališti je využití odpadního tepla k temperování vody v bazénu v zimním období zrealizováno pravděpodobně bez podrobnější analýzy a bilance dostupného tepla.
- Nedostatečné množství odpadního tepla v zimním období již neumožňuje v potřebném rozsahu pokrytí této potřeby tepla (temperování venkovního koupaliště v zimním období).

Návrhy jak v objektu ZS2 zvýšit podíl využití odpadního tepla z chlazení:

- Doplnit zásobník tepla kondenzace chladiva pro efektivnější regulaci chodu TČ.
- Přebytky odpadního tepla v letním období by bylo výhodné využívat na zvýšení teploty vody v koupališti a tím prodloužit a zvýšit návštěvnost při nepříznivém počasí.
- Na bazénu je dodávané teplo ze ZS využito pouze k teplovodnímu vytápění. Větší část tepelné ztráty je nicméně zajištěna ohřevem vzduchu ve vzduchotechnických jednotkách (teplovzdušné vytápění). Tato část potřeby tepla je 5x vyšší než část teplovodního vytápění.

KAPITOLA 5

ZIMNÍ STADION S ADSORPČNÍ ODVLHČOVACÍ

JEDNOTKOU

Na zimním stadionu označeném ZS 3 je využíváno teplo přehřátých par chladiva k tání ledu ve sněžené jámě, k ohřevu vody pro rolbu a k temperování podloží. Tato kapitola je zaměřena na analýzu využití přebytku tepla z chlazení k ohřevu regeneračního vzduchu pro odvlhčovací jednotku vzhledem k dostupným teplotám a nesoučasnosti odběru a dodávky tepla. Případová studie je zaměřena na posouzení možnosti snížení provozních nákladů odvlhčovací jednotky využitím odpadního tepla z chlazení.

5.1 POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Novostavba zimního stadionu ZS 3 má jednu ledovou plochu, šatny s administrativní budovou přiléhající k hlavní ledové ploše. ZS byl uveden do provozu v roce 2013. Ledová plocha je udržována od srpna do konce dubna. Plocha ledu je 1500 m². Ledová plocha je chlazená přímým prouděním chladiva potrubím ve vrstvě betonu pod ledem. Tribuna má kapacitu pro 712 sedících diváků.

5.1.1 ZDROJ CHLADU

Chladicí systém je tvořen dvěma kompresory o výkonu 306 kW a 204 kW (chladicí výkon při teplotách -10/35 °C). Chladicí stroj o vyšším výkonu má regulovatelný výkon. Příkon kompresorů je 90 a 75 kW. Chladicí stroje jsou v provozu 2300 a 1900 motohodin za sezónu. Celkové dostupné výpočetní množství tepla ve fázi přehřátých par je 260 MWh.rok⁻¹ a tepla kondenzačního 1109 MWh.rok⁻¹. Chladicí kapalinou je čpavek, jeho hmotnost v chladicím systému je 1 tuna. Pro maření přebytků tepla z chlazení slouží odpařovací kondenzátor s kondenzačním výkonem 680 kW pro kondenzační teplotu +35 °C a teplotu mokrého teploměru +21 °C.

Tab. 5.1.1 Hodnoty pro návrh chladicích zařízení z projektu ZS3

Režim provozu		Návrhová vypařovací teplota [°C]	Návrhová kondenzační teplota [°C]	Jmenovitý chladicí výkon [kW]
Zima	Tréning	-6	+25	342
	Zápas	-10	+25	454
Přechodné období	Tréning	-6	+35	428
	Zápas	-10	+35	510

5.1.2 ZDROJ TEPLA

Zdrojem tepla pro vytápění jsou dva plynové kotle, každý o výkonu 250 kW. Kotle slouží jako zdroj tepla pro teplovodní vytápění, pro ohřev TV a jako zdroj tepla pro temperování hlediště

při zápasech. Temperování hlediště se kvůli vysokým provozním nákladům nepoužívá. Teplotní spád otopné vody je 80/60 °C, pro vytápění 75/55 °C. Pro distribuci tepla do bytové zóny jsou využívána otopná tělesa v administrativní části, v šatnách jsou otopná tělesa doplněna teplovzdušným vytápěním. V zázemí je používáno 30 sprch.

5.1.3 VZDUCHOTECHNIKA A ODVLHČOVÁNÍ

V ZS je instalováno větrání, které je rozděleno na šest úseků – tribuny pro diváky, hala s ledovou plochou, šatny, posilovna, občerstvení, strojovna VZT a strojovna chlazení.

Do prostoru tribun je zajištěn přívod čerstvého upraveného vzduchu, celkem 10 000 m³.h⁻¹. Potrubí pro přívod vzduchu vede uprostřed nad tribunou diváků a potrubí pro odtah vzduchu vede nad poslední řadou sedadel v podhledu. Vzduch se ve VZT jednotce v zimním období přehřívá výměníkem ZZT a dohřívá teplovodním ohříváčem.

Pro zamezení negativních vlivů zvýšené vlhkosti vzduchu v prostoru haly slouží adsorpční odvlhčovací jednotka. Přívod suchého vzduchu je po obou stranách ledové plochy. Jedna část suchého vzduchu je přiváděna pod střešní konstrukci a druhá část nad ledovou plochu. Distribučními elementy jsou dýzy. Odvod vzduchu vede středem ledové plochy pod stropem. Výkon plynového ohříváče v odvlhčovací jednotce je 40 kW, regenerační vzduch je ohříván na teplotu 140 °C. Množství odvlhčovaného vzduchu je 10 000 m³.h⁻¹ a průtok regeneračního vzduchu 2 000 m³.h⁻¹. Čidla vlhkosti jsou osazena v potrubí odtahu vzduchu. Odvlhčovací jednotka je regulována ručně na základě čidla vlhkosti umístěného v odtahovém potrubí. Pokud je na čidle zaznamenána relativní vlhkost vyšší než 65 %, do velína putuje pokyn, že je nutno spustit odvlhčování. Nicméně vysoké provozní náklady vedou k tomu, že ne vždy je tento pokyn respektován a odvlhčovací jednotka je spouštěna na základě uvážení správce ZS.

5.1.4 STÁVAJÍCÍ SYSTÉM VYUŽITÍ TEPLA Z CHLAZENÍ

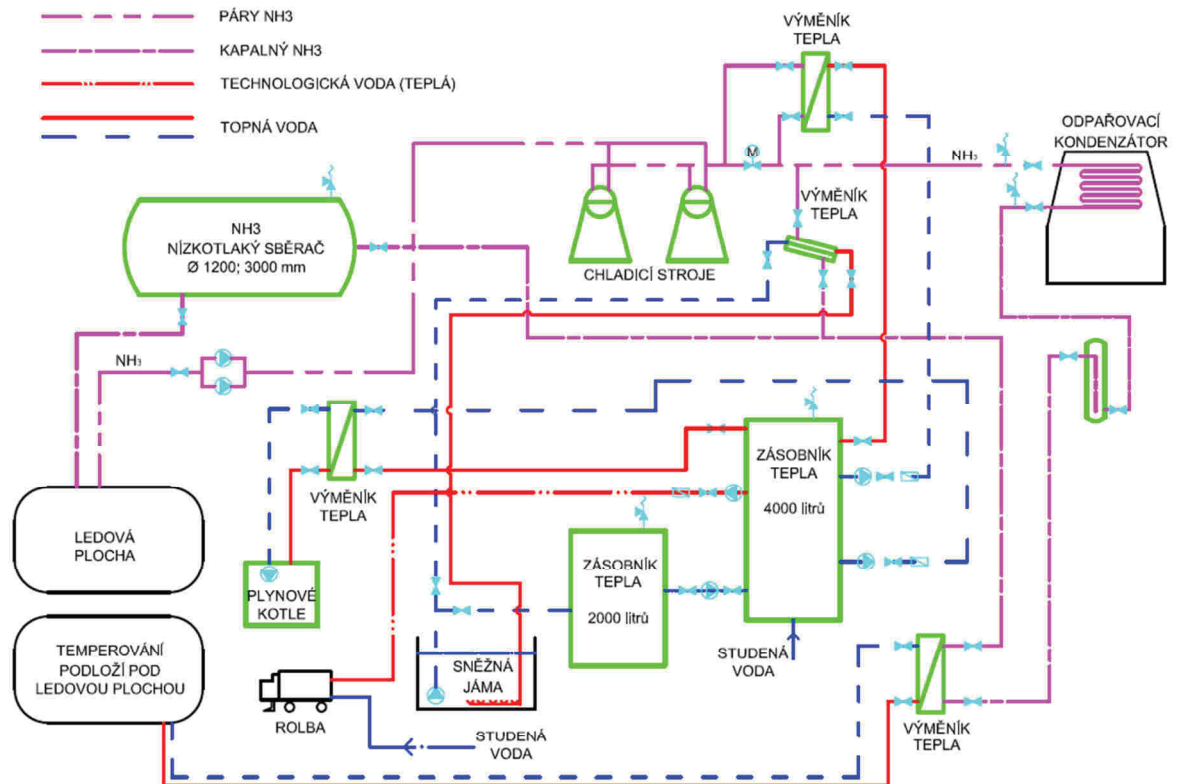
Na obrázku 5.1.4 je schéma zapojení chladicího systému a výměníků pro odběr tepla z chlazení.

Teplo přehřátých par je distribuováno do akumulárního zásobníku objemu 4000 litrů. Za ním je zapojený samostatný výměník, který zajišťuje dodávku tepla pro tání ledové tříště ve sněžné jámě. Objem sněžné jámy je 25 000 litrů. Jáma má objem tak velký, aby při nedostatku tepla z chlazení, tříšť mohla odtávat pomalu samovolně. Nevyužitě teplo z chlazení je odváděno do venkovního prostředí pomocí odpařovacího kondenzátoru.

V chladicím oběhu je za kondenzátor zařazený dochlazovač, který má za úkol snížit teplotu kapalného chladiva, neboli podchlazení chladiva. Podchlazení zajišťuje distribuci podchlazené (nebo maximálně syté) kapaliny ke škrtícímu ventilu a tím zvyšuje hospodárnost provozu. Při správné funkci kondenzátoru nedochází v dochlazovači k fázové změně [2].

Akumulární nádoba má zajištěn dohřev plynovými kotly. Z nádrže je odebírána teplá voda do rolby. Podle zkušeností správce ZS je dostatek tepla z přehřátých par pro případný ohřev TV pouze v srpnu a září, v ostatních měsících sezóny je veškerá teplá voda ze zásobníku využita pro rolbu.

Nádrž o objemu 2000 litrů slouží jako vyrovnávací a doplňovací zásobník upravené vody pro rolbu.



Obr. 5.1.4) Stávající schéma zapojení na ZS3

5.1.5 TEMPEROVÁNÍ PODLOŽÍ POD LEDOVOU PLOCHOU

Zdrojem tepla pro temperování podloží pod ledovou plochou je teplo chladiva z chladicího oběhu. Jedná se o teplo z kapalného čpavku za dochlazovačem. Do chladicího oběhu je zařazen deskový výměník pro využití odpadního tepla chladiva na nejnižší teplotní úrovni. Chladicí oběh byl modelován v programu Coolpack [16]. Do výpočtu byly zadány provozní údaje viz tabulka 5.1.5, účinnost výměníku 80 %, isoentropická účinnost chladicího cyklu 80 %. Výsledkem jsou hodnoty T_3 (teplota po kompresi par chladiva), T_5 je teplota za dochlazovačem a Q je výkon výměníku.

Tab. 5.1.5 Teploty v chladicím oběhu s dochlazovačem

vypařovací teplota	kondenzační teplota	ΔT_{doch}	T_3	T_5	Q
[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[kW]
-10	35	15	150.0	10.9	19.02
-10	25	15	111.0	4.6	10.87
-6	35	15	135.0	12.3	13.56
-6	25	15	97.8	6.1	6.66
-10	35	10	155.5	14	23.21
-10	25	10	116.6	7.7	13.26
-6	35	10	140.0	15.3	17.12
-6	25	10	102.8	9.1	10.07
-10	35	5	161.0	17.1	27.5
-10	25	5	121.8	10.7	16.91
-6	35	5	146.1	18.4	20.74
-6	25	5	107.9	12.2	10.83

Na sekundární straně výměníku je teplo předáváno glykolu, který zajišťuje distribuci tepla do podloží pod ledovou plochou. Měřené provozní teploty glykolu nejsou ze ZS3 k dispozici. Na základě modelu, při Δt na výměníku 3 K, je možné předpokládat, že teploty glykolu se pohybují v rozmezí 5 až 15 °C v závislosti na aktuální kondenzační a vypařovací teplotě.

5.2 ADSORPČNÍ ODVLHČOVÁNÍ

Adsorpční odvlhčovače jsou schopny docílit velmi nízkého rosného bodu vzduchu i v oblasti nízkých teplot jaké jsou na zimních stadionech. Rotor v jednotce je vyroben z pevného desikantu nebo je jím pokryt a otáčí se rychlostí 10 až 30 otáček za hodinu. Přenos vlhkosti je zajištěn rozdílem tlaku par na povrchu desikantu a vzduchu, který jím prochází. Protože relativní vlhkost je funkcí tlaku par, směr přenosu vlhkosti může být charakterizován rozdílem mezi relativními vlhkostmi regeneračního a upravovaného vzduchu. Potřebný tlakový rozdíl je zásadní pro účinné využití tohoto typu odvlhčování. Snížení relativní vlhkosti upravovaného vzduchu může být maximálně na úroveň vzduchu na regenerační straně. Desikant odebere vlhkost z upravovaného vzduchu (latentní teplo), ale zároveň mu přidá stejné množství citelného tepla.

5.3 ODPADNÍ TEPLA K ODVLHČOVÁNÍ VZDUCHU

V nevytápěných zimních stadionech bez řízeného větrání jsou známé problémy se vznikem mlhy, s kondenzací na povrchu konstrukcí a vznikem krápníků na ledu. V těchto halách je větrání zajišťováno otvory v obvodových stěnách a vnitřní mikroklima je závislé na aktuálním venkovním prostředí. Problémy plynoucí z absence systému odvlhčování vzduchu jsou zřejmé v malých a středních zimních stadionech, v případech nízké světlé výšky haly. V malých zimních stadionech je existence systému odvlhčování vzduchu výjimkou, protože je investičně, ale i provozně nákladné. V případech, kdy je adsorpční odvlhčování instalováno, je provozováno nárazově například tak, že systém je spouštěn jen při sportovních utkáních.

5.3.1 NÁVRH REŽIMU VĚTRÁNÍ A ODVLHČOVÁNÍ

Základním úkolem vzduchotechniky je odvést tepelnou zátěž, zajistit hygienické množství vzduchu, ustálenou teplotu a proudění vzduchu nad ledovou plochou, ochranu konstrukcí před rosením, které může být způsobeno studeným sáláním na ledovou plochu.

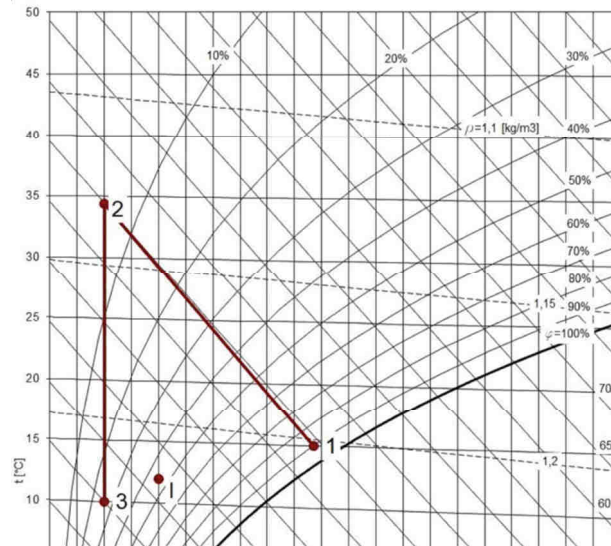
Celková tepelná zátěž na ledovou plochu je součtem zátěže od vzdušné vlhkosti, konvekce tepla (zejména osvětlení) a rolování. Teplota vlhkého teploměru vzduchu nad ledem má vliv na tepelnou zátěž a měla by být při výpočtu zohledněna. Snížením teploty vlhkého teploměru odvlhčením se návrhová tepelná zátěž na ledovou plochu sníží. Pokud není odvlhčování v provozu, ledová plocha přeměňuje vlhkost ze vzduchu na vlhkost na chladných konstrukcích nebo námrazu na ledu. Ledová plocha vzduch ochlazuje i odvlhčuje kondenzací vodních par. [23,26]

Požadovaná teplota rosného bodu vzduchu je max. 4 °C, na stadionech NHL dokonce 1,7 °C. [24]

V závislosti na požadované nízké vlhkosti vzduchu a použitím desikačním materiálu se teplota regeneračního vzduchu pohybuje od 80 do 140 °C. Regenerační vzduch bude ohříván ve dvou stupních. Prvním stupeň přehřevu bude zajištěn teplem přehřátých par chladicího systému na teplotu 50 °C. Konečný dohřev vzduchu bude elektrickým nebo plynovým ohříváčem v odvlhčovací jednotce. Ve vyhodnocení jsou porovnány dvě teplotní úrovně regeneračního

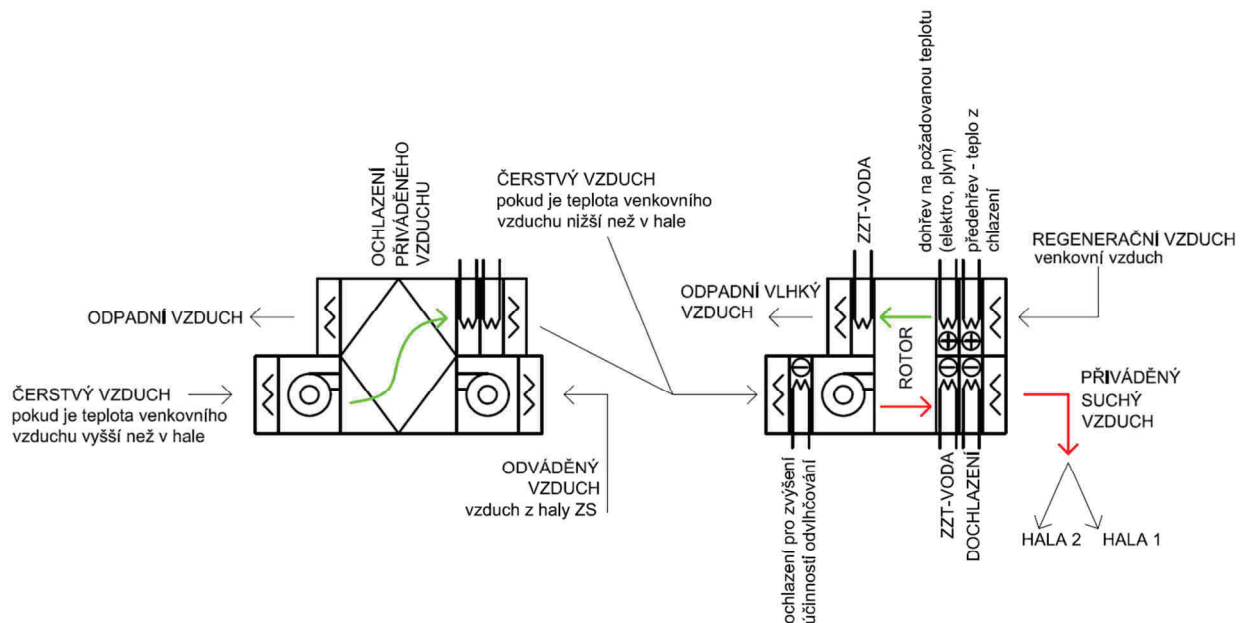
vzduchu, 85 a 120 °C. Pokud by v ZS bylo více hal, je nutné při návrhu VZT jednotek zohlednit, že každá hala zimního stadionu má jiný charakter provozu a proto potrubí přiváděného a odváděného vzduchu by nemělo být propojeno, ale umožňovat regulaci každé haly samostatně.

V h-x diagramu na obrázku 5.3.1.1 je naznačen průběh úpravy vzduchu v adsorpční odvlhčovací jednotce. Vlhký venkovní vzduch je po průchodu rotorem zahříván a odvlhčen na požadovanou mez (zde 2 g.kg⁻¹) a poté ochlazen na požadovanou teplotu přiváděného vzduchu do haly (zde 10 °C).



Obr. 5.3.1.1) h-x diagram adsorpčního odvlhčování upravovaného vzduchu

Navržený objem přiváděného vzduchu do haly areálu je 10 000 m³.h⁻¹ přičemž množství regeneračního vzduchu je 2000 m³.h⁻¹. Odvlhčování bude v provozu 10 hodin denně v rozmezí od 7 do 22 hodin. Provozní doba byla stanovena na základě modelu popsaného v kapitole 3.3.2.



Obr. 5.3.1.2) Návrh režimů VZT a odvlhčovací jednotky

Na obrázku 5.3.1.2 jsou zakresleny sestavy a naznačeny provozní režimy VZT a odvlhčovací jednotky. V období, kdy je venkovní teplota vyšší, než teplota odváděného vzduchu z haly, je

využíván rekuperační výměník ve VZT jednotce ke zpětnému získávání chladu. Pokud je teplota venkovního vzduchu nižší, než teplota vzduchu v hale je vzduch přiváděn přímo do odvlhčovací jednotky a VZT jednotka není v provozu. V období, kdy není odvlhčování v provozu, je využívána pouze vzduchotechnická jednotka s rekuperačním výměníkem a ohřívačem.

5.3.2 MODEL ZS 3 V PROGRAMU TRNSYS

Hala ZS byla modelována v programu Trnsys [25]. Komponenty použité v modelu jsou popsány v tabulce 5.3.2. Hala je situována do klimatických podmínek Prahy. Simulace byla provedena s hodinovým krokem výpočtu. Výměna vzduchu v hale byla do modelu zvolena 1,5 1.h⁻¹. Infiltrace vzduchu do haly je modelována jako funkce rychlosti větru. Průtok upraveného vzduchu do haly je 10.000 m³.h⁻¹ a průtok regeneračního vzduchu v odvlhčovací jednotce je 2000 m³.h⁻¹.

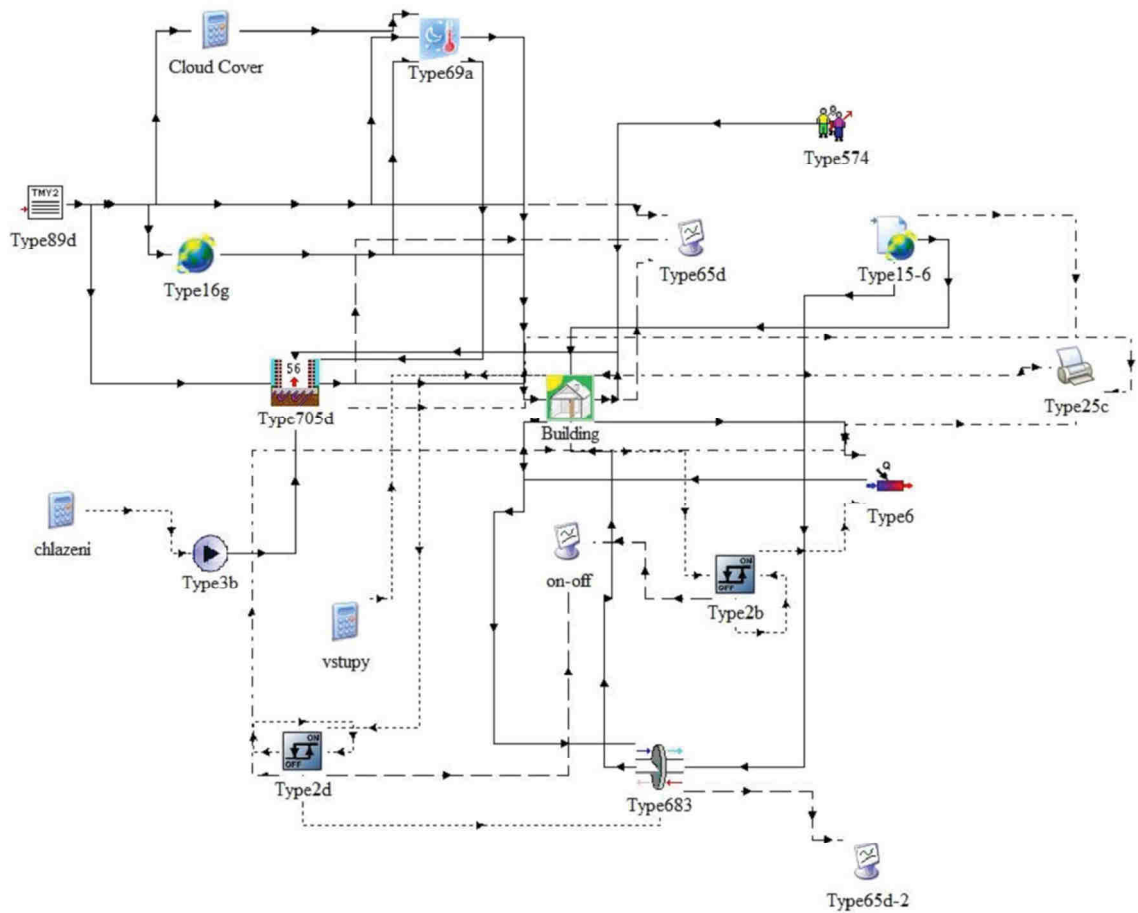
V objektu byla vymodelovaná zátěž od osob pomocí komponentu Type 754. V hledišti je přítomno 700 osob produkujících citelnou i latentní tepelnou zátěž 75 W na osobu a 15 osob na ledu produkujících citelnou zátěž 185 W a latentní teplo 340 W na osobu (skupina těžce pracující osoby, atleti).

Tab. 5.3.2 Seznam komponent použitých v programu Trnsys

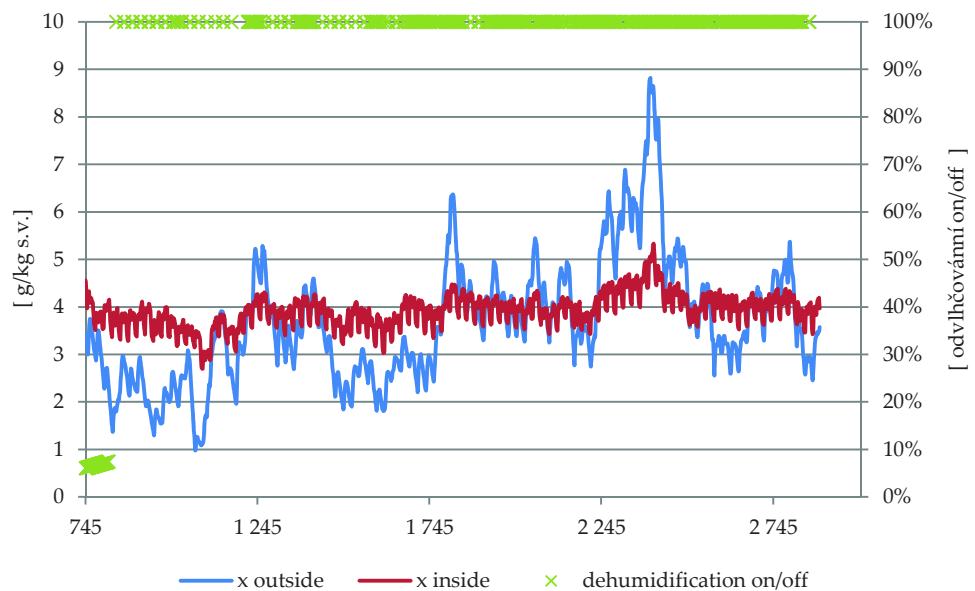
Komponenta	Trnsys model	Popis
Hala	Multi-zone building	Objekt s halou a ledovou plochou
Ledová plocha	type 705d	Deska s vestavěným potrubím, která je propojená s budovou
Tepelná zátěž od osob	type 754	Citelná a latentní tepelná zátěž v objektu
Ohřev vzduchu	type 6	Ohřívač vzduchu
Regulace	type 2b,2d	Regulátor
Odvlhčovací jednotka	Type 683	Adsorpční odvlhčovač

Ledová plocha byla vymodelovaná komponentou TYPE 705d, deska se zabudovaným potrubím se schopností odvodu tepla do podloží. Teplota povrchu desky je propojena a stanovena komponentou multi-zone building. Povrchová teplota podkladové betonové desky je vypočítaná komponentem TYPE 705d.

Výsledky z výpočtu pro únor, březen a duben jsou zobrazeny v grafu na obrázku 5.3.2.2 Pro srovnání jsou na obrázku 5.3.2.3 výsledky v měsících červenec, srpen a září kdy je vyšší měrná vlhkost venkovního vzduchu.



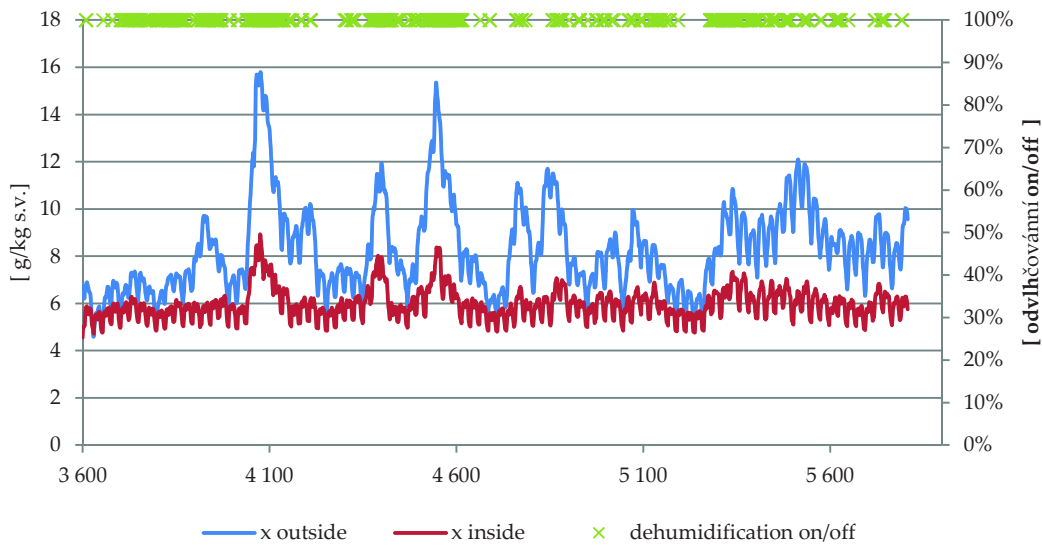
Obr. 5.3.2.1) Schéma modelu v programu Trnsys



Obr. 5.3.2.2) Únor, březen a duben – venkovní a vnitřní měrná vlhkost

Průměrná měrná vlhkost vnitřního vzduchu v únoru je $3,75 \text{ g.kg}^{-1}$, v březnu $3,87 \text{ g.kg}^{-1}$ a v dubnu $4,12 \text{ g.kg}^{-1}$. Teplota rosného bodu vzduchu při teplotě suchého teploměru $10 \text{ }^\circ\text{C}$ splňuje požadavek teploty rosného bodu do $1,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Zvyšující se venkovní měrná vlhkost vzduchu odpovídá předpokládanému častějšímu spínání odvlhčovací jednotky. V únoru se

jednotka spouští průměrně na 5 hodin denně, v březnu na 7 hodin denně a v dubnu na 10 hodin denně. Z modelu byl převzat počet hodin, kdy je jednotka v provozu.



Obr. 5.3.2.3) Červenec, srpen a září – venkovní a vnitřní měrná vlhkost

V grafu na obrázku 5.3.2.3 je průběh venkovní a vnitřní měrné vlhkosti vzduchu a také spínání odvlhčovací jednotky v červenci a srpnu, kdy na ZS není ledová plocha a tato část grafu je pro srovnání s měsícem září. Vzhledem k vyšší venkovní měrné vlhkosti vzduchu v tomto období již navržená odvlhčovací jednotka nestačí udržet požadovanou teplotu rosného bodu pod hranicí 4 °C. Průměrná měrná vlhkost vnitřního vzduchu v letních měsících je 6,5 g.kg⁻¹, v září 5,9 g.kg⁻¹.

5.3.3 FUNKCE SYSTÉMU A REGULACE

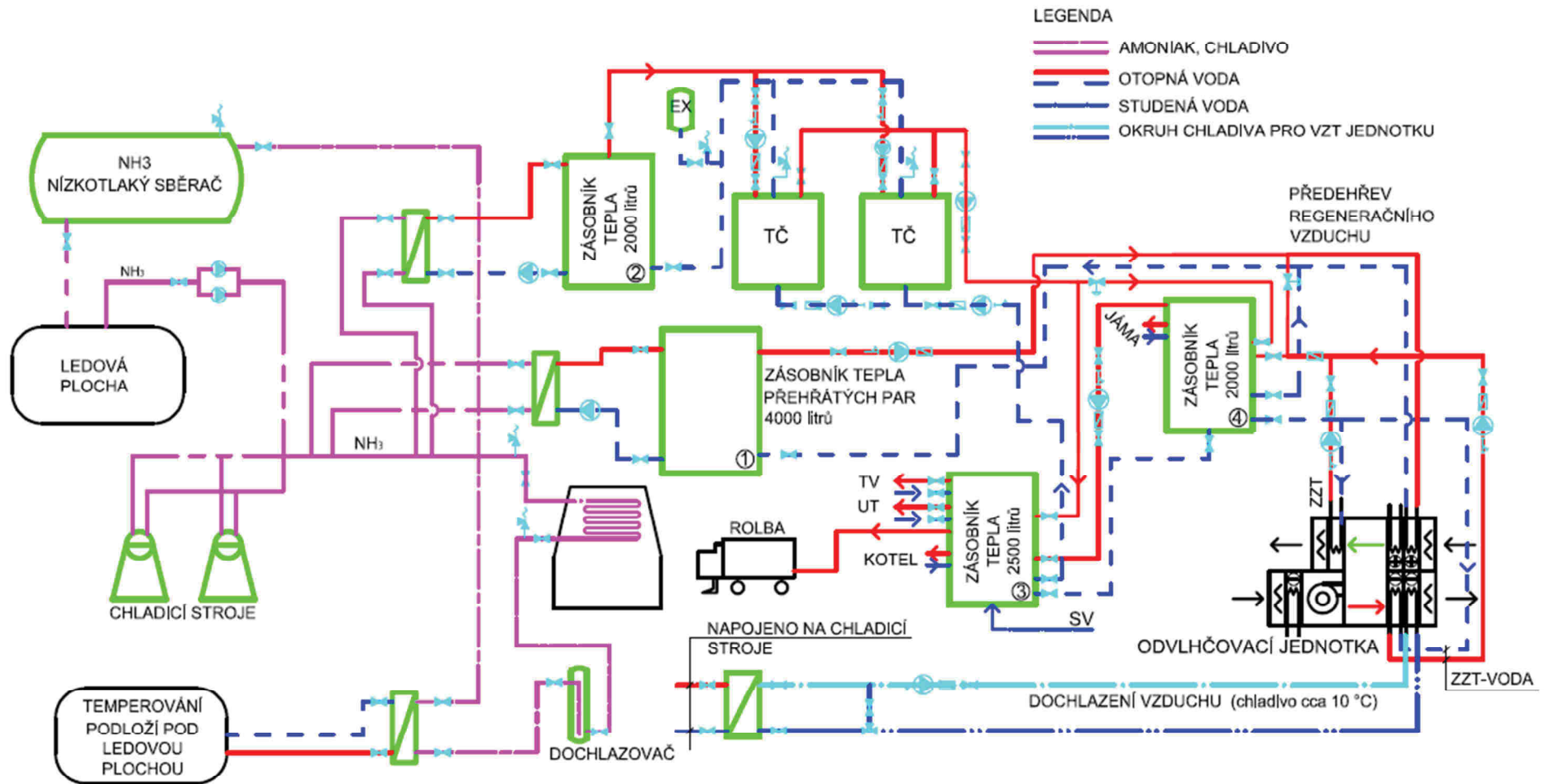
Protože není odvlhčovací jednotka spouštěna v takovém režimu, jak požadoval projekt, kvůli vysokým provozním nákladům, je navrženo nové schéma zapojení, které umožňuje větší rozsah využití odpadního tepla z chlazení. Schéma je zakresleno na obrázku 5.3.3.

Teplo přehřátých par je akumulováno v zásobníku označeném ve schématu na obrázku číslem 1 (stávající zásobník). Voda o teplotě až 60 °C bude využita pro předehřev regeneračního vzduchu. Pokud odvlhčování není v provozu, je voda distribuována do akumulacího zásobníku s číslem 4. Tento zásobník slouží také pro ukládání energie ze zpětného získávání tepla z výměníků sloužících pro ochlazování regeneračního vzduchu před odvodem do venkovního prostředí a také z ochlazování vzduchu před distribucí do haly. Dochlazení přírodního vzduchu je zajištěno chladicí vodou přes výměník čpavek/ voda z chladicích strojů. Teplo ze zásobníku číslo 4 lze využít k odtávání ledové tříště ve sněžné jámě. Tito spotřebitelé tepla jsou v provozu ve stejném období jako chladicí systém.

Voda ohřívána kondenzačním teplem je akumulována v samostatném vyrovnávacím zásobníku číslo 2, který je umístěný před tepelnými čerpadly voda-voda. Navrhovaný objem zásobníku je 2000 litrů. Tepelnými čerpadly je voda ohřívána na teplotu 60°C a uložena ve vysokoteplotním zásobníku číslo 3, ze kterého je využita pro vytápění, přípravu teplé vody a k ohřevu technologické vody pro rolbu. Návrhový jmenovitý výkon TČ je 40 kW při W10W35, zařízení budou zapojena dvě paralelně. Chladivem je R407C. Provoz TČ byl vyhodnocen intervalovou metodou podle kapitoly 2.4.2. Vypočtený topný faktor je 4,07.

Objem zásobníku číslo 3 je navržen 2500 litrů, objem zásobníku číslo 4 je navržen 2000 litrů (stávající). V období, kdy chladicí systém není v provozu, ale je potřeba tepla na vytápění nebo ohřev TV, je na vysokoteplotní zásobník napojen plynový kotel. V případě nedostatečné teploty v nízkoteplotním zásobníku je umožněn dohřev tepelným čerpadlem.

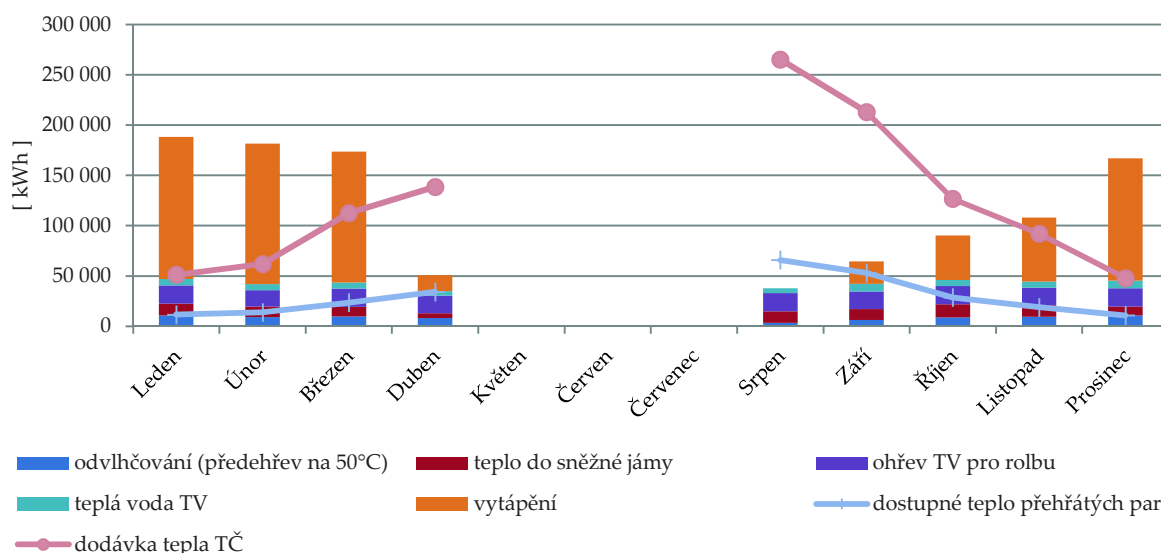
Regulace odvlhčovací jednotky bude v závislosti na teplotě rosného bodu vzduchu měřené čidlem v potrubí odváděného vzduchu. Jednotka bude spínat při teplotě rosného bodu vyšší než 4 °C. Před vstupem upravovaného vzduchu do jednotky je pro zvýšení účinnosti odvlhčování ochlazen. Před distribucí do haly je vzduch ochlazen, aby bylo zamezeno distribuci příliš teplého vzduchu do haly.



Obr. 5.3.3) Návrh schéma zapojení ZS3

5.3.4 BILANCE ENERGIÍ

Bilance energií byla provedena po měsících v průběhu jedné sezóny pro navrhované schéma zapojení na obrázku 5.3.3. Výsledky jsou zobrazeny v grafu na obrázku 5.3.4. Na obrázku jsou uvedeny spotřeby energií, které lze pokrýt odpadním teplem a také vypočtené množství tepla z chlazení. V bilanci není zohledněno zpětné získávání tepla z ochlazování odváděného vzduchu ani teplo z podchlazení chladiva pro tání ve sněžné jámě. Údaje o spotřebě tepla pro vytápění byla poskytnuta od správce ZS, ostatní údaje uvedené v grafu 5.3.4 jsou vypočtené hodnoty.



Obr. 5.3.4) Potřeby energií na zimním stadionu a dostupné množství tepla z chlazení

Prvotní využití odpadního tepla přehřátých par je zejména pro regeneraci vzduchu a k tání ledu ve sněžné jámě. Pro předehřev regeneračního vzduchu je tepla dostatek po celou sezónu. Pro sněžnou jámu je tepla v zimních měsících nedostatek. Celkem 27,5 MWh tepla musí být dodáno TČ nebo plynovým kotlem.

Z celkového množství kondenzačního tepla lze při dané regulaci systému využít 48 %. Potřeba tepla pro rolbu a ohřev TV je zajištěna, potřeba tepla pro vytápění musí být v zimních měsících doplněna plynovým kotlem, celkem 357 MWh za sezónu. Přebytky kondenzačního tepla, které vzhledem k nesoučasnosti dodávky a odběru nelze využít, tvoří celkem 571,7 MWh.

5.3.5 EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ

V tabulce 5.3.5 je výsledek výpočtu prosté návratnosti investice systému k využití kondenzačního tepla. Ve výpočtu byla uvažována cena za elektrickou energii 1910 Kč.MWh⁻¹ a 1537 Kč.MWh⁻¹ zemního plynu [19]. Prostá návratnost investice při provozu 275 dnů v roce je 3.2 roku.

Tab. 5.3.5 Vstupy a výsledky výpočtu prosté návratnosti investice do systému na ZS3

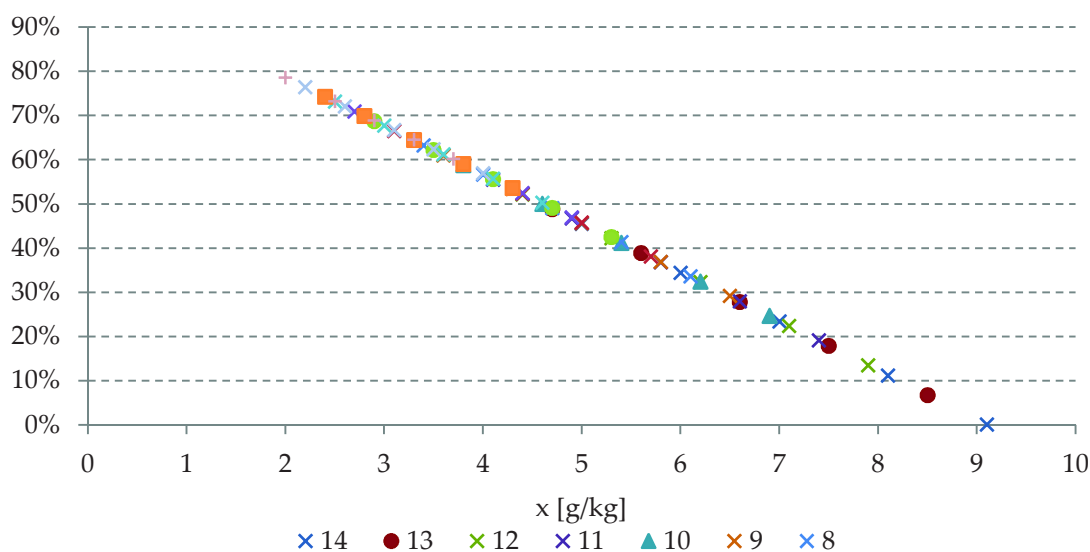
Skutečně dodané teplo TČ do systému	561,5	MWh/rok
Energie pro pohon TČ	134,8	MWh/rok
Energie pro pohon pomocných zařízení	3,1	MWh/rok
Zvýšení spotřeby elektrické energie instalací TČ	263 326	Kč/rok
Úspora energie na přípravu TV	58,1	MWh/rok
Úspora energie na vytápění	313,9	MWh/rok
Úspora energie na ohřev vody pro rolbování	160,0	MWh/rok
Úspora energie pro technologie, které již využívají teplo přehřátých par	29,5	MWh/rok
Úspora plynu celkem	863 026	Kč/rok
Investiční náklady	1 900 000	Kč
Prostá návratnost investice	3,2	rok

5.4 SNÍŽENÍ TEPELNÉ ZÁTĚŽE OD VZDUŠNÉ VLHKOSTI

Jednou ze složek tepelné zátěže na ledovou plochu je zátěž od vzdušné vlhkosti. Výpočetně bylo prověřeno, o kolik se zvýší tepelná zátěž na chlazení ledové plochy vzhledem k měrné vlhkosti ve vzduchu nad ledovou plochou.

Výpočet byl proveden pro plochu ledu 1500 m², výšku vrstvy vzduchu 2 m, tedy objem vzduchu 3000 m³ o hustotě 1,23 kg.m⁻³. Povrchová teplota ledu je uvažována -5 °C. Měrná tepelná kapacita ledu je 2400 J.kg⁻¹.K⁻¹, měrná tepelná kapacita vody 4200 J.kg⁻¹.K⁻¹, měrné skupenské teplo tání ledu 334 kJ.kg⁻¹.

V grafu na obrázku 5.4 je znázorněno procentuální snížení tepelné zátěže od vzdušné vlhkosti na ledovou plochu. Graf znázorňuje snížení zátěže v závislosti na proměnné teplotě suchého teploměru vzduchu a měrné vlhkosti. Porovnání je provedeno s referenčním stavem vzduchu o teplotě suchého teploměru 14 °C, relativní vlhkosti 90 % a měrné vlhkosti 9,1 g/kg.



Obr. 5.4) Redukce tepelné zátěže od vzdušné vlhkosti na ledovou plochu

5.5 ODPADNÍ TEPLA K PŘEDEHŘEVU VZDUCHU VE VZT JEDNOTCE

Navržená odvlhčovací jednotka není v provozu po celý den, pracovní hodiny jsou uvedeny v kapitole 3.3.2, po zbytek doby je spouštěna VZT jednotka samostatně. Pokud je teplota venkovního vzduchu nižší než v hale, využije rekuperační výměník teplo z odváděného vzduchu z haly a poté je vzduch dohříván na požadovanou teplotu (např. 12 °C). Pokud je teplota venkovního vzduchu vyšší než v hale, využije rekuperační výměník chlad z odváděného vzduchu v hale a poté je vzduch dochlazen na požadovanou teplotu. Na dohřev přiváděného vzduchu lze, obdobně jako pro přehřev regeneračního vzduchu odvlhčovací jednotky, využít teplo přehřátých par.

VZT jednotka vyžaduje ohřev přiváděného vzduchu 2334 hodin za sezónu. Výpočetní potřeba tepla na dohřev větracího vzduchu je 17 263 kWh.rok⁻¹. Účinnost rekuperace ve výpočtu je 80 %. Potřebu tepla lze pokrýt teplem přehřátých par, protože vzhledem k nesoučasnosti potřeby tepla pro odvlhčování a rolbu během dne, vzniknou rezervy pro pokrytí potřeby tepla VZT jednotky.

5.6 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Stávající řešení využití odpadního tepla:

- Stávající řešení v novostavbě ZS 3 spočívá ve využití tepla přehřátých par,
- Teplo kondenzace chladiwa, za dochlazovačem, je využito k temperování podloží pod ledovou plochou.

Zhodnocení stávajícího řešení větrání a odvlhčování vzduchu:

- Instalovaná odvlhčovací a VZT jednotka jsou spouštěny ve zkráceném režimu kvůli vysokým provozním nákladům.
- Nicméně tento stav má vliv nejen na pohodu prostředí, ale zejména na zvýšené riziko povrchové kondenzace vlhkosti na stavebních konstrukcích a jejich následné degradaci.
- Vysoká měrná vlhkost vzduchu zvyšuje tepelnou zátěž na ledovou plochu, tento stav by při výpočtu provozních nákladů odvlhčování měl být brán v úvahu.

Návrh na zvýšení podílu využití odpadního tepla z chlazení:

- Dosažitelná energetická úspora na ohřevu regeneračního vzduchu na ZS 3 pro adsorpční odvlhčování odpadním teplem v případě ohřevu vzduchu na 85 °C je 50 %, v případě ohřevu na 120 °C až 35 %.

KAPITOLA 6

KOGENERAČNÍ JEDNOTKA DODÁVAJÍCÍ ELEKTRICKOU ENERGIÍ PRO POHON CHLADICÍHO STROJE A TEPELNÝCH ČERPADEL

Řešený zimní stadion, označený ZS4, využívá odpadní teplo z chladicího oběhu - v první řadě teplo přehřátých par chladiva a pro využití nízkoteplotního kondenzačního tepla chladiva je vybaven třemi tepelnými čerpadly voda-voda. Teplo přehřátých par je využito k ohřevu TV. Teplá voda na výstupu z tepelných čerpadel je využita pro potřeby rolby, k vytápění a k tání ledu ve sněžné jámě.

V areálu je provozována také kogenerační jednotka, která byla navržena na potřebu elektrické energie. Elektrická energie je využita k pohonu chladicích jednotek a TČ, teplá voda hlavně k teplovodnímu vytápění.

V této případové studii byla postupně doplňována zařízení pro využití odpadního tepla z chladicího oběhu a následně byla doplněna kogenerační jednotka. Současná dodávka odpadního tepla od KJ a z chladicího oběhu přispívá k přebytkům odpadního tepla v letním a přechodném období.

6.1 POPIS OBJEKTU A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Zimní stadion byl otevřen v roce 1959, obestavěný vytápěný prostor je 3040 m³, celkový obestavěný prostor má objem 11 260 m³. Kapacita je 5000 osob, z toho 840 míst je k sezení a 4160 míst ke stání. Hrací plocha má rozměry 59,2 x 28,1 m. V zázemí je k dispozici 24 sprch.

V technologii chlazení je použit systém přímého odparu čpavku pod ledovou plochou, délka ocelového potrubí je 22 km. Aktivní sezóna s ledovou plochou je od začátku srpna do konce března.

6.1.1 ZDROJ CHLADU

Zdrojem chladu pro chlazení ledové plochy jsou dva chladicí stroje o výkonu 310 a 255 kW (při teplotách -12/35 °C), příkon motorů kompresorů je 110 a 90 kW. Tlak čpavkových par na výtlaku kompresoru je průměrně 1013 kPa, teplota par 108 až 110 °C. Chladicí stroje jsou v provozu 2010 a 1690 motohodin za sezónu. V průběhu roku je více využíván menší chladicí stroj, oba dva běží současně jen při vytváření nové ledové vrstvy v srpnu. Výpočetní množství tepla v přehřátých parách je 256 MWh.rok⁻¹ a v kondenzaci 1097 MWh.rok⁻¹. Pro chlazení kondenzátoru je na střeše administrativní budovy odpařovací kondenzátor.

6.1.2 ZDROJ TEPLA

Zdrojem tepla jsou dva plynové kotle o výkonu 2x 290 kW. Vytápěná plocha v ZS je 1015 m². Výpočtová tepelná ztráta ZS je 230 kW. Kotle jsou po osazení TČ zachovány zejména jako záložní zdroje. Hala není vytápěna. V šatnách a kancelářích jsou osazena otopná tělesa. Venkovní

výpočetní teplota v oblasti je $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. V hale je přirozené větrání zajištěno otvory v obvodových stěnách.

6.1.3 TEPELNÁ ČERPADLA

Tepelná čerpadla pro využití kondenzačního tepla byla do stávajícího systému doplněna v roce 2011. Teplo dostupné z kondenzace chladiva je akumulováno v samostatném zásobníku o objemu 6300 litrů a na využitelnou teplotu je ohříváno třemi TČ voda-voda o celkovém výkonu 159 kW. Voda ohřívána na $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ je akumulována v zásobníku o objemu 8000 litrů. Teplá voda je po ohřevu využívána k potřebám rolby a k tání ve sněžné jámě, voda je distribuována do rozdělovače/sběrače odkud je dále využívána k vytápění a alternativně k ohřevu TV. Schéma zapojení zařízení je na obrázku 6.1.4.

Každé TČ má výkon 53 kW a příkon 18,3 kW při teplotách W10W35. Současně jsou v provozu max. 2 TČ, třetí je záložní, zařízení jsou spouštěna tak, aby hodiny provozu na každém stroji byly rovnoměrné. V oběhu je bezfreonové chladivo R 410A. Celoroční COP tepelných čerpadel v kaskádě je 3,77. Tepelné čerpadlo může modulovat výkon na 25, 50, 75 nebo 100 % jmenovité hodnoty. Podle informací provozovatele ZS bylo v sezóně 2013/2014 každé zařízení v provozu 2000 motohodin za sezónu. [27]

Zjištěné provozní charakteristiky TČ byly vyhodnoceny intervalovou metodou a dále využity k bilanci energií v kapitole 6.3 [18]. Výpočetní dodaná energie do systému je 490 MWh.rok^{-1} a spotřeba elektrické energie pro pohon 130 MWh.rok^{-1} (včetně oběhových čerpadel).

Sestava akumulčních zásobníků a TČ byla modelována v programu Trnsys [25]. Cílem modelu bylo stanovit intervaly spínání TČ. V modelu byly využity komponenty vyjmenované v tabulce 6.1.3 a rozvrh od provozovatele ZS. Maximální průtok oběhového čerpadla na přívodu do TČ je $39\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ při dopravní výšce 16 m.v.s, čerpadlo na výstupu z TČ má maximální průtok $28\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ při dopravní výšce 7 m.v.s. Výpočet byl proveden pro všechny měsíce v sezóně, krok výpočtu 5 minut. Výsledky z modelu byly využity v kapitole 6.3.

Tab. 6.1.3 Seznam komponent použitých v programu Trnsys

Komponenta	Trnsys model	Popis
TČ voda-voda	type 668	Výkon a příkon TČ dle podkladů výrobce vložen externí referencí
Akumulace	type 60	Akumulační zásobníky
Průtok vody z/do akumulčních zásobníků	type 14b	Časově závislá funkce – průtok vody
Data Reader	Type 9a	Teplota vody na vstupu do nízkoteplotního akumulčního zásobníku dle kondenzační teploty chladicího stroje
Oběhové čerpadlo	type 3b	Oběhová čerpadla s proměnným průtokem

6.1.4 STÁVAJÍCÍ SYSTÉM VYUŽITÍ TEPLA Z CHLAZENÍ

Teplo přehřátých par je využíváno k ohřevu TV ve dvou zásobnících tepla o celkovém objemu 9000 litrů. V systému jsou celkem čtyři zásobníky TV, dva nové, které slouží zároveň jako akumulace tepla z přehřátých par a dva stávající, které jsou pozůstatkem předchozího systému (TV byla ohřívána plynovými kotly).

Teplo přehřátých par chladiva není možné využívat pro další spotřeby na ZS.

Distribuce tepla do otopného systému má prioritu ze zásobníku tepla KJ. V případě nedostatku tepla v tomto zásobníku je odebíráno teplo ze zásobníku tepla TČ. Jako poslední jsou spuštěny původní plynové kotle. Zásobník tepla TČ má prioritní odběr tepla pro roľbu, sněžnou jámu a poté do otopného systému.

Ve schématu zapojení na obrázku 6.1.4 je tenkými čarami propojení, které má sloužit k ohřevu zásobníků TV tepelnými čerpadly nebo ke zvýšení teploty TV. Propojení mělo sloužit při nedostatku tepla přehřátých par a zamezit využití plynových kotlů pro ohřev TV, ke kterému během provozu téměř nedochází.

6.2 KOGENERAČNÍ JEDNOTKA

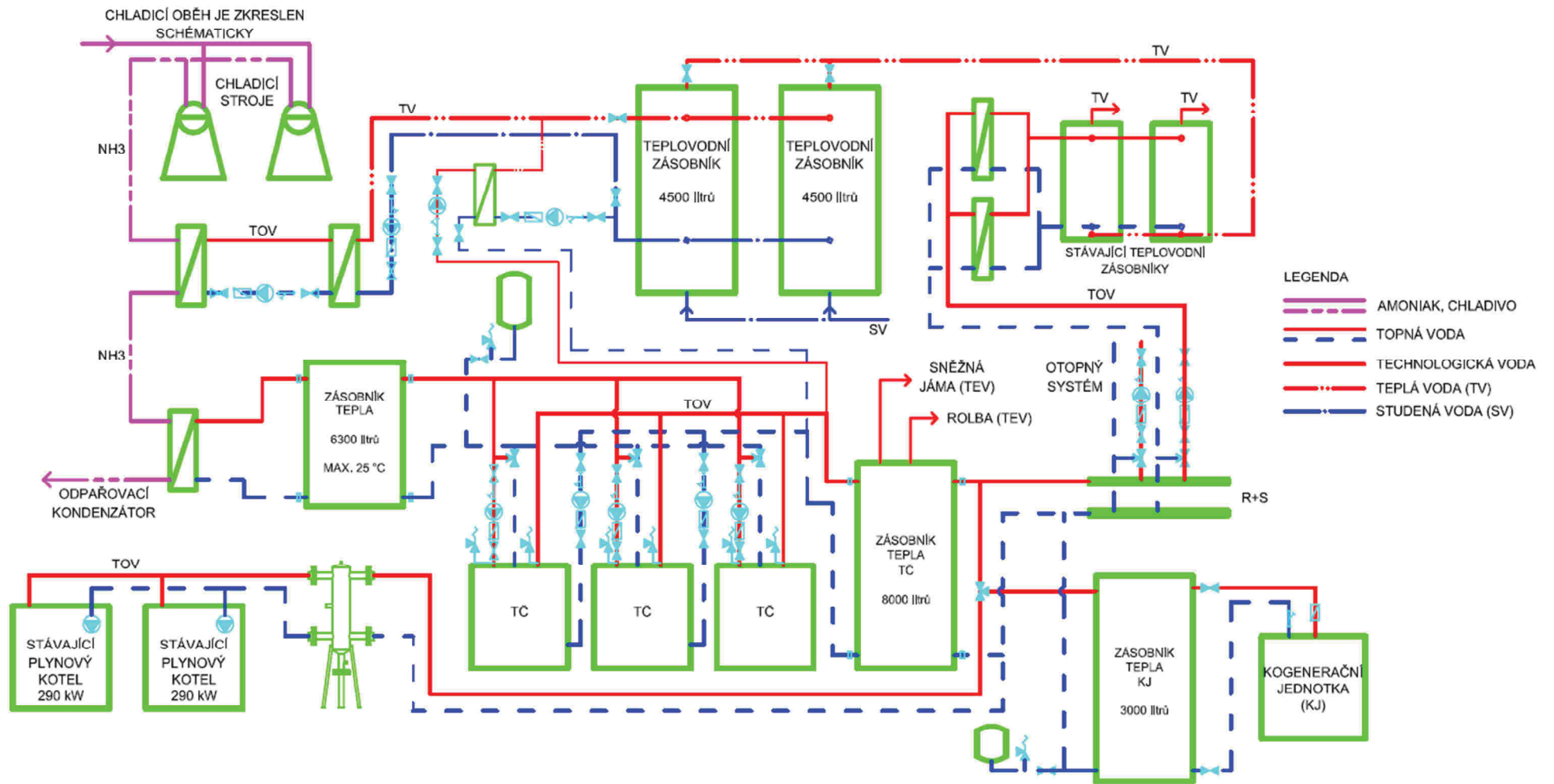
Na zimním stadionu byla instalována kogenerační jednotka (dále KJ) v roce 2012. Jednotka je vybavena pístovým spalovacím motorem na zemní plyn, generátorem na výrobu elektrické energie, tepelnými moduly a elektrickým rozvaděčem. Vysokopotenciální tepelná energie slouží k vykonání práce a poté se využije chladicí voda motoru a horké spaliny. Teplo je získáváno ze sériově napojených výměníků, chladiče oleje, chladiče primárního okruhu bloku motoru a z odcházejících spalin.

Teplá voda dodávaná do akumulacího zásobníku má teplotu až 90 °C. Teplotní spád přívodu a zpátečky kogenerační jednotky by měl být 20 °C. Vstupní teplota do sekundárního okruhu je minimálně 30 a maximálně 70 °C, pro dlouhodobý provoz je doporučeno, aby teplota zpátečky byla vyšší než 50 °C.

Návrh kogenerační jednotky byl proveden podle potřeby elektrické energie. Jednotku lze provozovat na 100, 75 nebo 50 % výkonu. Kogenerační jednotka má při jmenovitých podmínkách elektrický výkon 105 kW a tepelný výkon 138 kW (400V/ 50 Hz; 90/70 °C). Jmenovitý příkon v palivu je 282 kW a spotřeba zemního plynu 29,9 m³.h⁻¹. Při jmenovitých podmínkách je elektrická účinnost 37,2 % a tepelná účinnost 51,8 %. [28]

Kogenerační jednotka je kombinovaným zdrojem elektřiny a tepla a její ekonomický přínos je podmíněn efektivním využitím obou forem vyráběné energie. Využití tepla je velmi důležité, protože přebytky elektřiny lze dodávat do sítě, přebytky tepla na tomto ZS nelze. Vyrobená elektrická energie je využita pro provoz chladicích strojů a TČ, přebytky jsou distribuovány do sítě. Teplo je akumulováno v zásobníku tepla o objemu 3000 litrů a využito v ZS. V případě, že ze zásobníku tepla není odběr do soustavy, je KJ vybavena externím chladičem a obtokem spalínového výměníku.

Kogenerační jednotka je řízena podle spotřeby elektřiny a tomu je podmíněna výroba tepla. Poměr mezi vyrobenou tepelnou a elektrickou energií nelze měnit. Jmenovitý poměr je udáván výrobcem, ale jeho hodnota závisí na provozních parametrech, na zatížení jednotky a teplotním režimu sekundárního okruhu pro dodávku tepla. S růstem teploty v sekundárním okruhu a snížením zatížení KJ se poměr dodávky tepla zvyšuje. Celková účinnost zařízení zůstává téměř stejná, ale z dodaného plynu je větší část převedena na teplo.



Obr. 6.1.4) Schéma zapojení v ZS 4

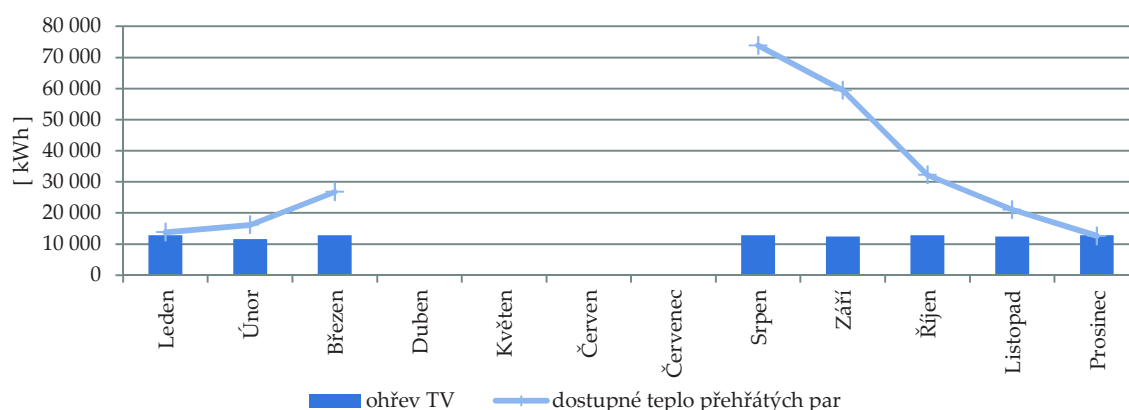
6.3 BILANCE ENERGIÍ

Do bilance tepla byla využita data o spotřebě vody pro rolbu, spotřebě tepla na vytápění a o spotřebě TV pro jeden rok poskytnutá správce ZS.

Dostupné odpadní teplo na zimním stadionu:

- Z přehřátých par chladiva o teplotě max. 55 °C,
- Z kondenzace chladiva, které je povýšeno TČ na 60 °C,
- Z kogenerační jednotky max. 90 °C.

Teplo přehřátých par je využíváno pouze k ohřevu TV. Potřeba tepla je pokryta ve všech měsících v sezóně. Tímto způsobem zapojení je využito jen 39 % z dostupného tepla. Zbylých 61 % je odváděno pomocí odpařovacího kondenzátoru do venkovního prostředí. Ačkoliv jsou využity objemné zásobníky TV, množství dostupného tepla převyšuje spotřebu a způsob zapojení neumožňuje teplo využít pro jiné účely.



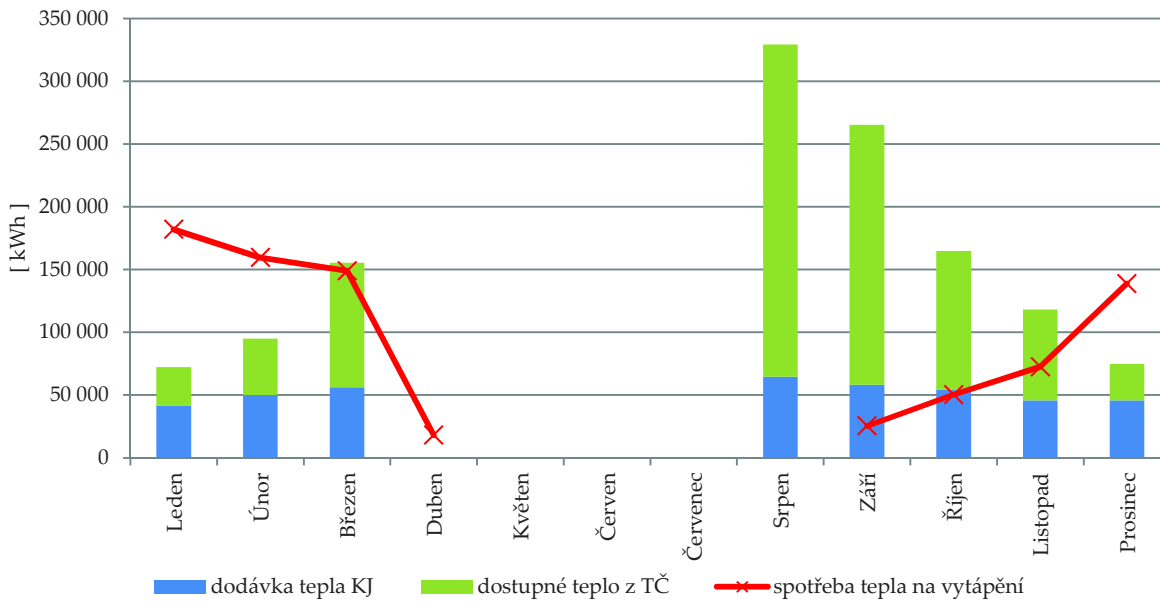
Obr. 6.3.1) Bilance tepla přehřátých par chladiva

Z zásobníku tepla TČ je voda využita k tání ledu ve sněžné jámě, k ohřevu vody pro rolbu a také pro teplovodní vytápění šaten a administrativních prostor. Z celkového dostupného kondenzačního tepla je podle výpočtu využito 42 %.

Kogenerační jednotka je v provozu od srpna do konce března, tzn. 5832 motohodin za sezónu a vyrobí 227,8 MWhe, 1500 GJ tepla a spotřebuje 80 750 m³ zemního plynu. Elektrická energie je využita pro pohon chladicího stroje, pro pohon TČ a přebytky jsou prodávány do veřejné sítě. Hodnocení KJ předpokládá výkon a příkon při jmenovitých podmínkách.

Teplo vyrobené kogenerační jednotkou je distribuováno do okruhu teplovodního vytápění. Zapojení umožňuje také využití tepla pro ohřev TV, ale z bilance energií vyplývá, že pro zajištění potřeby tepla pro ohřev TV dostává teplo z přehřátých par chladiva.

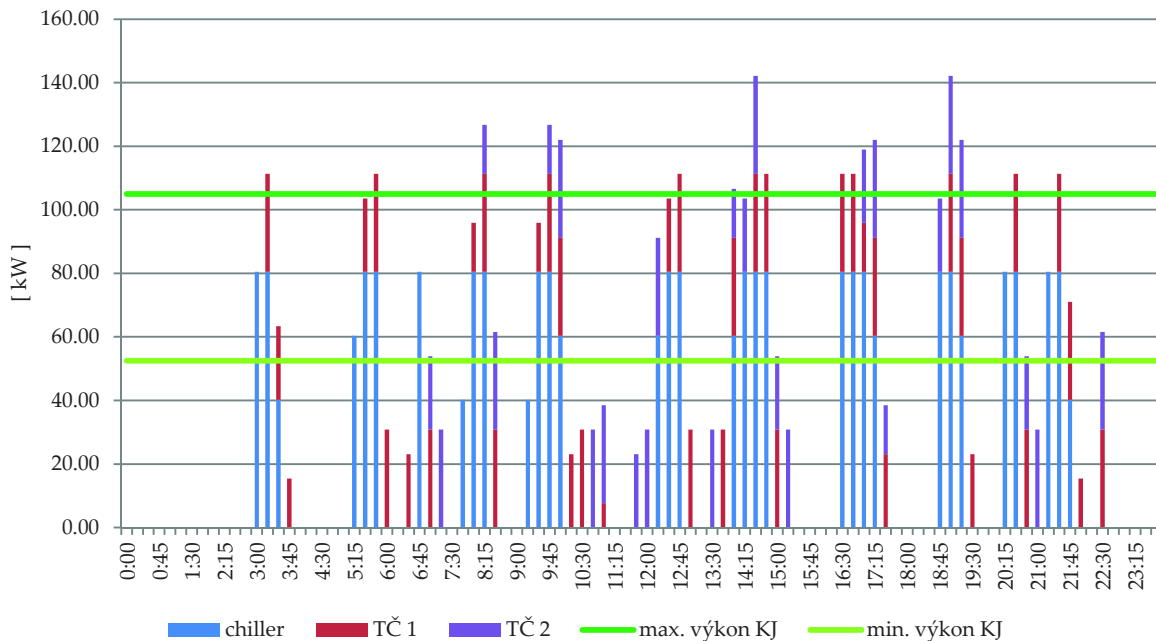
V grafu na obrázku 6.3.2 je sloupcovými diagramy znázorněna dodávka tepla KJ a maximální dostupné teplo na výstupu z TČ, kde před vytápěním má přednost dodávka tepla do sněžné jámy a rolby. KJ zajistí dodávku tepla pro 48 % z celkové potřeby tepla na vytápění. Kombinace TČ pro využití tepla kondenzace chladiva a odpadního tepla z výroby elektrické energie přispívá ke zvýšení přebytku odpadního tepla ve čtyřech měsících sezóny (polovina sezóny).



Obr. 6.3.2) Bilance tepla z KJ a TČ a potřeba tepla na vytápění

V grafu na obrázku 6.3.3 jsou čtvrt hodinová maxima příkonu chladicího stroje a dvou TČ pro víkendový provoz v říjnu. Vstupními údaji do grafu byl harmonogram provozu ZS, spínání zařízení z interního monitoringu MaR a simulace v programu Trnsys [25].

Kogenerační jednotka byla dimenzována podle potřeby elektrické energie a její max. výkon téměř odpovídá spotřebě jedné chladicí jednotky. Současný chod chladicí jednotky a dvou TČ na plný výkon poháněných elektřinou z KJ není možný. Úkolem MaR je zajistit postupné spínání chilleru a TČ tak, aby byly poháněny elektřinou z KJ v maximální míře. Podle výsledků bilance instalovaná KJ zajistí max. 60 % potřeby elektrické energie chillerů a TČ za sezónu.



Obr. 6.3.3) Čtvrt hodinová maxima příkonu TČ a chilleru a rozsah výkonu KJ

6.4 PROSTÁ NÁVRATNOST INVESTICE

V samostatných zdrojích je elektrická energie získávána s nižší celkovou účinností než v KJ, které vyrábí i tepelnou energii, která je využita. Ekonomická návratnost KJ je závislá na tom, jak je zhodnocena vyrobená elektrická a tepelná energie. Výpočet prosté návratnosti bere v úvahu předpoklad, že KJ je využita jako náhrada plynové kotle s účinností n_{kotel} 70 % a vyrobená elektrická energie nahradí odběr z veřejné sítě pro pohon chladicích jednotek a TČ v rozsahu popsaném v kapitole 6.3.

Cena za odběr zemního plynu C_f je 2540 Kč.MWh⁻¹ a za elektrickou energii C_e 3010 Kč.MWh⁻¹ [19]. Investiční náklady na KJ, akumulární zásobník a související instalace byly 4,5 mil Kč. Náklady na údržbu jsou 75 000 Kč za sezónu. Do výpočtu prosté návratnosti vstupují měrné náklady na údržbu C_m a měrné investiční náklady C_i . Provozní doba KJ, označená T_y , je 5832 hodin za sezónu. Tepelný výkon P_t , elektrický výkon P_e a příkon P_f je uveden v kapitole 6.2. Výpočet prosté návratnosti je proveden podle vzorců (1) až (6) [29].

Kogenerační jednotka není v provozu mimo sezónu, odprodej elektrické energie není do výpočtu prosté návratnosti započítán (není započítána podpora pro vysoce účinnou výrobu elektrické energie a tepla vyhlášenou Energetickým regulačním úřadem) [30]. Prostá návratnost podle níže uvedených vzorců vychází 10 let. Je to doba kratší než životnost zařízení.

Poměrné zvýšení spotřeby zemního plynu oproti kotli podle vzorce (6.4-1):

$$K_{af} = \frac{P_f - \frac{P_t}{n_{kotel}}}{P_e} [-] \quad (6.4-1)$$

Náklady na zvýšenou spotřebu paliva podle vzorce (6.4-2):

$$C_{af} = C_f \cdot K_{af} [\text{Kč.kWh}^{-1}] \quad (6.4-2)$$

Hrubá měrná úspora pro zhodnocení vyrobené elektřiny podle vzorce (6.4-3):

$$S_g = C_e - C_{af} [\text{Kč.kWh}^{-1}] \quad (6.4-3)$$

Čistá měrná úspora po odečtení nákladů na údržbu podle vzorce (6.4-4):

$$S_n = S_g - C_m [\text{Kč.kWh}^{-1}] \quad (6.4-4)$$

Roční čistá měrná úspora podle využití KJ podle vzorce (6.4-5):

$$S_{ny} = S_n \cdot T_y [\text{Kč.kWh}^{-1} \cdot \text{rok}^{-1}] \quad (6.4-5)$$

Prostá návratnost investice podle vzorce (6.4-6):

$$PN = \frac{C_i}{S_{ny}} [\text{rok}] \quad (6.4-6)$$

6.5 VYHODNOCENÍ

Po instalaci TČ voda-voda využívajících jako nízkopotenciální zdroj kondenzační teplo chladiva z chladicího oběhu se snížila spotřeba plynu na vytápění, tání ve sněžné jámě a ohřevu vody pro rolbu o 56 070 m³.rok⁻¹ v porovnání s původními plynovými kotly. Z celkového množství tepla kondenzace bylo možné využít max. 54 %.

Po instalaci KJ se snížil potenciál využití TČ, resp. odpadního tepla z kondenzace, k teplovodnímu vytápění o 12 %. Z dostupného množství tepla kondenzace chladiva lze při daném zapojení a

nastavených prioritách využít max. 45 %. Odpadním teplem z KJ je zajištěno 34 % z roční potřeby tepla na vytápění.

Hlavní nevýhodou způsobu zapojení na obrázku 6.1.4 je nízký potenciál využití tepla přehřátých par chladiva. Více než polovina, 61 % z dostupného tepla o teplotě k přímému využití bez dohřevu, je bez užitku mařena ve venkovním prostředí.

6.6 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Na ZS 4 byla v první etapě modernizace instalována tři TČ k využití nízkoteplotního skupenského tepla kondenzace čpavku chladicího systému. Teplá voda byla využívána k vytápění, tání ledové tříště ve sněžné jámě a ohřevu vody pro rolbování.

V druhé etapě byla doplněna KJ, která dodává elektřinu pro pohon zařízení na ZS a teplo využívané převážně k vytápění.

Tímto **se snížil podíl využití TČ k teplovodnímu vytápění na ZS**, množství mařeného tepla odpařovacími kondenzátory se zvýšil o 100 MWh za sezónu.

Při postupné instalaci různých systémů, které mají účelně využívat druhotné teplo, které vzniká jako vedlejší produkt hlavní výroby, v tomto případě chlazení a výroby elektrické energie, je nutné **brát v úvahu vliv časové nerovnoměrnosti dodávky a odběru tepla**. K nerovnoměrnosti dodávky a odběru tepla dochází v průběhu dne i v průběhu roku.

Navrhovaným řešením je:

- Změna způsobu zapojení a priorit distribuce odpadního tepla a případné rozšíření dodávky do sousedních objektů sportovních areálů.
- Tímto by byla zkrácena ekonomická doba návratnosti TČ i KJ.

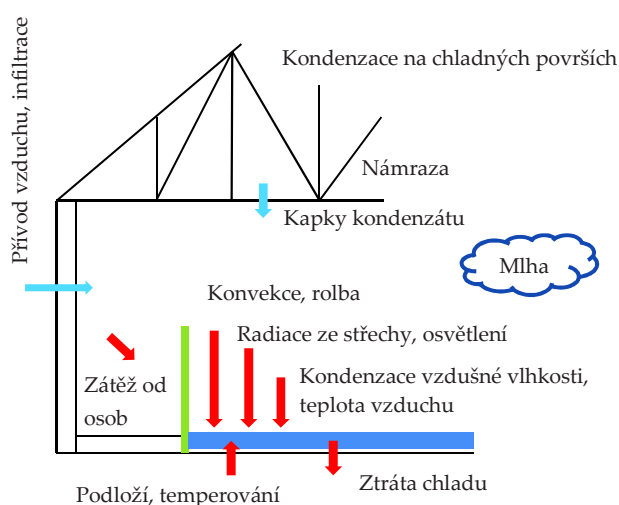
KAPITOLA 7

SIMULACE TEPLOTNÍHO CHOVÁNÍ KONSTRUKCE LEDOVÉ PLOCHY S TEMPEROVÁNÍM

Kapitola je zaměřena na problematiku využití nízkoteplotního odpadního tepla z chladicího oběhu k temperování podloží na zimním stadionu ZS 2. Předmětem je analýza velikosti tepelného toku a průběhu teplot ve skladbě konstrukce mezi registrem chlazení ledové plochy a registrem temperování podloží pod ledovou plochou. Tepelné toky a teploty v konstrukci pro variantní teploty temperovací kapaliny zjištěné simulací konstrukce, vedou ke stanovení možných úspor při provozování ledové plochy. V článku jsou využita data z měření in situ, místním systémem měření a regulace byly evidovány teploty ledu a teploty temperovací kapaliny. Zjištěné hodnoty sloužily ke kalibraci modelu v programu CalA. Výpočetní model využívá nestacionární 2D simulace teplotního chování ledové plochy s podložím, zahrnující fázovou změnu ledu a tepelné sálání mezi ledovou plochou a střešou. Z výsledků modelované skladby konstrukce je patrné, že část tepelného toku z vrstvy temperování prochází do vrstvy chlazení.

7.1 TEPELNÉ ZÁTĚŽE NA LED UVAŽOVANÉ V SIMULACI

Tepelná zátěž na ledovou plochu působí vedením, prouděním a sdílením tepla sáláním. Prouděním na led působí vzduch v hale v závislosti na své teplotě a vlhkosti. Sálání se střešní konstrukcí a od instalovaného osvětlení společně tvoří část tepelné zátěže radiací. Tepelná zátěž vedením je způsobena rolbováním, přestupem tepla ze souvrství temperování, ztrátami chladu z rozdělovače a sběrače, od čerpání chladiva a také tepelnými zisky od sportovců na ledu. [31]



Obr. 7.3.2) Schématický řez halou s ledovou plochou a tepelné zátěže na led

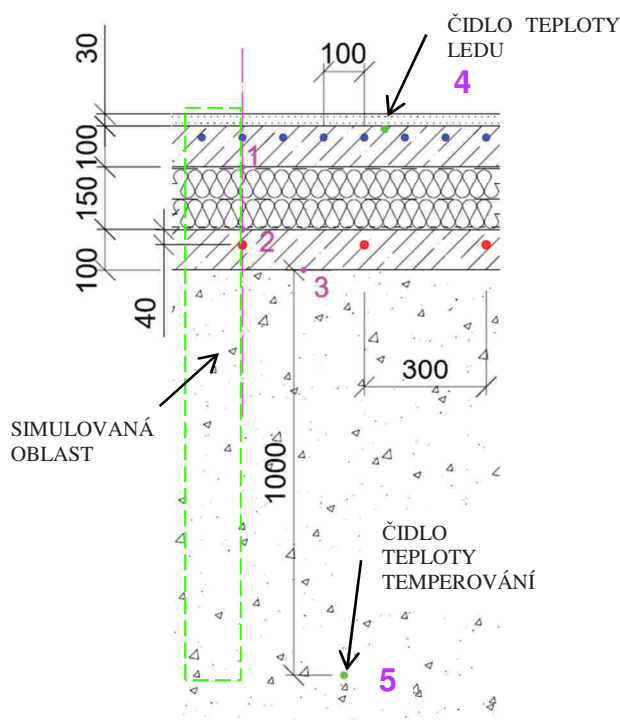
7.2 TEORIE

Dlouhodobým chlazením ledové plochy a souvrství může dojít k narušení podloží, k vyboulení a nevratnému poškození dané konstrukce, pokud je založena na rizikových zeminách. Temperování slouží jako prevence podchlazení a postupného zmrazení podloží z namrzavých zemin. Předmětem kapitoly je vyhodnocení tepelného toku v souvrství konstrukce v závislosti na teplotách temperovací kapaliny a tloušťce tepelné izolace.

V návaznosti na řešenou problematiku publikace [32] se zabývá modelováním velikosti tepelné zátěže na ledovou plochu a uvádí, že největší tepelná zátěž je způsobena sáláním od střešní konstrukce. Problematice kondenzace vlhkosti na střešní konstrukci, možností předcházení tohoto vlivu a s tím související dopad na tepelnou zátěž sáláním je věnován článek [33]. Podmínky, které musí v podloží pod trvale chlazenou plochou nastávat, aby došlo k jejímu podchlazení a poškození, jsou podrobně vysvětleny v článku [34].

7.3 ŘEŠENÁ SKLADBA KONSTRUKCE

Na řešeném zimním stadionu je skladba konstrukce s ledovou plochou viz obrázek 7.3.1. Tloušťka ledu je 30 mm. Ocelové potrubí chlazení průměru 22 mm je zabudováno v betonové roznášecí desce tloušťky 100 mm. Osová vzdálenost mezi potrubím chlazení je 100 mm. Vrstva tepelné izolace je z extrudovaného polystyrenu tloušťky 150 mm. Plastové potrubí temperování podloží o průměru 20 mm je zabudováno v nosné betonové desce tloušťky 100 mm. Osová vzdálenost potrubí temperování je 300 mm.



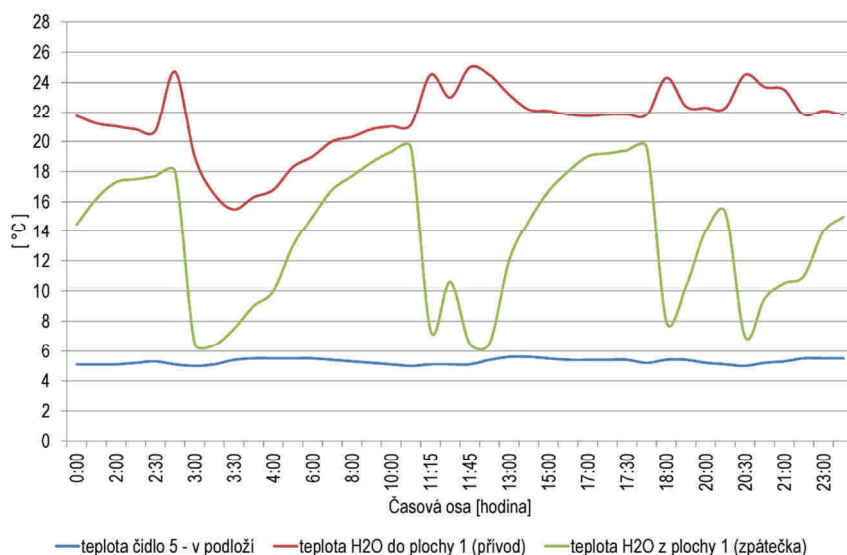
Obr. 7.3.1) Skladba konstrukce na zimním stadionu

Na horním povrchu betonové desky s chladicím potrubím je osazeno čidlo pro měření teploty ledové plochy, na obrázku 7.3.1 je označeno číslem 4. Teplota betonové desky je regulovanou veličinou. Čidla jsou v ploše osazena 4 a výsledná teplota je průměrem všech hodnot.

Čidlo teploty zeminy v podloží je osazeno cca 1000 mm pod betonovou deskou s potrubím temperování, na obrázku 7.3.1 je označeno číslem 5. Teplota zeminy je regulovanou veličinou.

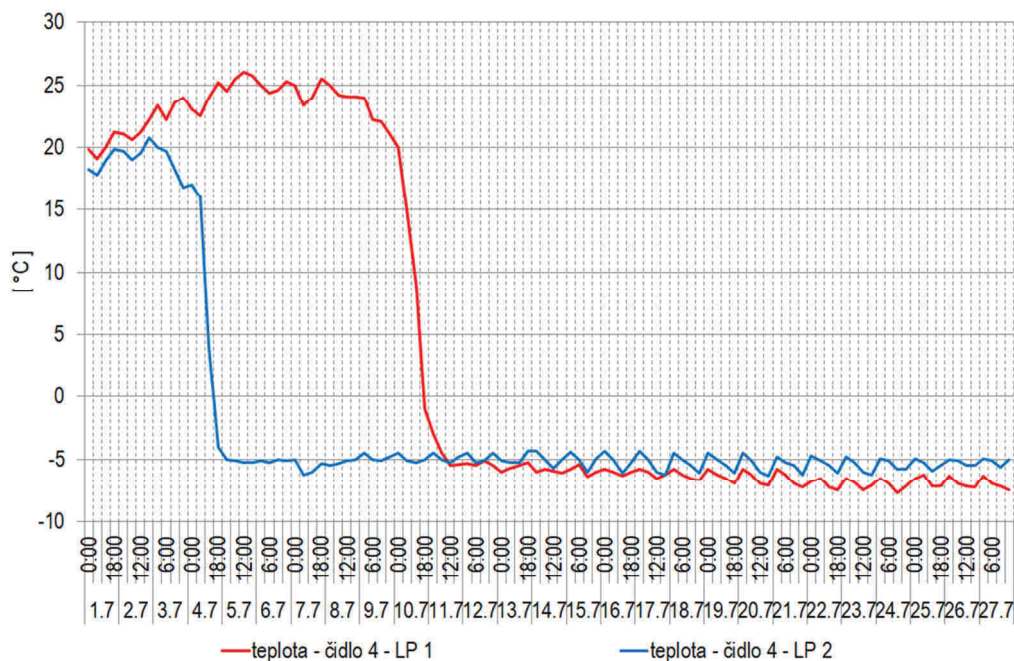
7.4 TEPLoty LEDU A PODLOŽÍ MĚŘENÉ IN-SITU

V grafu na obrázku 7.4.1 jsou průběhy teploty kapaliny na přívodu a zpátečce potrubí temperování podloží měřené na rozdělovači a sběrači a také naměřená teplota čidlem v podloží ze dne 10.1.2015. Interval měřených teplot je 5 minut. Kapalínou pro temperování je upravená voda, která je ohřívána latentním teplem kondenzace chladiva.



Obr. 7.4.1) Průběh teploty přívodu a zpátečky, hodnoty z čidla temperování ze dne 10.1.2015

Teplota na čidle v podloží se pohybuje od 4,3 do 5,6 °C. Teplota na přívodu osciluje mezi 17,5 až 27 °C, průměrná teplota je 22,8 °C. Teplota na vratném potrubí je 10,5 až 22 °C, průměrná hodnota 16 °C. Teplotní spád mezi přívodem a zpátečkou je 7 K. Uvedené teploty jsou z dat pro leden 2015.



Obr. 7.4.2) Teplota povrchu hlavní a tréninkové hrací plochy v červenci 2015

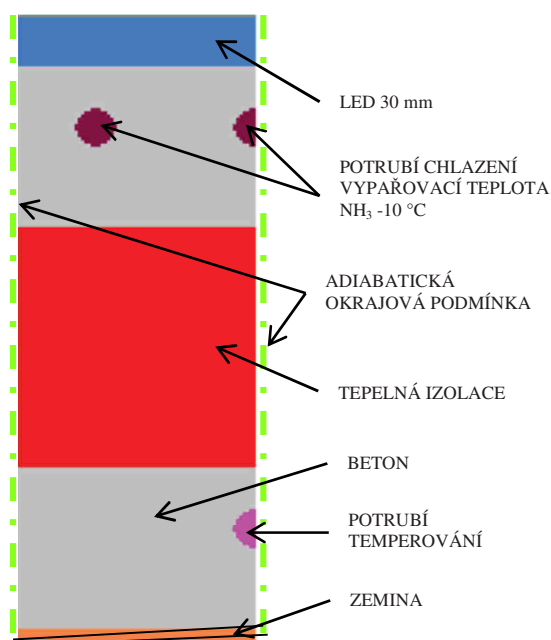
Teplotní průběh vychlazování ledových ploch na začátku sezóny v červenci je na obrázku 7.4.2. Modrá křivka zobrazuje postup chladnutí betonové desky a vody až po změnu skupenství na led o teplotě $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ na tréninkové ploše. Hlavní ledová plocha, znázorněna červenou křivkou, je vychlazována o pět dnů později.

Postup tvorby ledové plochy probíhal tak, že po očištění betonové desky byly spuštěny všechny chladicí stroje na maximální výkon, dokud beton nedosáhl teplot -4 až $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Poté byly nanášeny hadicemi vrstvy vody tloušťky 5 mm, které na betonu zamrzaly. Druhá vrstva ledu byla natřena na bílou barvu, na kterou následovala další vrstva vody. Poté bylo možné na led připravit lajny a reklamy. Nakonec byla doplněna poslední vrstva vody až do požadované finální tloušťky ledu (zde 30 mm).

Maximální možný výkon chladicích strojů pro obě dvě plochy je 882 kW pro výpočetní jmenovitý stav $-12/35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Chladicí stroje připraví plochu s ledem o požadované teplotě za 24 hodin. Po tom, co je ledová plocha vytvořena, lze v grafu vidět noční útlumy, kdy se teplota ledu zvýší o $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Podrobnější parametry chladicího oběhu jsou v kapitole 3.

7.5 VÝPOČETNÍ MODEL V PROGRAMU CALA

Souvrství konstrukce ledové plochy bylo modelováno v programu CalA [35]. Počáteční teplota v konstrukci byla nastavena na $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, což odpovídá přibližně teplotě neovlivněné zeminy a počáteční teplotě vody. V tabulce 7.5.1 jsou uvedeny tepelně technické vlastnosti použitých materiálů. Změna skupenství vody na led byla definována třemi proměnnými parametry závislými na teplotě tekutiny (tepelná vodivost, hustota, měrná tepelná kapacita). Chlazení a temperování je v provozu vždy současně v období od července do konce dubna, zbytek roku není ledová vrstva udržována. V modelu bylo uvažováno, že v hale je systém řízeného větrání s odvlhčováním.



Obr. 7.5.2) Schéma výpočetního modelu

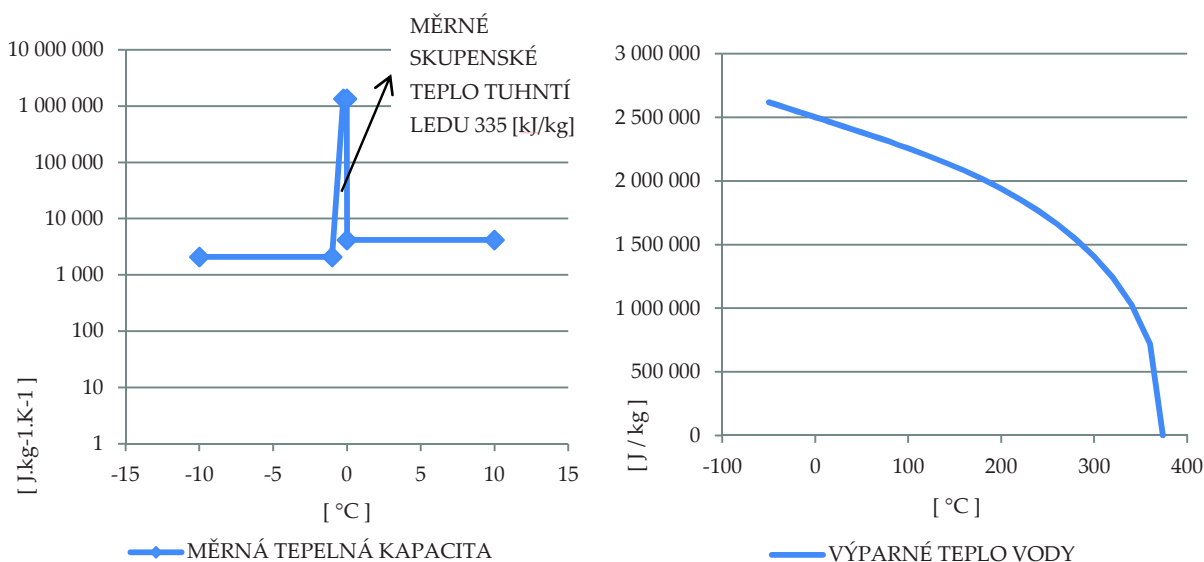
Rozhraní materiálů v místě betonové konstrukce s potrubím chlazení a TI je označeno jako bod 1, rozhraní TI a betonové konstrukce s potrubím temperování je označeno jako bod 2.

Vyhodnocení pro kritický bod s nejvyšším rizikem zamrznutí podloží je označen bod 3, viz obrázek 7.3.1.

Šířka modelu je 150 mm a diskreditace výpočetní sítě je 2x2 mm.

Tab. 7.5.1 – Tepelně technické vlastnosti materiálů

	λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	ρ [kg.m ⁻³]	c [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Tepelná izolace	0,035	33	2060
Beton	1,23	2100	1020
Zemina	1,4	1800	600
Vzduch v hale	1000	1,2	1010
Voda-led	Proměnná v závislosti na teplotě	Proměnná v závislosti na teplotě	Proměnná v závislosti na teplotě



Obr. 7.5.1) Měrná tepelná kapacita a výparné teplo vody

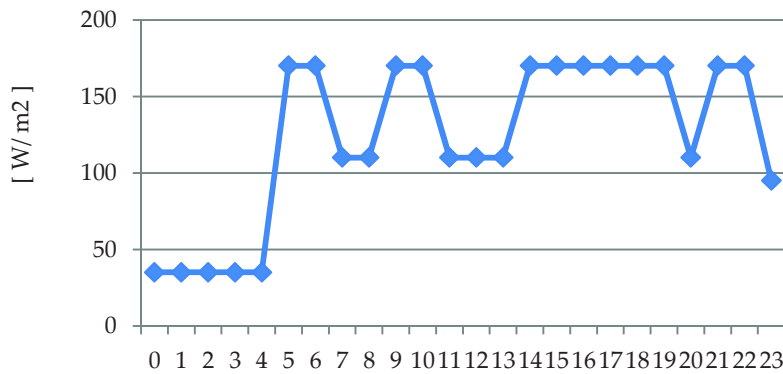
Důraz byl kladen zejména na změnu skupenství vody na led. Do modelu byly zadány proměnné veličiny viz tabulka 7.5.1, ale i výparné teplo vody v závislosti na teplotě viz grafy na obrázku 7.5.1.

7.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Modelovaná konstrukce a okrajové podmínky na povrchu budoucího ledu (na začátku simulace je zde voda) jsou graficky znázorněny na obrázku 7.6.2.

Bezprostředně na vodní hladině je zaveden vnitřní zdroj tepla, který nahrazuje vliv tepelného toku odparem během zmrazování vody. Tento zdroj jen během změny skupenství. Na obrázku 7.6.2 označeno Vrstva „A“.

V modelu je vytvořena vrstva, která simuluje koeficient přenosu tepla konvekcí (tepelné zisky prouděním) a vnitřní tepelné zisky sáláním ze střešní konstrukce (souvisí s emisivitou povrchu střechy). Na obrázku 7.6.2 označeno Vrstva „B“.

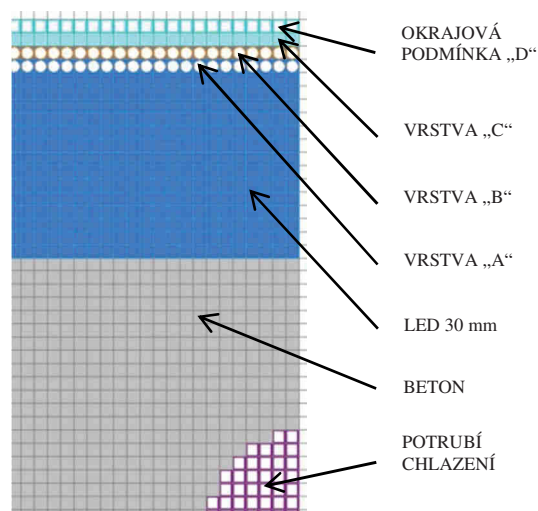


Obr. 7.6.1) Tepelná zátěž od úpravy ledové plochy rolbou, od osob, vzdušné vlhkosti a osvětlení na ledovou plochu v průběhu dne

Následuje vrstva, která představuje vzduch v hale a tepelné zisky na ledovou plochu tzn. zisk z úpravy ledové plochy rolbou, od osob, vzdušné vlhkosti, osvětlení. Teplota suchého teploměru vzduchu v hale je zadána 10 až 15 °C, v měsících, kdy není udržována ledová plocha (duben, květen, červen) je teplota vzduchu v hale stejná jako venkovní teplota. Tepelné zátěže jsou modelovány podle harmonogramu obsazenosti a požadované intenzity osvětlení hodnotami viz graf na obrázku 7.6.1. Na obrázku 7.6.2 označeno Vrstva „C“.

Nejvzdálenější od ledové plochy je zavedena podmínka zohledňující distribuci přiváděného vzduchu do haly, schopnost promíchání proudů vzduchu a také teplotní vliv přivodního vzduchu na průměrnou teplotu v hale. Okrajová podmínka je definována součinitelem přestupu tepla vzduchové vrstvy je $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ (intenzivní vliv vzduchu na led v hale) a teplotou přivodního vzduchu. Skutečná teplota vzduchu nad ledovou plochou je ovlivněna i teplotou ledové plochy a vnitřními tepelnými zisky, stanovení teploty vzduchu nad ledem není předmětem tohoto modelu. Na obrázku 7.6.2 označeno Okrajová podmínka „D“.

Se zvyšující se rychlostí proudění vzduchu nad vodní hladinou se přestup tepla zvyšuje. Pokud je rychlost proudění vzduchu kolem budoucí ledové plochy nízká je odpor při přestupu tepla vyšší. Rychlost proudění vzduchu a tudíž součinitel přestupu mají velký vliv na rychlost zamrzání vodní hladiny. [36]



Obr. 7.6.2) Detail výpočetní sítě a okrajové podmínky, diskretizace sítě 2x2 mm

Součinitel přestupu tepla byl stanoven pro rozhraní materiálů par čpavku do ocelového potrubí a temperovací kapaliny do plastového potrubí. Teplota chladiva v potrubí je -10 °C , teplota temperovací kapaliny je proměnná od 20 do 25 °C v závislosti na požadované kondenzační teplotě (proměnná v závislosti na venkovní teplotě mokrého teploměru). Chlazení a temperování je v provozu vždy zároveň.

Na dolním okraji modelu je zavedena Newtonova podmínka, je zadán součinitel přestupu tepla zeminy. Součinitel přestupu tepla byl stanoven podle vzorců (7.6-1). Do simulace byla použita teplota neovlivněné zeminy v hloubce $d = 100\text{ m}$ pod povrchem, hodnota $10,96\text{ °C}$ [42]. Tepelná vodivost zeminy viz tabulka 7.5.1.

$$U = \frac{1}{R} \rightarrow R = \frac{d}{\lambda} \rightarrow U = \frac{\lambda}{d} \quad (7.6-1)$$

$$U = \alpha \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

kde: U Součinitel prostupu tepla $[\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}]$

R Tepelný odpor $[\text{m}^2\text{.K.W}^{-1}]$

α Součinitel přestupu tepla $[\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}]$

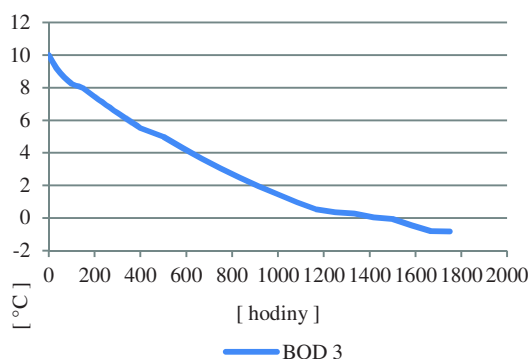
λ Tepelná vodivost $[\text{W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}]$

7.7 KALIBRACE VÝPOČETNÍHO MODELU

Pro kalibraci modelu byly využity hodnoty z in-situ měření evidované místním systémem MaR. Teploty přívodní temperovací kapaliny jsou v simulaci v rozmezí nejčastěji se vyskytujících hodnot z měření, tedy 20 až 25 °C . Čidlo teploty v zemině je umístěno v hloubce 1 m pod betonovou deskou osově uprostřed mezi potrubím přívodu a zpátečky systému temperování a v tomto místě byly sledovány zjištěné hodnoty modelováním. Měřené teploty v podloží jsou v lednu $4,3$ až $5,6\text{ °C}$ v hloubce 1 m a podle těchto byl model kalibrován (čidlo 5). Druhým sledovaným parametrem byla teplota ledu na čidle označeném číslem 4.

7.8 VÝSLEDKY SIMULACE KONSTRUKCE

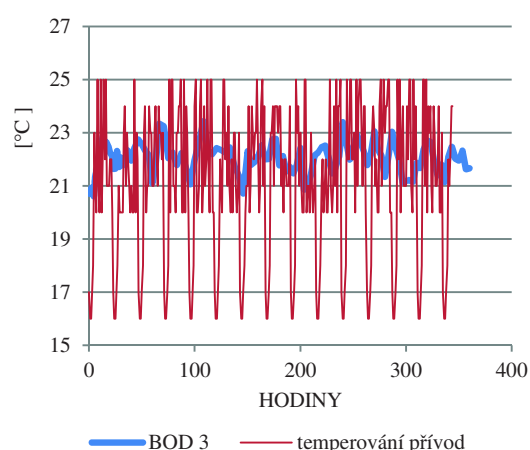
Simulace byly provedeny pro skladbu konstrukce uvedenou na obrázku 7.3.1 včetně vrstvy zeminy do hloubky 1 m . Konstrukce byla pro porovnání výsledků modelována i bez potrubí temperování v betonu. Bod 3 byl zvolen pro vyhodnocení jako nejkritičtější bod z hlediska začátku zamrzání podloží. Počáteční teplota ve všech simulacích byla zvolena 10 °C .



Obr. 7.8.1) Průběh teploty v bodě 3 konstrukce bez potrubí temperování – kritický bod s nejvyšším rizikem zamrnutí

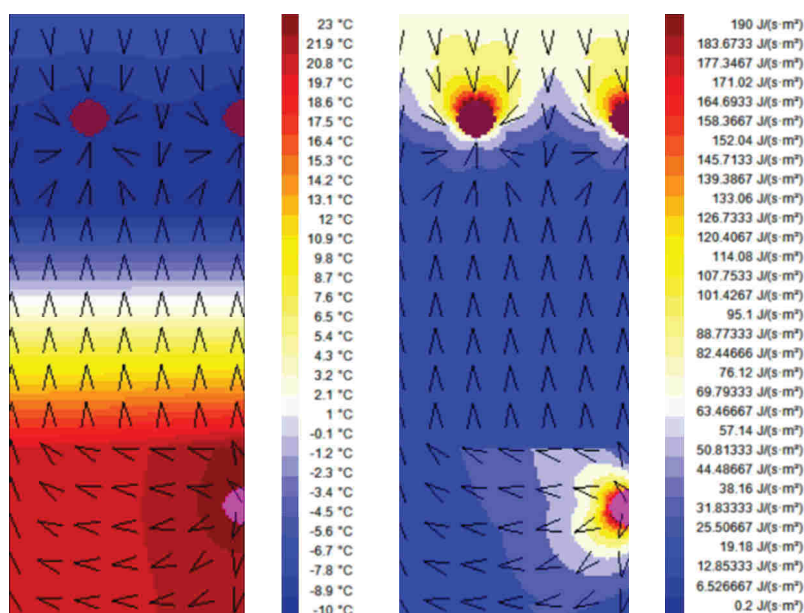
Bod 3 v souvrství bez temperování dosáhne teploty $-0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ po 61 dnech chlazení. Chlazení je v provozu bez přestávek a vypařovací teplota chladiva je konstantní $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Průběh teploty v daném bodě je zobrazen v grafu na obrázku 7.8.1.

Průběhy teplot v bodě 3 reálné konstrukce s instalovaným potrubím aktivace podloží a teploty na přívodním potrubí jsou na obrázku 7.8.2. Průměrná teplota temperovací kapaliny (včetně večerních útlumů) je $22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Teploty v bodě 3 se pohybují v rozmezí od $20,6$ do $23,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ v závislosti na teplotě temperovací vody. Na obrázku je odezva teploty v nejkritičtějším bodě, který je nejvíc ovlivněn chlazením. Obrázek dokazuje, že instalací potrubí temperování podloží zde teplota neklesá a závisí na teplotě temperovacího média. Pokud je v bodě 3 teplota nad bodem mrazu, předpokládá se, že v celé konstrukci je teplota vyhovující.



Obr. 7.8.2) Průběh teploty v bodě 3 konstrukce se zjištěnými teplotami v potrubí temperování

Na obrázku 7.8.3 jsou průběhy teploty a měrného tepelného toku v řezu konstrukce po 8 dnech provozu. Z výsledků je patrné, že podloží je ohříváno na teploty vyšší, než je nutné jako prevence promrzání podloží.



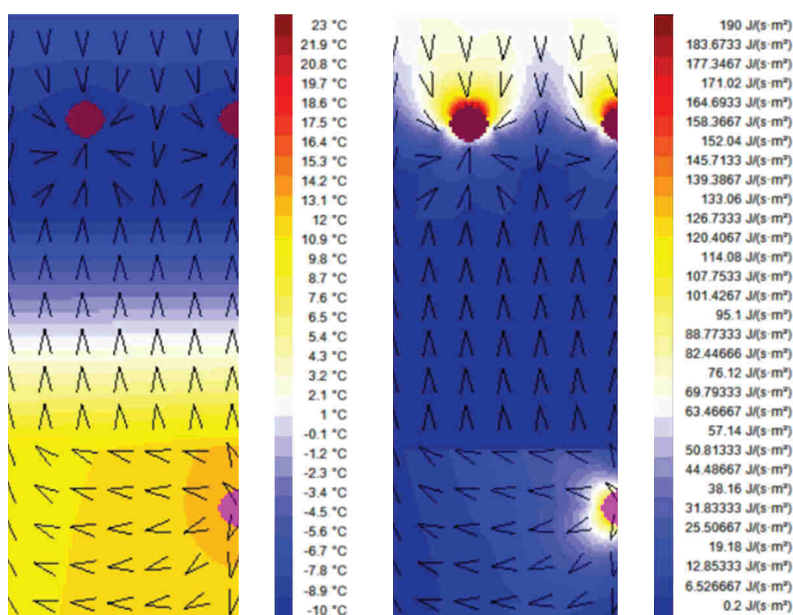
Obr. 7.8.3) Charakteristické rozložení teploty a měrného tepelného toku při nestacionárním chování a teplotách temperovacího média zjištěných in-situ

7.9 ZMĚNA TEPLoty PŘÍVODNÍ KAPALINY V POTRUBÍ TEMPEROVÁNÍ

Na základě výsledků předchozích simulací bude v této kapitole zjišťován dopad snížení teploty temperovacího média.

Způsob získání a využití latentního tepla kondenzace chladiva z chladicího oběhu je řešen tak, že z akumulační nádrže latentního tepla chladiva je odebírána voda, která bez ohřevu nebo ochlazení proudí do potrubí temperování. Tento způsob řešení ze ZS1 je porovnán s řešením v objektu ZS3. V objektu ZS3 je do chladicího oběhu zaražen dochlazovač kapalného chladiva, který umožní ohřev kapaliny na teploty nižší. V dalších výpočtech jsou uvažovány teploty temperovací vody 9 až 15 °C. Zapojení dochlazovače je na schématu zapojení v kapitole 5, obrázek 5.1.4.

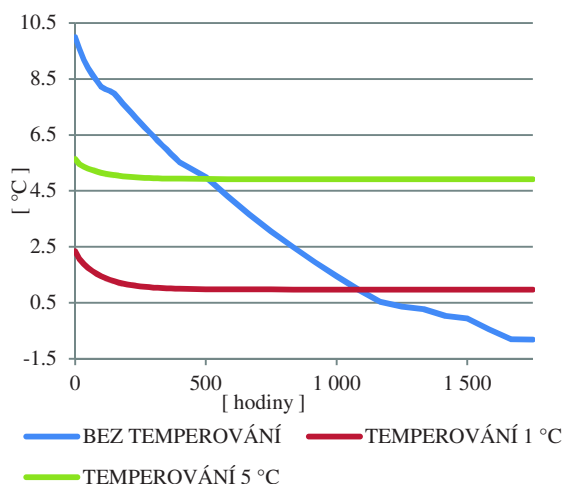
Popsaná skladba konstrukce byla modelována s nižšími teplotami temperovací kapaliny, ostatní parametry modelu zůstaly zachovány. Na obrázku 7.9.2 jsou průběhy teploty a měrného tepelného toku v řezu konstrukce po 8 dnech provozu. Výsledky potvrzují razantní snížení teploty i tepelného toku z vrstvy temperování vzhůru k tepelné izolaci a ledu. Průměrná teplota pro 360 hodin simulace v bodě 2 se po snížení teploty temperovací vody snížila o 11,7 °C.



Obr. 7.9.2) Charakteristické rozložení teploty a měrného tepelného toku při nestacionárním chování a teplotách temperovacího média vypočtených za dochlazovačem (9 až 15 °C)

V následujících simulacích byly teploty temperovacího média dále snižovány, voda byla nahrazena nemrznoucí kapalinou.

Porovnání průběhu teploty v bodě 3 pro konstrukci bez potrubí temperování, s temperovacím médiem o teplotách 5 °C a 1 °C je zobrazeno v grafu na obrázku 7.9.3. Počáteční teplota v hodnoceném bodě je pro konstrukce s temperováním nižší a je zabráněno poklesu teploty v hodnoceném bodě na pod-nulové hodnoty.



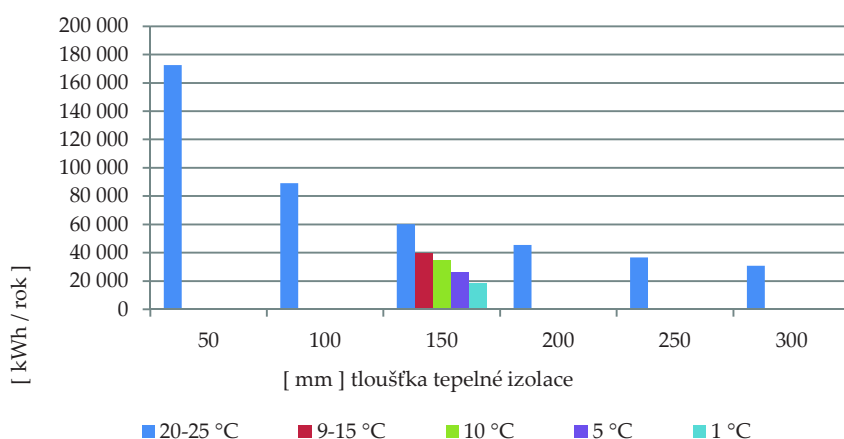
Obr. 7.9.3) Průběh teploty v bodě 3 konstrukcí bez temperování a se sníženými konstantními teplotami temperovacího média

7.10 TEPELNÁ ZÁTĚŽ TEMPEROVÁNÍM NA LEDOVOU PLOCHU

Následující kapitola řeší dopad teploty temperovací kapaliny na tepelnou zátěž ledové plochy vedením od temperování. Simulací byla prověřena daná konstrukce s tloušťkou TI 150 mm pro několik teplot přívodního média do potrubí. V grafu na obrázku 7.10.1 jsou výsledky pro měřené teploty 20 až 25 °C, po zařazení dochlazovače do chladicího oběhu teploty 9 až 15 °C a konstantní hodnoty 10, 5 a 1 °C.

Vliv tloušťky tepelné izolace v konstrukci oddělující vrstvu temperování a chlazení byl simulován jen pro teploty média pro temperování zjištěné měřením in-situ.

V případě snížení teploty přívodního temperovacího média na hodnoty v intervalu 9 až 15 °C by byla snížena část posuzované tepelné zátěže až o 35 %, v případě přívodní teploty 5 °C až o 55 % ve srovnání s referenčními teplotami 20 až 25 °C na ledovém hřišti plochy 1500 m² a pro 5400 provozních hodin za rok.



Obr. 7.10.1) Tepelná zátěž na ledovou plochu od temperování pro variantní teploty temperovacího média

Procentuální podíly velikostí tepelné zátěže na ledovou plochu byly uvažovány podle tabulky Ashrae viz tabulka 2.2.4.

Snížením teploty temperovací vody se sníží podíl řešené tepelné zátěže od temperování na ledovou plochu a ostatní tepelné zátěže zvýší svůj podíl na celku. Po snížení teplot temperovací vody na 9 až 15 °C se sníží doba chodu zdrojů chladu o 2,1 %, při snížení na 10 °C o 2,6 %, při snížení na 5 °C o 3,4 % a při teplotě 1 °C o 4,2 %.

7.11 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Cílem hodnocení konstrukce nestacionární 2D simulací bylo vyhodnotit vliv systému temperování podloží pod ledovou plochou na zimním stadionu na velikost části tepelné zátěže vedením na led. Simulací byla zjištěna velikost tepelného toku a směry proudění tepla v dané konstrukci. Velikost tepelného toku, který projde tepelnou izolací oddělující chladicí a temperovací vrstvu, ovlivňuje složku tepelné zátěže na ledovou plochu vedením.

Simulací bylo zjištěno, že provozní teploty temperovacího média v objektu způsobují navýšení tepelné zátěže na ledovou plochu a vytápí podloží na vyšší teploty než je nutné.

Jako opatření proti přetápění podloží bylo stávající řešení porovnáno s řešením v objektu ZS3, kde je za kondenzátor zapojen dochlazovač.

Za dochlazovačem jsou teploty kapalného chladiva, které je zdrojem tepla pro temperování nižší. Vedlejším přínosem tohoto opatření je dodávka maximálního sytého chladiva k expanznímu ventilu a zvýší se tak hospodárnost chladicího oběhu.

Technicky lze využít i nemrznoucí směsi o teplotách do 1 °C, ale toto řešení neumožňuje využít odpadní teplo z chladicího oběhu. Temperovací médium by bylo nutné dochladit např. studenou vodou ze sněžné jámy.

Uvedená opatření umožní snížit tepelnou zátěž na ledovou plochu s využitím minimálních investičních nákladů. Pokud je snížena tepelná zátěž, jako důsledek dojde ke snížení motohodin chladicích strojů.

Budoucí práci lze zaměřit na simulace vlivu změny osové vzdálenosti temperovacího potrubí a podrobněji analyzovat dopad změny tloušťky tepelné izolace.

KAPITOLA 8

VYHODNOCENÍ

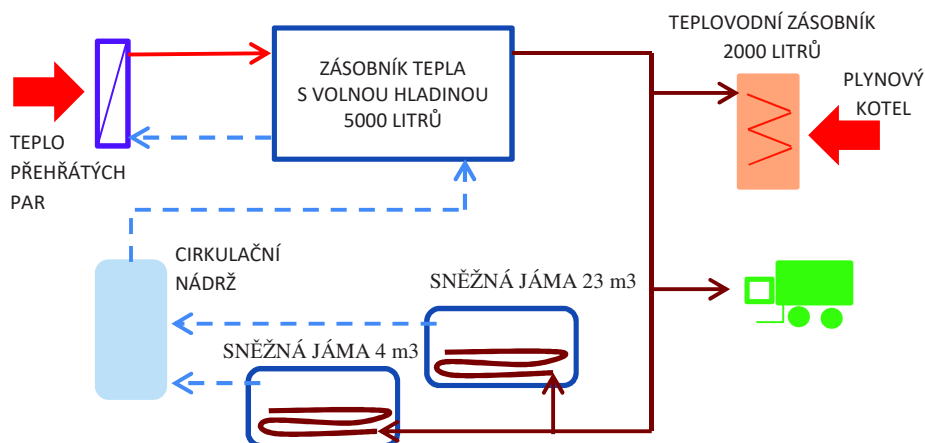
8.1. ANALÝZA OHŘEVU VODY NA ZIMNÍCH STADIONECH

Všechny studie v předchozích kapitolách mají společné to, že zde probíhá příprava teplé vody a ohřev technologické vody pro rolbu teplem přehřátých par chladiva. Tato kapitola se věnuje analýze zjištěných schémat zapojení, objemu zásobníků pro ohřevy teplé vody a zásobníků tepla a podíl využití odpadního tepla z chladicího oběhu.

Z výsledků zjištěných v případových studiích lze říci, že v závislosti na velikosti a uspořádání ZS se potřeba tepla na přípravu TV pohybuje mezi 7 až 13 % a pro rolbu mezi 14 až 18 % (pro ZS s jednou ledovou plochou) ze spotřeb tepla za sezónu a tvoří tak nemalou část z odebraného množství energií pro ohřev.

Na obrázcích 8.1.1 až 8.1.4 jsou schémata základních tepelných toků využití tepla přehřátých par k ohřevu teplé vody nebo technologické vody a v některých případech tepla kondenzačního. Tyto diagramy byly vytvořeny na základě zjištění in-situ na zimních stadionech, které jsou popsány v kapitolách číslo 3 až 7.

Cirkulační nádrž slouží ke shromáždění vody rozpuštěné ve sněžné jámě, případně i vody která byla využita pro urychlení tání a po filtraci a úpravě Ph na požadovanou hodnotu opět slouží k úpravě ledové plochy. V minulosti, kdy cirkulační nádrže neexistovaly, byla veškerá voda vypouštěna do kanalizace. Nyní jsou cirkulační nádrže v ZS standardem.



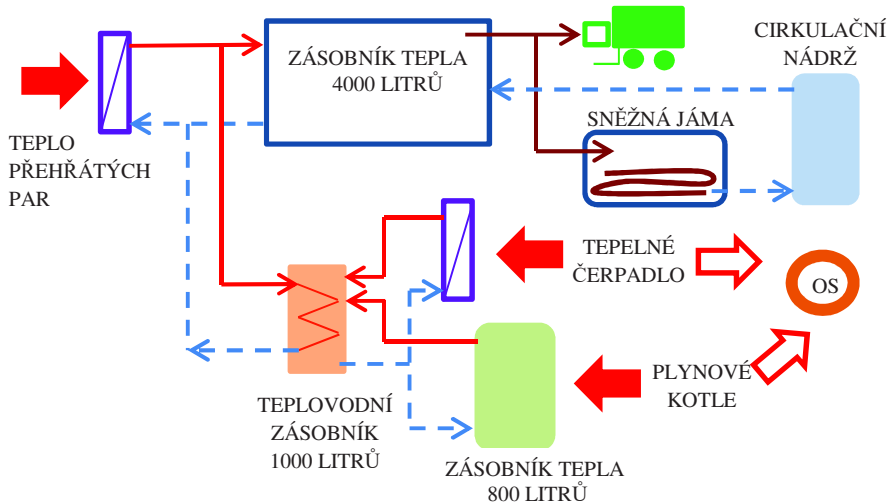
Obr. 8.1.1) Tepelný tok ohřevu vody z objektu ZS 1

Ze zjištěných dat názorně uvedených v diagramech tepelných toků je patrné, že:

- nejčastěji je na zimních stadionech regionální úrovně využíván systém ukládání tepla přehřátých par do jednoho akumulacího zásobníku, ze kterého je voda odebrána pro rolbu, pro tání ledu ve sněžné jámě nebo je přes deskový výměník tepla použita pro ohřev TV;

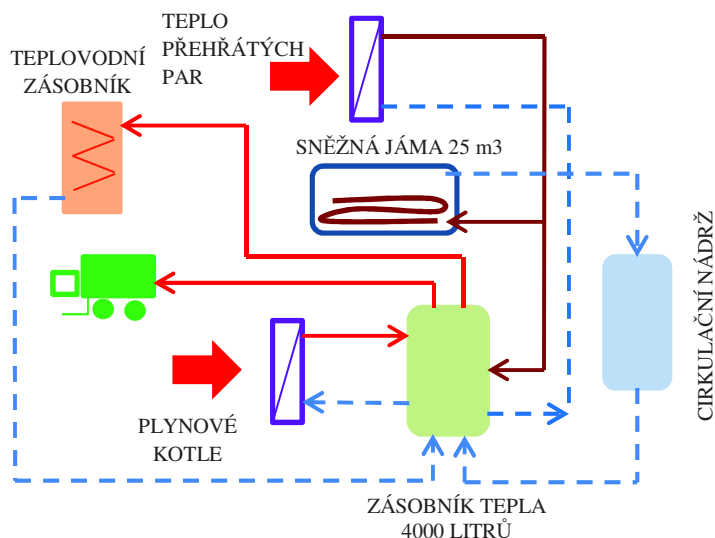
- nevýhodou tohoto systému je, že přebytky odpadního tepla, které nejsou využity a přesahují kapacitu zásobníku, musí být mařeny.

Na ZS1 a ZS2 je teplá voda ze zásobníku tepla přehřátých par odebírána přímo do rolby nebo do sněžné jámy a není zajištěna možnost jejího dohřevu na požadovanou teplotu. Není umožněna regulace teploty pro rolbu a tudíž kvality ledu ani rychlosti odtávání ledové tříště.



Obr. 8.1.2) Tepelný tok ohřevu vody z objektu ZS 2

V objektu ZS3 voda ohřívána teplem přehřátých par je dodávána přímo do sněžné jámy a zbylá část teplé vody jde do zásobníku tepla (akumulace). Akumulační zásobník je dohříván plynovými kotly na požadovanou teplotu, pokud není teplota vody za výměníkem přehřátých par dostatečná. Zde je umožněn dohřev vody pro rolbu na požadovanou teplotu.

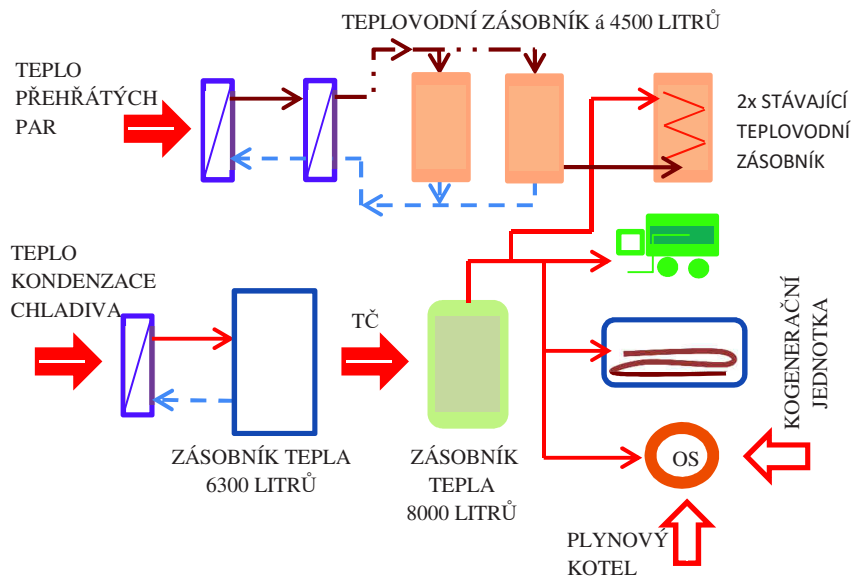


Obr. 8.1.3) Tepelný tok ohřevu vody z objektu ZS 3

Schéma zapojení na obrázku 8.1.4 je ze zimního stadionu, označeného v tabulce 2.1.3 jako ZS 4, kde je využíváno teplo přehřátých par i teplo kondenzační.

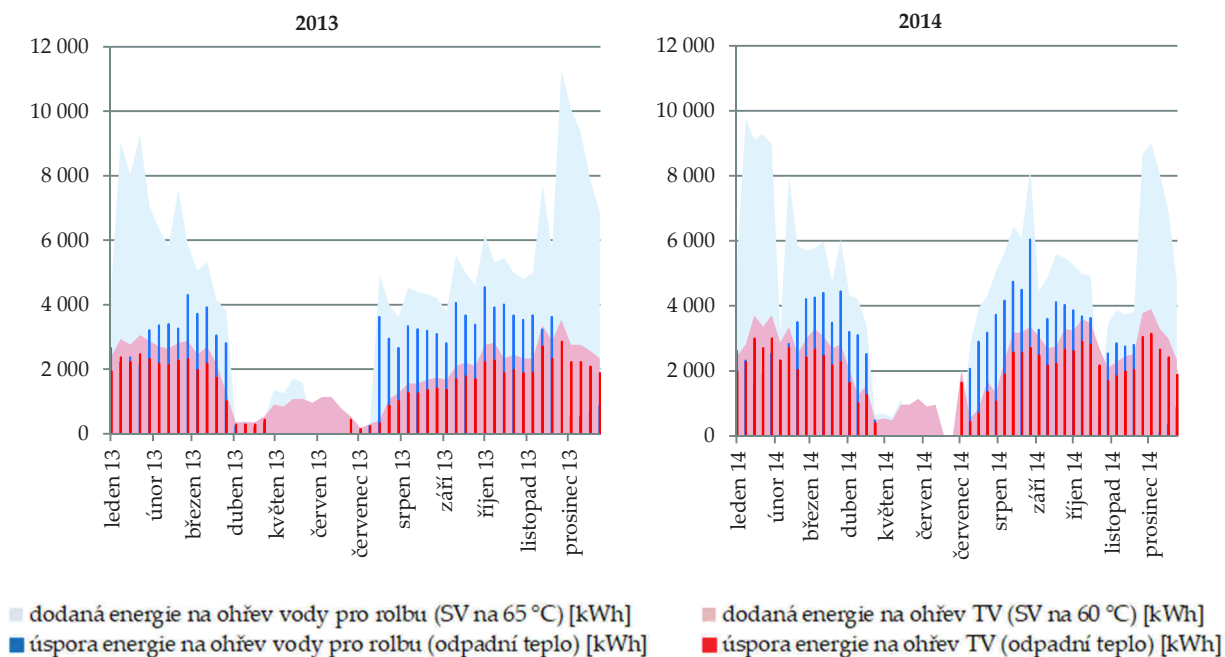
Teplo přehřátých par je využíváno k ohřevu TV ve dvou zásobnících o celkovém objemu 9 m³. Vzhledem k tomu, že se jedná o ZS s jednou ledovou plochou a není zde trvale působící

profesionální hokejový tým, jsou zásobníky značně předdimenzované. Teplo z přehřátých par chladiva není možné využívat pro další technologie např. ohřev vody pro rolbu ani pro tání ledu ve sněžné jámě. V systému jsou celkem čtyři zásobníky TV, dva nové, které slouží zároveň jako akumulace tepla z přehřátých par a stávající, který je pozůstatkem předchozího systému (byl ohříván plynovými kotly).



Obr. 8.1.4) Tepelný tok ohřevu vody z objektu ZS 4

V grafech na obrázku 8.1.5 jsou spotřeby energie pro ohřev vody na teplotu 60 °C pro TV a na teplotu 65 °C pro rolbu, znázorněny plošnými grafy.



Obr. 8.1.5) Úspory energií pro ohřev vody v objektu ZS 1

Data o spotřebě vody na zimním stadionu ZS 1 byla poskytnuta z týdenních odečtů z vodoměrů v letech 2013 a 2014 správcem daného objektu. Sloupce v grafu znázorňují dosažitelné úspory energie využitím odpadního tepla přehřátých par chladiva, které je

uvažováno o teplotě 50 °C (stanoveno výpočetně). Grafy jsou vytvořeny z dat z měření spotřeby TV a technologické vody pro rolbu.

Celková spotřeba TV za rok je 1875 m³ v roce 2013 a 1167 m³ v roce 2014. Celková spotřeba technologické teplé vody pro rolbu je 2980 m³ v roce 2013 a 3100 m³ v roce 2014. Ve výpočtu je zohledněna nesoučasnost dodávky a odběru tepla, ohřev TV má přednost před ohřevem vody pro rolbu.

Vypočtená úspora energie využitím tepla přehřátých par je až 77 % na přípravu TV a až 51 % v případě ohřevu vody pro rolbu za rok.

8.2 TEPELNÉ ČERPADLO K VYUŽITÍ KONDENZAČNÍHO TEPLA

V popsáných případových studiích zimních stadionů ZS2 a ZS4 byly uvedeny dva zjištěné způsoby zapojení tepelného čerpadla k využití nízkoteplotního tepla z chlazení.

Prvním a obecně více používaným způsobem je vložení výměníku chladivo – voda do chladicího oběhu, který zajistí odběr tepla chladiva před vstupem do kondenzátoru. Voda o nízké teplotě je akumulována v zásobníku tepla a poté slouží jako nízkopotenciální zdroj tepla pro tepelné čerpadlo voda – voda.

Výhody:

- v tepelném čerpadle může být jiné chladivo než v chladicím oběhu,
- volbou objemu zásobníku tepla (akumulace) lze ovlivnit potřebný výkon TČ,
- chladicí oběh a tepelné čerpadlo mohou běžet nezávisle na sobě,
- lze instalovat do již existujícího chladicího systému,
- TČ může být typizovaný výrobek z běžné nabídky výrobců.

Nevýhody:

- tepelná ztráta na výměníku chladivo – voda.

Druhým popsáným způsobem je dvoustupňový oběh se středotlakou nádobou viz kapitola 4 (ZS2). Do stávajícího oběhu bylo přes středotlakou nádobu doplněno tepelné čerpadlo, které pracuje se stejným chladivem.

Výhody:

- nedochází k teplotní degradaci, TČ je provozováno s maximální možnou odpařovací teplotou,
- oba dva běhy využívají stejné chladivo a mazací olej.

Nevýhody:

- zařízení nemohou běžet nezávisle na sobě. Pokud je vyřazeno TČ z provozu, chladicí oběh běží standardně bez využití latentního odpadního tepla,
- nelze využít běžná zařízení ze standardní nabídky výrobců, jedná se o individuální řešení pro daný objekt.

V případových studiích v kapitole 3 (ZS1), kapitole 5 (ZS3) byla pro ohřev tepla kondenzace chladiva uvažována metoda s vloženým výměníkem tepla do chladicího oběhu a tepelné čerpadlo voda-voda.

8.3 BILANCE ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ A POTŘEB TEPLA NA ŘEŠENÝCH ZIMNÍCH STADIONECH

Data pro sestavení níže uvedených tabulek byla zjištěna a shromážděna na řešených zimních stadionech. Hodnoty množství tepla v přehřátých parách a v kondenzaci byla stanovena výpočetně metodikou uvedenou v kapitole 3. Údaje o spotřebách energií byla zjištěna na ZS nebo stanovena výpočetně viz údaje v kapitolách 3 až 7.

V tabulce 8.3.3 jsou srovnání jmenovitých výkonů a příkonů použitých chladicích strojů, počet ledových ploch a počet dnů v roce, kdy jsou v provozu. Z tabulky lze odvodit, že množství tepla v přehřátých parách je 3,8 až 4,7 krát nižší než množství tepla v kondenzaci.

Tabulka 8.3.4 informuje přehledně o instalovaných objemech zásobníků tepla přehřátých par a tepla kondenzace, pokud jsou instalovány a odpadní teplo je využíváno. Souvislost mezi objemem zásobníku tepla a dostupného množství odpadního tepla nebyla vyzorována.

Vyhodnocení využití tepla přehřátých par:

- poměr využití odpadního tepla přehřátých par je nejnižší v objektu ZS4, protože je využíváno pouze pro předehřev TV;
- v ostatních stadionech je využito více než 50 % dostupné energie;
- neúčinnější režim využití je v objektu ZS2, zde je teplo využíváno k ohřevu vody pro rolbu, k předehřevu TV a k tání ledu ve sněžné jámě;
- kompletní výsledky analýzy jsou v tabulce 8.3.1.

Tab. 8.3.1) Podíl využití odpadního tepla na ZS

		ZS 1	ZS 2	ZS 3	ZS 4
Teplo přehřátých par	kWh/rok	561 000	238 300	260 000	256 000
Podíl využití tepla přehřátých par na ZS	%	57	84	54	39
Teplo v kondenzaci	kWh/rok	2 614 000	1 135 560	1 109 000	1 097 000
Podíl využití tepla v kondenzaci na ZS	%	0	36	4	42
Využito v plaveckém areálu	kWh/rok	0	228 400	0	0
Množství odváděného tepla	kWh/rok	2 855 230	536 486	1 182 300	792 420
Podíl odváděného tepla do okolí z celku	%	90	39	86	59

Vyhodnocení využití tepla v kondenzaci:

- z hodnocených čtyř objektů je ve třech využíváno latentní teplo kondenzace chladiiva;
- v ZS3 nicméně pouze k temperování podloží bez dohřevu, tudíž je podíl využití v jednotkách procent;
- nejvíce z dostupného nízkoteplotního tepla je využito opět v objektu ZS2, kde je teplo po ohřevu TČ využito na ZS a také distribuováno do plaveckého areálu.

Ve všech objektech je jako zdroj tepla plynový kotel. Z celkové spotřeby tepla, která může být hrazena odpadním teplem z chlazení, je zemní plyn využíván ve dvou objektech z 72 %. Jsou to

objekty ZS1 a ZS3 kde není využíváno nízkoteplotní teplo kondenzace chladiva po dohřevu na požadované teploty. V zimních stadionech, kde je instalované tepelné čerpadlo a je využito teplo kondenzace chladiva, je poměr využití zemního plynu nižší. Nejnižší množství využívaného zemního plynu je v objektu označeném ZS2, kde je nejvyšší podíl využití tepla z chlazení. Kompletní výsledky pro analýzu jsou uvedeny v tabulce 8.3.2. Stejný podíl využití zemního plynu v objektech ZS1 a ZS3 je čistě náhodný.

Tab. 8.3.2) Spotřeba plynu

		ZS 1	ZS 2	ZS 3	ZS 4
Spotřeba plynu	m ³ .rok ⁻¹	110 273	5 228	80 126	40 603
Spotřeba plynu	kWh.rok ⁻¹	1 163 383	55 152	845 324	428 363
Spotřeba energie na ohřevy v objektu	kWh.rok ⁻¹	1 612 263	617 963	1 171 890	1 112 521
Podíl využití plynu na celkové spotřebě energie na ohřevy	%	72%	9%	72%	39%

Tab. 8.3.3) Tabulka parametrů chladicích strojů a výpočetního množství tepla přehřátých par

		ZS 1	ZS 2	ZS 3	ZS 4	ZS 5 *	ZS 6
Počet ledových ploch	-	2	1	1	1	1	2
Počet dní s udržovanou ledovou plochou za rok	den	304	212	273	243	242	304
Výkon chiller 1	kW	252	230	306	310	149	360
Výkon chiller 2	kW	252	230	204	255	149	360
Výkon chiller 3	kW	378	-	-	-	149	540
Výkon chiller 4	kW	-	-	-	-	149	-
Příkon chiller 1	kW	70	56.5	90	110	50	85
Příkon chiller 2	kW	70	56.5	75	90	50	85
Příkon chiller 3	kW	90	-	-	-	50	130
Příkon chiller 4	kW	-	-	-	-	50	-
Teplo přehřátých par	kWh/rok	561 000	238 300	260 000	256 000	524 500	762 300
Teplo v kondenzaci	kWh/rok	2 614 000	1 135 560	1 109 000	1 097 000	2 030 100	3 458 800
Celkový výkon plynových kotlů	kW	990	100	500	580	-	910

Jmenovitý chladicí výkon a příkon při teplotách -12/ 35 °C

* jmenovitý výkon a příkon při teplotách -10/42 °C

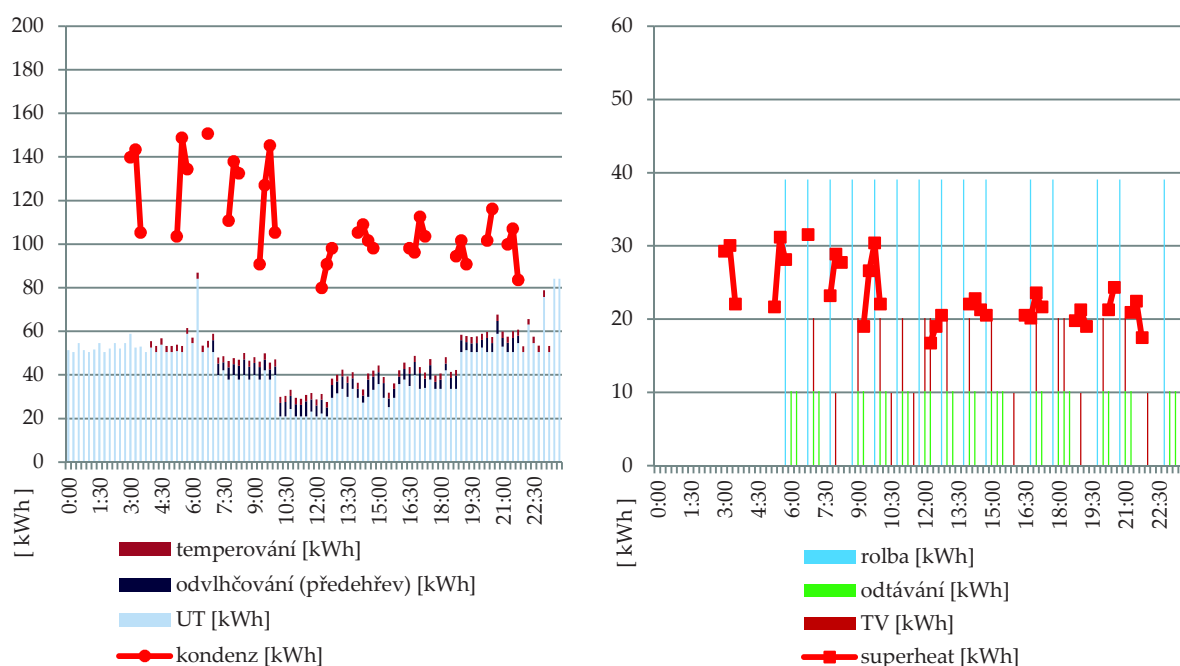
Tab. 8.3.4) Tabulka akumulčních zásobníků na zimních stadionech

		ZS 1	ZS 2	ZS 3	ZS 4	ZS 5	ZS 6
Objem akumulčního zásobníku							
Pro teplo přehřátých par	litr	5 000	4 000	4 000	9 000	0	1 000
Pro teplo kondenzační	litr	0	0	0	6 300	0	0

8.4 NEROVNOMĚRNOST DODÁVKY ODPADNÍHO TEPLA V ČASE

V grafech bilancí dostupného tepla kondenzace a přehřátých par a potřeb tepla v kapitolách zabývajících se jednotlivými zimními stadiony, byla vyhodnocení provedena po měsících. Měsíční interval hodnocení vyplývá z dostupných dat o spotřebách energií z faktur, z interních vizualizací měření a regulace a evidence motohodin chladicích strojů.

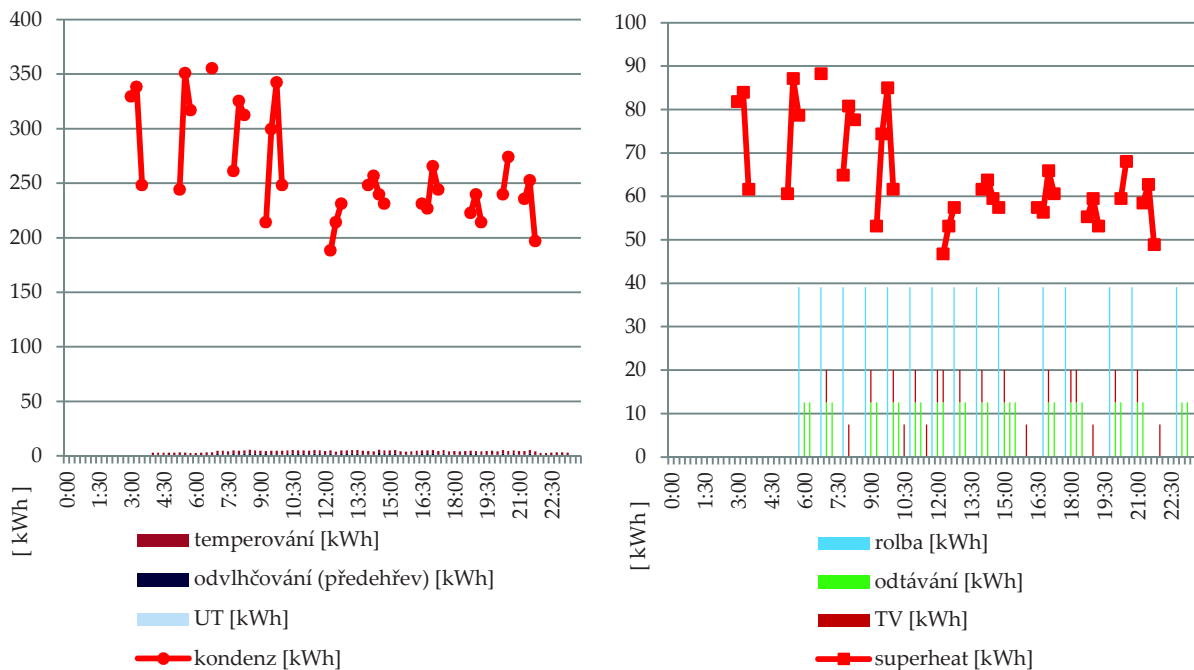
V této kapitole jsou grafy sestavené pro typický den v měsících březen, srpen a prosinec pro zimní stadion s jednou ledovou plochou. Jedná se o zjištěné průměrné hodnoty hodnocených ZS1 až ZS4. V samostatném grafu jsou vždy potřeby tepla, které lze zajistit teplem přehřátých par (ohřev vody pro rolbu, předehřev TV a tání ledové tříště ve sněžné jámě) a teplem kondenzačním, které je po ohřevu tepelnými čerpadly využito pro vytápění, k ohřevu regeneračního vzduchu v absorpční odvlhčovací jednotce a bez ohřevu k temperování podloží.



Obr. 8.4.1) Bilance tepla pro typický den v měsíci březen

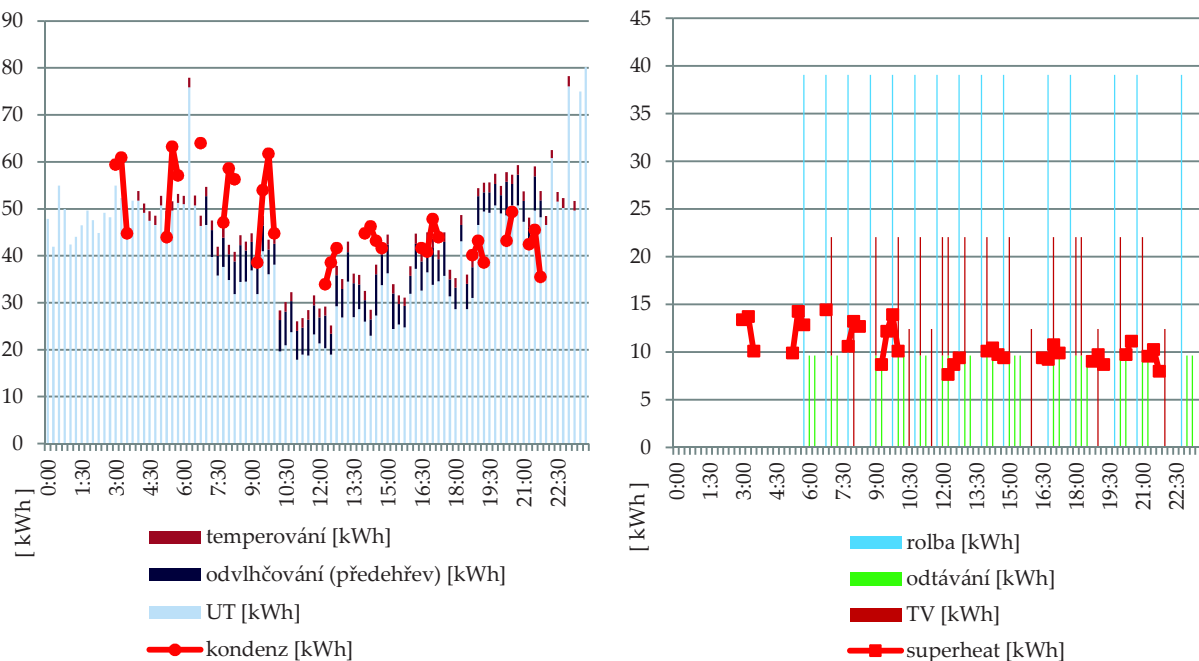
Grafy v této kapitole jsou sestaveny bilancemi tepla po 15 minutách. Tento interval je zvolen vzhledem k tomu, že tento čas vyžaduje jedna úprava ledu rolbou a chladicí stroje jsou spuštěny v čtvrt hodinových intervalech. Červená křivka na všech grafech naznačuje dodávku odpadního tepla. Křivka je přerušovaná, protože chladicí stroje neběží nepřetržitě, ale proměnný počet hodin během dne. Jedná se o okamžité množství tepla za daný interval dodané do zásobníku tepla.

Analýzou po 15 minutách bylo zjištěno, že v březnu je celková dodávka tepla kondenzace nižší než celková suma uvažované potřeby tepla viz grafy na obrázku 8.4.1. Obdobně je to i v případě tepla přehřátých par. Pokud by byl v systému akumulční zásobník přehřátých par o objemu 4000 litrů (navazuje na uvedené objemy zásobníků v tabulce 8.3.4) pomohl by během dne vyrovnat nesoučasnost dodávky a potřeby tepla přehřátých par. Pro překlenutí nerovnoměrnosti dodávky a spotřeby kondenzačního tepla by akumulční zásobník s teplotou vody 60 °C měl mít objem 13.000 litrů.



Obr. 8.4.2) Bilance tepla pro typický den v měsíci srpen

V případě hodnocení referenčního dne v srpnu, je z grafu tepla přehřátých par na obrázku 8.4.2 zřejmé, že množství dostupného tepla je mnohem vyšší, v tomto případě o 100 %, než zavedené potřeby tepla. V případě grafu s bilancí tepla kondenzace chladiva je stav markantnější, z dostupného tepla je využito pouhých 5 %. Obvyklé objemy zásobníků tepla, kde nosičem energie je voda, pro potřebu tepla pro jeden den tuto nerovnoměrnost dodávky a spotřeby nepřeklenou.

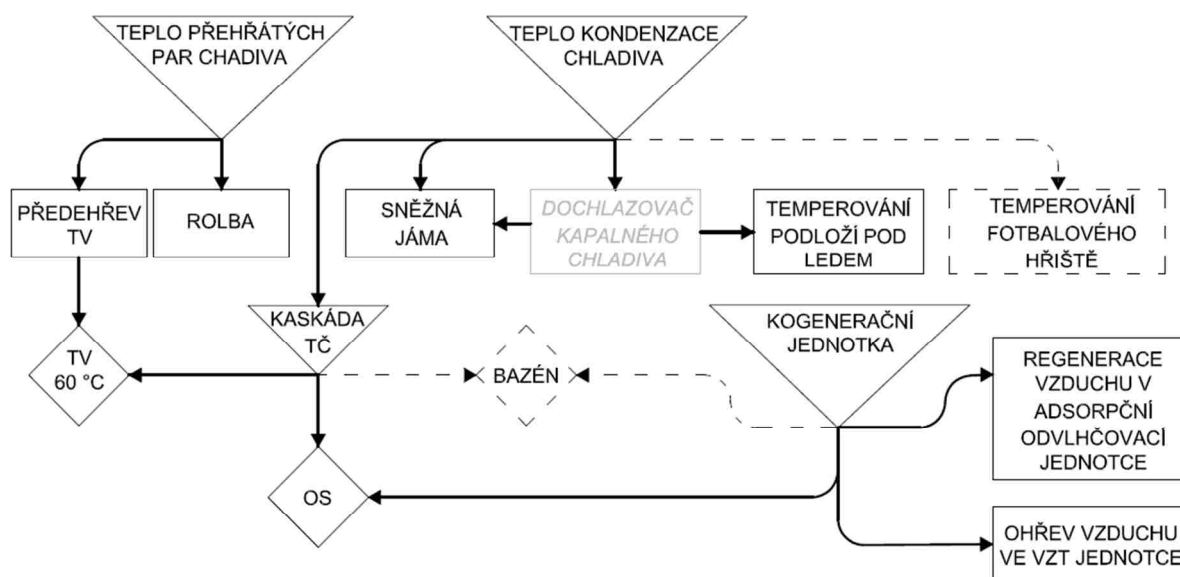


Obr. 8.4.3) Bilance tepla pro typický den v měsíci prosinec

V prosinci je stav opačný než ve výše uvedeném srpnu. Dodávky tepla z chlazení jsou nižší než uvažované potřeby tepla. Dodávky odpadního tepla a uvažované spotřeby jsou v časovém nesouladu. Grafy na obrázku 8.4.3 jsou sestaveny pro typický den v prosinci. Nicméně z grafů sestavených bilancemi po měsících vyplývá, že množství odpadního tepla není zajištěno v celém zimním období. Zásobníky tepla o objemech uvedených v tabulce 8.3.4 nejsou dostatečné pro překlenutí sezónní nerovnoměrnosti.

8.5 DISTRIBUCE ODPADNÍHO TEPLA Z HLEDISKA TEPLoty

Diagram na obrázku 8.5 zobrazuje návrh organizace distribuce odpadního tepla na zimním stadionu, kde je kogenerační jednotka a sousední sportovní areály, kde lze tepelnou energii také využít. Diagram je vytvořen s ohledem na rozdílné teploty odpadního tepla, které jsou z chlazení a kogenerační jednotky dostupné. Důraz je zejména na rozšíření možností využití nízkoteplotního tepla s dohřevem i bez dohřevu.



Obr.8.5) Diagram distribuce odpadního tepla podle teploty

Zdroj tepla pro tání ledu a ledové tříště ve sněžné jámě má být zvolen s ohledem na objem (velikost) jámy a z toho plynoucí požadovanou rychlost odtávání.

Odpadní teplo z chlazení nemusí být využito jen k nezbytně nutným technologiím, ale může sloužit jako zdroj energie ke zvýšení standardu pro sportovce a nebo diváky. Odpadní teplo lze využít například k:

- ohřevu vzduchu pro sušení mokré hokejové výstroje,
- ohřevu vody pro vířivou vanu pro sportovce,
- ohřevu přírodního vzduchu pro větrání tribun,
- teplovodnímu temperování podlahy tribuny,
- temperování venkovních chodníků a přístupových cest.

Kombinace zimního stadionu s koupalištěm a bazénem je z hlediska distribuce odpadního tepla velmi výhodná, protože výrazně zvyšuje možnosti využití odpadního tepla z chlazení k ohřevům vody a nebo vzduchu na bazénu. Možnosti využití odpadního tepla:

Krytý bazén:

- předeřev nebo ohřev TV,
- ohřev bazénové vody,
- ohřev vody pro vířivou vanu,
- ohřev vzduchu pro teplovzdušné vytápění.

Venkovní koupaliště:

- předeřev nebo ohřev TV,
- ohřev bazénové vody v dětském brouzdališti,
- ohřev bazénové vody při nepříznivém počasí, prodloužení sezóny venkovního koupaliště,
- temperování vody v bazénech v zimním období jako prevence proti zamrznutí vody a následnému poškození konstrukce bazénu.

8.6 ANALÝZA CELOROČNÍHO PROVOZU ZIMNÍHO STADIONU

Všechny hodnocené zimní stadiony mají dva až čtyři měsíce v roce odstávku, kdy není udržována ledová plocha. Uvedený účel tohoto režimu je úspora provozních nákladů v letním období, kdy jsou vyšší teploty a měrné vlhkosti vzduchu tzn. vyšší tepelné zátěže na ledovou plochu. Během odstávky jsou některé ZS vybaveny speciálním povrchem pro kolečkové brusle, některé jsou veřejnosti uzavřeny.

V této kapitole jsou výsledky analýzy teoretického celoročního provozu stadionů ZS1 až ZS4. Potřeby tepla do výpočtu byly odvozeny z průměrných spotřeb energie pro daný ZS během standardní sezóny. Kondenzační teplota byla zvolena konstantní 35 °C a počet motohodin pro dané měsíce 450 až 600 pro jeden chiller.

Výsledky výpočtu jsou v tabulce 8.6.1. V tabulce je uvedeno výpočetní množství tepla přehřátých par a tepla kondenzace, podíl jeho využití při stávajícím režimu na daném ZS (spotřebiče tepla se nemění, je navýšena potřeba o měsíce s odstávkou).

Vyhodnocení z hlediska celkového podílu nárůstu odváděného tepla do venkovního prostředí je největší nárůst na ZS2 a ZS4. Na těchto dvou zimních stadionech je instalováno TČ pro využití kondenzačního tepla, nicméně nejsou k dispozici možnosti jeho využití v letním období. Oba dva tyto stadiony mají ve standardním režimu nejdelší odstávku provozu trvající 4 měsíce.

Menší vzrůst procent mařeného tepla je na ZS1 a ZS3, kde se zvýší podíl využití tepla přehřátých par pro ohřevy TV a technologické vody. Spotřeby odpadního tepla nesouvisí s venkovní teplotou. Nejnižší nárůst podílu mařeného tepla je na ZS1 proto, že v tomto objektu je v reálném provozu nejkratší odstávka (květen, červen).

Ve všech případech není nárůst podílu mařeného odpadního tepla do venkovního prostředí markantní. V analýze není uvažován nárůst spotřeby elektrické energie pro pohon chladicích zařízení a chlazení kondenzátoru.

Charakteristická zjištění lze shrnout do následujících bodů:

- Hlavním důvodem letního přerušování provozu není jen navýšení spotřeby energie na chlazení.
- Při absenci systému řízeného větrání s odvlhčováním by v tomto období vznikaly problémy s kvalitou interního mikroklima (zejména mlha nad ledem).

- Pokud není v hale řešeno odvlhčování vzduchu je využití ledové plochy v letním období nekomfortní.

Tab. 8.6.1) Tabulka dodávky a potřeby energie pro celoroční provoz

		ZS 1	ZS 2	ZS 3	ZS 4
Teplo přehřátých par	kWh/rok	784 875	480 260	467 754	528 690
Podíl využití na ZS	%	54	65	41	24
Teplo v kondenzaci	kWh/rok	3 485 486	2 132 278	1 917 173	2 167 735
Podíl využití na ZS	%	0	19	5	27
Využito v plaveckém areálu	kWh/rok	0	450 000	0	0
Množství odváděného tepla	kWh/rok	3 846 528	1 445 236	2 097 289	1 984 251
Podíl odváděného tepla z celku	%	90	55	88	74
Při celoročním provozu ZS by oproti stávajícímu stavu množství odváděného tepla vzrostlo o tato procenta	%	0.15	16.27	1.58	14.02
Počet dnů s odstávkou provozu (skutečný stav)	den	61	153	92	122
Navýšení odváděného tepla za den při teoretickém celoročním provozu během období odstávky	kWh/den	16 251	5 940	9 946	9 769

8.7 KONCEPT PRO ZVÝŠENÍ PODÍLU VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z CHLAZENÍ

Řešené zimní stadiony mají společné to, že celkové množství odpadního tepla za sezónu je vyšší než celkové spotřeby tepla za stejné období, které lze pokrýt tímto odpadním teplem.

Zavedené metody akumulace, ohřevu a využití odpadního tepla umožňují nahradit část dodávky tepla z neobnovitelných zdrojů energie, nicméně tento podíl by technicky bylo možné navýšit až na hranici nulového odběru neobnovitelných zdrojů.

Pro akumulaci tepla z chlazení jsou na zimních stadionech osazeny zásobníky, které pomohou překlenout časovou nerovnoměrnost dodávky tepla a spotřeby v rámci jednoho nebo dvou dnů. Jak je vidět na grafech bilancí tepla měsíčních nebo denních, časová prodleva vyžaduje akumulaci tepla v dlouhodobějším horizontu.

Opatřením, jak zvýšit podíl využití tepla z chlazení, je přesunout nevyužitelné přebytky tepla z letního a částečně z přechodného období do období zimního. Dalším způsobem je dodávat přebytky tepla do sousedního objektu, nicméně vzhledem k velkému množství dostupného tepla v létě, musí být volba spotřebiče tepla výhodná vzhledem k nerovnoměrné dodávce tepla během sezóny.

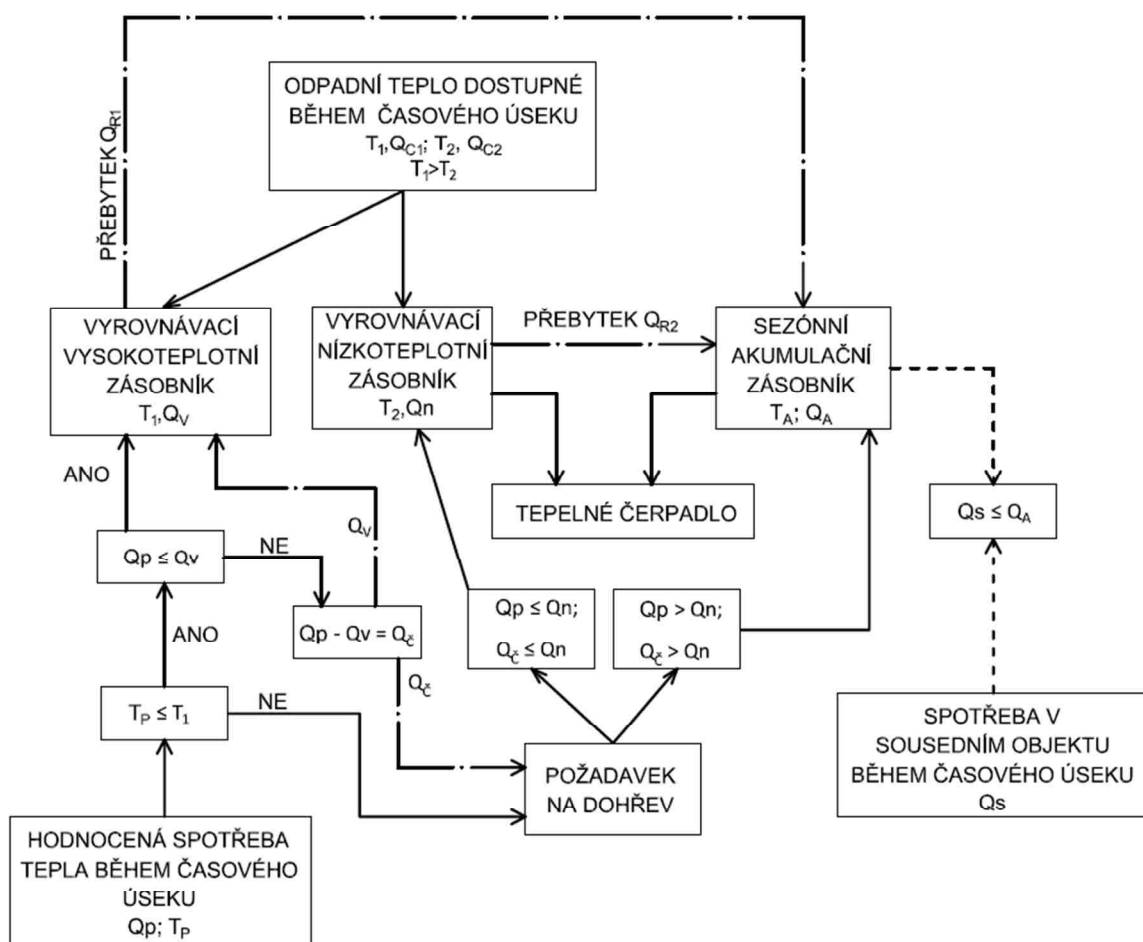
Dalším společným znakem zmíněných zimních stadionů je to, že je ve větší míře využíváno teplo přehřátých par než kondenzační teplo. Z tohoto důvodu jsou návrhy na optimalizaci schémat zapojení zaměřena hlavně na rozšíření možností využití nízkoteplotního tepla kondenzace.

Při plánování nebo modernizaci ZS je pro dosažení vysoké účinnosti využití odpadního tepla doporučeno:

- analyzovat množství a teploty dostupného odpadního tepla,
- připravit koncept distribuce tepla s ohledem na jeho teplotu a množství,
- dimenzovat pohotovostní akumulční zásobníky pro vyrovnání nerovnoměrnosti v rámci jednoho dne vzhledem k teplotám ohřívání vody tzn. teplo z přehřátých par a kondenzační samostatně,
- dimenzovat velkokapacitní akumulční zásobník,
- dimenzovat tepelné čerpadlo,
- přebytky tepla, které nelze využít na zimním stadionu, předat do sousedních objektů.

Dodávka tepla na primární stranu TČ by měla být zajištěna jak z pohotovostního akumulčního zásobníku tak i z velkokapacitního sezónního zásobníku.

Na obrázku 8.7 je příklad vývojového diagramu, který je základním vodítkem při volbě zásobníku, ze kterého bude daná potřeba tepla zajištěna, může sloužit jako informace během programování systému MaR.



Obr. 8.7) Vývojový diagram volby akumulčního zásobníku a dodávky tepla

KAPITOLA 9

ZÁVĚR

Disertační práce se zabývala průzkumem stávajících řešení využití druhotného tepla z chlazení zejména na zimních stadionech. Jednotlivé případové studie byly zaměřeny na zjištění způsobu odběru odpadního tepla z chladicího oběhu, jeho skladování a rozsah využití v daném objektu nebo v sousedství. V každém projektu byla od majitelů nebo provozovatelů zařízení zajištěna data o spotřebách energií, parametrech chladicího oběhu a konceptu distribuce tepla. Bylo provedeno měření teploty a průtoku v potrubí před akumulacím zásobníkem tepla přehřátých par. Pro každý zvolený objekt byla navržena individuální opatření pro zvýšení podílu využití dostupného druhotného tepla.

Ze zjištěných dat byla sestavena obecná pravidla a doporučení pro optimální návrh odběru, akumulace, distribuce a regulace systému využití odpadního tepla z chlazení pro zimní stadiony a sportovní areály. Koncepte je využitelná i obecně pro jakýkoliv objekt, kde je žádoucí účelně využít odpadní teplo z chlazení nebo z jiných technologických procesů.

Metoda ke zlepšení výchozích podmínek odpadního tepla spočívající v přizpůsobení parametrů hlavní činnosti (procesu, při kterém vzniká odpadní teplo) například ve smyslu, aby bylo k dispozici odpadní teplo o vyšších teplotách a podobně, je nežádoucí. Chladicí oběh musí být dimenzován a provozován s co nejvyšší účinností. Promyšlenou koncepcí lze využitím odpadního tepla nebo chladu zvýšit účinnost samotného chladicího oběhu např. podchlazení chladiwa studenou vodou z tání ledové tříště ve sněžné jámě.

Projektanti zdrojů energií se v poslední době orientují hlavně na zvýšení místní produkce energie z obnovitelných zdrojů v dané budově s co nejmenšími dodávkami energie do veřejné sítě. Projekty jsou tvořeny pro budovy soběstačné. Tento postup je logickým krokem současných cen výkupní energie (zejména elektrické). Výsledkem tohoto trendu je, že sousední budovy nesdílejí energii. Naopak, místo toho, aby sdíleli výrobu a spotřebu energie budovy s rozdílnými profily a rozložením spotřeb, přebytky energie jsou pod cenou prodávány do veřejné sítě nebo mařeny do venkovního prostředí.

Z analyzovaných objektů vyplívá fakt, že využití odpadního tepla z chlazení v sousedních objektech je problematické ne z technického hlediska, ale z hlediska smluvních dohod mezi různými majiteli nebo provozovateli objektů. Sdílení tepelné energie mezi objekty je funkční v současné době jen když oba objekty jsou v majetku stejného vlastníka.

Odpadní teplo vzniká zdarma. Pro jeho využití je potřeba dodat energii pro pohon zařízení k přemístění k požadovanému odběru tepla, v případě nízkoteplotní energie jsou k dispozici tepelná čerpadla, která s vysokou účinností zvýší teplotní úroveň na požadovanou. Využitím odpadního tepla se ušetří energie nutná k jejímu maření do okolí.

Jednou z hypotéz disertační práce byla úvaha, zdali je energie odpadního tepla takové množství, že by nebylo nutné využívat neobnovitelné zdroje energie. Do výpočtu byl uvažován ohřev teplé vody, teplovodní vytápění, předehřev regeneračního vzduchu adsorpční

odvlhčovací jednotky, ohřev technologické vody pro rolbu, tání ledu ve sněžné jámě, temperování podloží pod ledovou plochou. V rozsahu hodnocených zimních stadionů s jednou nebo dvěma ledovými plochami a zázemím v České republice, technicky lze veškeré výše zmíněné ohřevy vody a vzduchu zajistit vhodným konceptem využitím tepla z chlazení po celý rok. Koncept projektování zimních stadionů pro maximalizaci využití tepla z chlazení zahrnuje vyrovnávací akumulční zásobníky pro jednotlivé dostupné teplotní úrovně odpadního tepla, sezónní akumulční zásobník a tepelné čerpadlo, které zajistí ohřev nízkoteplotního odpadního tepla na požadovanou teplotu z vyrovnávacího a sezónního zásobníku tepla společně s nadřazenou regulací. Tímto by byla potřeba neobnovitelné primární energie z neobnovitelných zdrojů zredukována na minimum, až k nule.

9.1 ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE

V úvodu disertační práce byly stanoveny cíle a metodika jejich dosažení.

Pro přípravu analýzy stávajících systémů k využití odpadního tepla byly do zimních stadionů rozeslány dotazníky, kterých se vrátilo malé množství. Proto byly informace shromážděny z části osobní návštěvou objektů a z části z literatury např. [1]. Na zimních stadionech bylo zjištěno, že odpadní teplo z chlazení je využíváno, ale velkou měrou jen teplo přehřátých par chladiva, které tvoří 15 až 20 % z celkového množství odpadního tepla. Nízkoteplotní část odpadního tepla je odebírána k dalšímu využití jen v 6ti z 24 hodnocených objektů.

Na základě zjištěných toků energií, bilancí tepla a technických řešení uvedených v kapitolách 3 až 7 disertační práce, byl navržen koncept pro distribuci a využití tepla z hlediska teploty, nesoučasnosti odběru a dodávky tepla a jeho množství. Výsledky jsou uvedeny v kapitole číslo 8. Objekty řešené v těchto kapitolách byly zvoleny tak, aby vyhovovali stanoveným okrajovým podmínkám a zároveň aby analyzovaná řešení byla rozmanitá a prezentovala skutečný rozsah využití.

Na rozdíl od původního předpokladu, že bude využito hlavně dat z měření in-situ na vytípaných objektech, bylo nutné zahrnout do analýzy i data z místního systému MaR a spotřeb energie z faktur. Nevýhodou tohoto řešení je fakt, že teplotní čidla, kalorimetry a vodoměry v majetku zimního stadionu nemusí být kalibrované.

Technicky funkčním řešením distribuce tepla z chlazení s dlouhodobou akumulací lze dosáhnout energetické soběstačnosti pro ohřev vody (pitné i technologické), vytápění a další výše uvedené spotřeby typické pro zimní stadiony. Alternativou jak zvýšit podíl využitelného odpadního tepla je dodávka do sousedního objektu, který má rozdílný režim spotřeb.

9.2 NÁMĚTY PRO DALŠÍ PRÁCI

Studie zbývající se modelováním zimních stadionů jsou zaměřeny na simulace proudění vzduchu v hale a nad ledovou plochou pro různě rozmístěné přírodní a odtahové distribuční elementy, teploty přiváděného vzduchu, tvar střech, např. [32, 33, 38]. Obecně lze říct, že dostupné modely energetického chování zimních stadionů jsou zaměřeny na jednotlivé problémy, které provoz přináší.

Komplexní model, který by postihnul všechny tepelné zátěže na led proměnné během dne a sezóny by byl významným přínosem pro hledání dalších energetických úspor v tomto typu objektů.

V současné době byla ve zkoumaných zimních stadionech osazena čidla pro měření a regulaci jednotlivých systémů:

- chlazení – čidla teploty ledové plochy v betonové desce, 4 ks v ploše; čidla v chladicím oběhu (teplota a tlak na vstupu a výstupu z kompresoru),
- vzduchotechnika – teplota a vlhkost vzduchu v hale osazená na potrubí pro odtah vzduchu z haly,
- vytápění – čidlo teploty v hledišti, v šatnách,
- temperování podloží – měření teploty zeminy pod ledovou plochou,
- teplá voda – měření teploty v zásobníku TV,
- zásobníky tepla – teplotní čidla v zásobnících (poté pro rolbu atd.).

Na žádném ze zkoumaných objektů nebyla osazena čidla teploty a průtoku za výměníky odběru tepla přehřátých par a kondenzačního tepla. Provozovatelé objektů tak neměli informace o množství skutečně dodaného odpadního tepla. Ověření výpočtů dostupného odpadního tepla z chlazení v disertační práci by bylo nutno provést po dohodě a osazení kalorimetrů.

Navazující výzkum je doporučeno zaměřit na vývoj nadřazené regulace, která by uměla vyhodnotit požadavky spotřeb tepla (teplota, množství), porovnála je se stavem v zásobnících tepla a automaticky zvolila optimální zdroj (zásobník tepla pohotovostní, velkoobjemový, tepelné čerpadlo atd.), který zajistí dodávku tepla pro danou potřebu.

Problematikou dlouhodobé akumulace tepla v podzemním zásobníku a podrobnému návrhu jeho objemu v souvislosti s výkonem tepelného čerpadla se zabývá článek [37].

V souvislosti s řešením dlouhodobé akumulace tepla bych navrhovala další výzkumnou práci zaměřit na studii proveditelnosti umístění sezónního akumulačního zásobníku do podloží pod celou ledovou plochou také v návaznosti na vliv podchlazení podloží pod ledovou plochou.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1]	Informační zpravodaj. Sdružení zimních stadionů. Číslo 31, květen 2006.
[2]	Petrák, J. Petrák, M. <i>Tepelná čerpadla</i> . Praha: ČVUT, 2004.
[3]	Urban, M. <i>Čpavková chladicí zařízení v potravinářském průmyslu</i> . Státní nakladatelství technické literatury. Praha 1956. 260 stran.
[4]	Petrák, M. <i>Řešení kondenzační strany chladicího zařízení (část 3: Kondenzátor odpařovací nebo vzduchem chlazený?)</i> . Časopis VVI 02/2006, s. 73 – 75.
[5]	Morrison, F. <i>Saving Energy with Cooling Towers</i> . Ashrae Journal, February 2014.
[6]	Norma ČSN EN 15 316-4-2 Tepelné soustavy v budovách – Výpočtová metoda pro stanovení energetické potřeby a účinnosti soustavy - Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, tepelná čerpadla.
[7]	Matuška T., Krainer R. <i>Výpočtové hodnocení tepelných soustav s tepelnými čerpadly</i> . Státní fond životního prostředí ČR. Květen 2011. 16 stran.
[8]	Manske K.A., Reindl D.T., Klein S.A. <i>Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems</i> . International Journal of Refrigeration. Vol. 24, No. 7, s. 676-691 (2001).
[9]	<i>Cooling Tower Efficiency</i> . The Engineering ToolBox. Dostupné z: www.engineeringtoolbox.com
[10]	Kysela, L. <i>Využití druhotných zdrojů energie</i> . VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky. Leden 2017.
[11]	Malý ráj – ekologický projekt pro budoucnost. Pěstování tropických plodů při využití nízkoteplotního odpadního tepla. Dostupné z: http://www.tropenhaus-am-rennsteig.de/assets/sachbericht-tropenhaus_cz.pdf
[12]	<i>New Approach Offers Opportunity for More Efficient Waste Heat Recovery from Refrigeration Systems</i> . PoultryTech. Volume 20. Number 1. Spring 2008.
[13]	Industrial Heat Pumps for Low-Temperature Heat Recovery. Washington State University. May 2009.
[14]	Špaček, O. <i>Zimní stadiony a multifunkční haly s ledovou plochou v ČR. Srovnávací analýza</i> . KPMG. Květen 2012.
[15]	Firemní podklady. Gea Grasso. Dostupné z: http://www.gea.com/global/en/productgroups/compressors/index.jsp
[16]	Software CoolPack. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark.
[17]	Kunc, J. <i>Využití odpadního tepla při chlazení zimních stadionů</i> . 2006. Dostupné z: http://www.tzb-info.cz/3325-vyuziti-odpadniho-tepla-pri-chlazení-zimnich-stadionu
[18]	ČSN EN 15 316-4-2 Tepelné soustavy v budovách – Výpočtová metoda pro stanovení energetické potřeby a účinnosti soustavy - Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, tepelná čerpadla. 2011.
[19]	Ceny energií dostupné z: http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energií
[20]	Firemní podklady. Trane ČR s.r.o. Dostupné z: http://www.trane.com/litweb/
[21]	National Centers for Environmental Information. National Oceanic and Atmospheric Administration. https://www.ncdc.noaa.gov/
[22]	Firemní podklady ČKD chlazení Choceň
[23]	Engineers Newsletter. <i>Advances in Desiccant-Based Dehumidification</i> . Trane. Volume 34-4, 2005.
[24]	International Ice Hockey Federation. <i>IIHF Ice Rink Guide</i> . [online] Dostupné z: http://www.iihf.com/fileadmin/user_upload/PDF/Rink_Guide/IIHF_Ice_Rink_Guide_web_pdf.pdf
[25]	Transient System Simulation Tool – TRNSYS 16.1, The University of Wisconsin, Madison.
[26]	Andres, P. <i>Zimní stadiony z hlediska odvodu vlhkosti</i> . Větrání vytápění instalace, 4/ 2007.
[27]	Zpráva f. Nukleon. <i>Využití zbytkového tepla při chlazení ledové plochy na Zimním stadionu</i> .
[28]	Firemní podklady Gentec [online]. Dostupné z: http://www.gentec.cz/cz/uvod/kogeneracni-jednotky-gentec
[29]	Dlouhý, T. <i>Kotelny a kogenerační jednotky</i> . ČVUT Praha FSI

[30]	Vyhláška 539/2002 Sb., o způsobu výkupu elektřiny z obnovitelných zdrojů a z kombinované výroby elektřiny a tepla.
[31]	Owen, M. S. Heather E. Kennedy. 2009. <i>2009 ASHRAE handbook: fundamentals</i> . SI ed. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers. ISBN 19-337-4255-0.
[32]	Bellache, O. Ouzzane, M. Sunyé, R. Galanis, N. <i>Transient Energy Flux Analysis in an Indoor Ice Rink Using a CFD Approach</i> . Dostupné z: https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/canmetenergy/files/pubs/2007-033e.pdf
[33]	Žák, A. Šíkula, O. 2013. <i>Air distribution system for elimination of internal surface condensation on the roofs of ice stadiums</i> . In: Proceedings of CLIMA 2013. Prague: Society of Environmental Engineering (STP), s. 277-280. ISBN 978-80-260-4001-9.
[34]	Hewetson, C. <i>Guidance on frost heave for cold stores and ice rinks</i> . Dostupné z: http://www.refconsultancy.com/files/documentdownloadlistmodule/Refrigeration%20frost%20heave.doc
[35]	Šíkula, O. Plášek, J. 2015/10/05. Software CalA 4.0 (Calculation Area). version 4.0 Education. DOI: 10.13140/RG.2.1.1501.7689.
[36]	Michejev. M. A. <i>Základy sdílení tepla</i> . Přeložil ing. Dr. N. Gorbatov. Průmyslové vydavatelství. Knižnice energetického průmyslu. Svazek 9. Praha 1952. 384 stran.
[37]	Hakan, T. Recep, Y. Murtaza, Y. <i>Investigating Thermal Performance of an Ice Rink Cooling System with an Underground Thermal Storage Tank</i> . Energy Exploration and Exploitation. 36(2), 314-334. DOI: 10.1177/0144598717723644
[38]	Bellache, O. Ouzzane, M. Galanis, N. <i>Numerical Prediction of Ventilation Patterns and thermal processes in ice rinks</i> . Building and Environment. Elsevier. DOI: 10.1016/j.buildenv.2004.08.004
[39]	Jelínek, V. <i>Navrhování úsporného ohřevu teplé vody</i> . Informační systém GAS. GAS s.r.o., Praha 2007. ISBN 978-80-7328-137-3.
[40]	Piché, O. Galanis, N. <i>Thermal and economic evaluation of heat recovery measures for indoor ice rinks</i> . Applied Thermal Engineering 30 (2010), s. 2103-2108.
[41]	Zákon č. 406/2000 o hospodaření energií v platném znění
[42]	Vescom. Data z měření v hlubinných vrtech v období od 1.3.2011 do 31.8.2014.

PUBLIKAČNÍ ČINNOST AUTORA DISERTAČNÍ PRÁCE

2018

Linhartová, V.; Šikula, O.; Jelínek, V.

Simulace teplotního chování konstrukce ledové plochy zimního stadionu s temperováním
In: Simulace budov a techniky prostředí 2018 - sborník 10. konference IBPSA-CZ. Praha: IBPSA-CZ, 2018. pp. 51-56. ISBN 978-80-907423-0-7.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Druhotné teplo z chlazení a kogenerace
Energie 21. 2018, XI(5), 26-27. ISSN 1803-0394.

Linhartová, V.

Zimní stadion využívající odpadní teplo z kondenzace chladiva a z kogenerace
In: Alternativní zdroje energie 2018, sborník přednášek z konference. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2018. pp. 117-123. 1. vydání. ISBN 978-80-02-02805-5.

2017

Linhartová, V.

Energetická bilance odpadního tepla z chlazení pro odvlhčování vzduchu
In: 22. konference Klimatizace a větrání. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2017. pp. 96-101. ISBN 978-80-02-02739-3.

Linhartová, V.

Těsnost vzduchotechnického potrubí a potřeba tepla
TZB info. 2017, 19 ISSN 1801-4399.

Jelínek, V.; Linhartová, V.

Tepelná ztráta prouděním teplé vody potrubím
In: 22. mezinárodní vedecko-technická konferencia zdravotnej techniky. Bratislava: Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia, 2017. pp. 152-157. ISBN 978-80-89878-12-3.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Příprava teplé vody odpadním teplem z technologie chlazení na zimních stadionech
In: 22. mezinárodní vedecko-technická konferencia zdravotnej techniky. Bratislava: Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia, 2017. pp. 146-151. ISBN 978-80-89878-12-3.

Linhartová, V.

Měření těsnosti vzduchotechnického potrubí
In: Letní škola TZB 2017 - Technická zařízení pro zdravé vnitřní prostředí v energeticky úsporných administrativních budovách. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2017. pp. 20-26. ISBN 978-80-02-02743-0.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Heat Pump for Low Temperature Condensing Heat Utilization in a Hockey Ice Arena
In: Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference. Montreal, Quebec: The IEA Heat Pump Programme, 2017. ISBN 978-90-90-30412-0.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Odpadní teplo z kompresorového chlazení na zimním stadionu
Vytápění, větrání, instalace. 2017, 60(2), 26-29. ISSN 1210-1389.

2016

Linhartová, V.

The Use of Heat Generated from Refrigeration System of Indoor Ice Hockey Arena
In: Indoor climate of buildings 2016 - environmentally friendly and energy efficient buildings.
Bratislava: Slovenská spoločnosť pre techniku prostredia, 2016. pp. 213-219. ISBN 978-80-89878-04-8.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Dosažitelné úspory využitím tepla z chlazení na zimním stadionu
TechCON magazín. 2016, 12(2), 8-10. ISSN 1337-3013.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Heat Recovery of the Refrigeration System in the Ice Arena
In: CLIMA 2016 - proceedings of the 12th REHVA World Congress: volume 9. Aalborg:
Aalborg University, 2016. ISBN 87-91606-34-9.

Linhartová, V.

Využití tepla z kompresorového chlazení na zimním stadionu
In: Sborník konference Alternativní zdroje energie 2016. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2016. pp. 77-83. 1. vydání. ISBN 978-80-02-02666-2.

Linhartová, V.

Jezerní voda zdrojem tepla a chladu pro zimní stadion
TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2016, 2016 ISSN 1801-4399.

2015

Linhartová, V.

Evaluation of a heating system with a heat pump according to the mode of input data
Czech Journal of Civil Engineering. 2015, 1(2), 65-70. ISSN 2336-7148.

Linhartová, V.; Sokolova, E.A.; Sergeev, V.V.

Economic Feasibility of Geothermal Heat Pumps for Housing Estate Heating
Naučno-Techničeskyje vedomosti SPGPU - Ekonomičeskyje nauky. 2015, 2015 43-53. ISSN 2304-9774.

Linhartová, V.

Odpadní teplo z chlazení zimního stadionu

In: Letní škola TZB 2015 - TZB pro sportovní stavby s téměř nulovou spotřebou energie. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015. pp. 50-57. ISBN 978-80-02-02608-2.

Linhartová, V.

Výpočet potřeby elektrické energie v otopné soustavě s tepelným čerpadlem vzduch-voda

TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2015, 14 ISSN 1801-4399.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Případová studie využití odpadního tepla z technologického procesu

TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2015, 2015 ISSN 1801-4399.

Linhartová, V.

Hodnocení otopné soustavy s tepelným čerpadlem intervalovou metodou

In: Juniorstav 17. odborná konference doktorského studia, fakulta stavební. VUT v Brně, Fakulta stavební, 2015. ISBN 978-80-214-5091-2.

2014

Jelínek, V.; Linhartová, V.

Stávající úroveň vytápěcího systému v bytovém panelovém domě

TechCON magazín. 2014, 10(3), 9-10. ISSN 1337-3013.

Linhartová, V.

Vliv teploty otopné vody na sezónní topný faktor soustavy s tepelným čerpadlem

In: Zborník prednášok z 25. vedeckej konferencie Vnútorňa klíma budov 2014. NITRA: SSTEP - Slovenská spoločnosť pro techniku prostředí, 2014. pp. 245-250. ISBN 978-80-89216-67-3.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Využívání zásobníků tepla, resp. vyrovnávacích nádob u teplovodních soustav Zdroj:

<http://energetika.tzb-info.cz/t.py#hodnoceni>

TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2014, 2014 ISSN 1801-4399.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Vstupní parametry pro návrh interního mikroklimatu

TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2014, 2014 ISSN 1801-4399.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Interní mikroklima v bytových domech

TZB-info: portál pro technická zařízení budov. 2014, ISSN 1801-4399.

Linhartová, V.

Zabudované soustavy velkoplošného vytápění a chlazení v budovách s téměř nulovou spotřebou energie

In: TZB v budovách s téměř nulovou spotřebou energie - sborník přednášek 12. Letní školy TZB. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2014. pp. 46-55. ISBN 978-80-02-02551-1.

Linhartová, V.

Alternative installations of heat pumps and possibilities of their usage for utilization of waste heat

In: Recenzovaný sborník příspěvků interdisciplinární vědecké konference doktorandů a odborných asistentů QUAERE 2014. Hradec Králové: MAGNANIMITAS, 2014. pp. 1434-1441. ISBN 978-80-87952-04-7.

Linhartová, V.

Hodnocení velkoplošných otopných soustav z hlediska pohody prostředí a energetické náročnosti

In: Sborník anotací konference Juniorstav 2014. VUT v Brně, Fakulta stavební, 2014. ISBN 978-80-214-4851-3.

2013

Linhartová, V.; Jelínek, V.

Modernizace energetického hospodářství národního divadla v Praze se zaměřením na využití odpadního tepla z technologického provozu

In: Sborník přednášek 11. Letní školy TZB. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2013. pp. 44-51. ISBN 978-80-02-02475-0.

Linhartová, V.; Jelínek, V.

The modernization of energy economy in national theatre prague funded by epc method

In: Indoor environment and energy performance of hvac-r systems in buildings. NITRA: SSTP - Slovenská spoločnosť pro techniku prostředí, 2013. pp. 167-175. ISBN 978-80-89216-59-8.