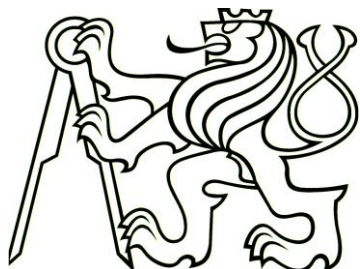


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

CZECH TECHNICAL UNIVERSITY IN PRAGUE



FAKULTA STAVEBNÍ

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

DEPARTMENT OF BUILDING SERVICES

PROJEKT VYTÁPĚNÍ REHABILITAČNÍ NEMOCNICE BEROUN

DESIGN OF THE BEROUN REHABILITATION HOSPITAL HEATING SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

PRAHA 2017



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: [REDACTED]

Zadávací katedra: 11125

Studijní program: Budovy a prostředí

Studijní obor: Budovy a prostředí

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Projekt vytápění nemocnice

Název diplomové práce anglicky: Design of heating system in a hospital

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte prováděcí projekt systému vytápění. Stanovte nezbytné vstupní údaje (např. tepelné ztráty) a na jejich základě navrhnete koncept otopné soustavy s využitím obnovitelných zdrojů energie. Navrhnete zdroj tepla, otopné plochy, potrubní rozvody a všechny ostatní součásti soustavy. Zpracujte výkresovou dokumentaci, technickou zprávu a výpis materiálu.

V rozšiřující části popište možná řešení pro otopné plochy v nemocničních pokojích.

Seznam doporučené literatury:

Jméno vedoucího diplomové práce: [REDACTED]

Datum zadání diplomové práce: 10.10.2016

Termín odevzdání diplomové práce: 8.1.2017

Údaj uveďte v [REDACTED]ého ak. roku

[REDACTED]
Podpis vedoucího práce

[REDACTED]
Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

10.10.2016
Datum převzetí zadání

[REDACTED]
Podpis studenta(ky)



Prohlášení

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě stavební ČVUT v Praze. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, které tvoří přílohu této práce.

1. ledna 2017





Poděkování

Děkuji tímto [REDACTED] za vedení při vypracování diplomové práce, za jeho cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, za jejich podporu a také celé naší společnosti, které se podařilo zachovat pro nás kvalitní a bezplatné školství.



Abstrakt

Diplomová práce řeší vytápění objektu rehabilitační nemocnice, přípravu teplé vody a ohřev bazénů. Objekt je vytápěn převážně deskovými tělesy a podlahovým vytápěním. Jako hlavní zdroj tepla je navržena kaskáda kondenzačních kotlů a jako vedlejší zdroj pro ohřev bazénů a teplé vody jsou navrženy solární kolektory. Projekt se zabývá podrobným návrhem, dimenzováním a zapojením otopné soustavy a hlavního zdroje tepla. Část práce, která se zabývá solárními kolektory, je řešena pouze do úrovně konceptu.

Klíčová slova

Vytápění, ohřev teplé vody, ohřev bazénů, rehabilitační nemocnice, kondenzační kotel, deskové otopné těleso, podlahové vytápění, solární kolektory

Abstract

The final thesis deals with the heating of the rehabilitation hospital, preparation of hot domestic water and pool heating. The building is mostly heated with panel radiators and an underfloor heating. The main source of the heat is a cascade of condensing boilers. The minor source of the heat are solar collectors. The final thesis comprises detailed design, the dimensioning and connection of the heating system and the main source of the heat. The part of thesis which deals with solar collectors is solved as a concept.

Keywords

Heating, preparation of hot domestic water, pool heating, rehabilitation hospital, condensing boiler, panel radiator, underfloor heating, solar collectors



Obsah

A	Úvod.....	8
B	Analýza zadaného tématu	9
B.1	Cíl práce.....	9
B.2	Zvolené metody řešení.....	9
C	Normové a legislativní požadavky	11
D	Rozšiřující část.....	12
D.1	Zdroje tepla	13
D.1.1	Kondenzační kotle.....	13
D.1.2	Fototermický solární systém.....	15
D.2	Otopné plochy	18
D.2.1	Ekonomické hledisko.....	18
D.2.2	Zdravotní hledisko	23
E	Praktická část.....	25
E.1	Návrh ohřevu VZT	26
E.1.1	Výpočet výkonu pro ohřev VZT jednotek.....	26
E.1.2	Návrh výkonu pro ohřev vzduchové clony	27
E.2	Návrh ohřevu rehabilitačních bazénů	28
E.2.1	Návrh výkonu pro ohřev bazénové vody při běžném provozu.....	28
E.2.2	Návrh výkonu pro ohřev bazénové vody po sanitaci.....	29
E.2.3	Návrh bazénového výměníku (kotel - bazén)	30
E.2.4	Návrh bazénového výměníku (solární kolektory - bazén)	30
E.3	Návrh přípravy teplé vody.....	31
E.3.1	Výpočet potřeby TV.....	31
E.3.2	Návrh pohotovostního zásobníku TV.....	34
E.4	Návrh zdroje tepla	35
E.5	Návrh zabezpečovacích zařízení.....	37
E.5.1	Návrh expanzní nádoby	37
E.5.2	Návrh pojistného ventilu	39
E.6	Návrh ostatních zařízení kotelny	40
E.6.1	Návrh hlavního rozdělovače a sběrače	40
E.6.2	Návrh úpravny vody	41
E.7	Návrh větrání kotelny	42
E.7.1	Přívod spalovacího vzduchu.....	42
E.7.2	Intenzita větrání.....	42
E.7.3	Teplota vzduchu v kotelně.....	42



E.8	Návrh armatur na větvích otopné soustavy	44
E.8.1	Kulový kohout, filtr, zpětná klapka	44
E.8.2	Návrh trojcestných ventilů	44
E.8.3	Návrh čerpadel.....	47
E.9	Návrh izolace potrubí	57
E.10	Návrh solární soustavy	58
E.10.1	Potřeba tepla na ohřev bazénové vody	58
E.10.2	Potřeba tepla na ohřev vody pro provoz nemocnice bez bazénů.....	60
E.10.3	Celková potřeba tepla na ohřev vody pro nemocnici	61
E.10.4	Stanovení využitelných tepelných zisků solární soustavy	62
E.10.5	Návrh přehřívacích zásobníků TV	66
F	Závěr.....	67
G	Seznam tabulek.....	68
H	Seznam grafů.....	69
I	Seznam obrázků	69
J	Seznam příloh	69
K	Seznam použitých zdrojů	70



A Úvod

V průběhu posledních let jsme svědky postupného snižování cen energií. Na pražské energetické burze se od roku 2008 snížila cena 1 MWh elektřiny o více než 60 procent a cena zemního plynu klesla o téměř 50 procent. Mohlo by se proto zdát, že potřeba navrhovat energetické systémy budov, tak aby byly co nejvíce úsporné, se také snižuje. Opak je ovšem pravdou.

Celková spotřeba energie v budovách v EU 28 činí 25% celkové konečné spotřeby energie, což v absolutní hodnotě dle Eurostatu představuje 400 Mtoe. Toto ohromné číslo by samo o sobě nemuselo být problém, pokud by společnost byla schopna jej dosáhnout způsobem, který si sama před sebou dokáže obhájit. To však v současné době bohužel nedokáže. Naše společnost totiž používá převážně neobnovitelné zdroje. Jedná se především o uhlí, plyn, ropu nebo uran, které jednou provždy maříme a otravujeme s nimi vlastní vzduch, vodu i zemi. Zbavujeme navíc svět zdrojů, které by potencionálně budoucí generace mohly využít s mnohem vyšší efektivitou a pro významnější účely. Ceny energií na burzách se sice snižují, ale možná by se energie z neobnovitelných zdrojů neměly vůbec obchodovat. S trochou nadsázky by se dalo říci, že současné ceny energií mají spíše charakter odměny pro zloděje, který okrádá všechny budoucí generace.

Dalším aspektem spotřeby neobnovitelných zdrojů je její geopolitický dopad. Významný podíl surovin, které využíváme jako zdroje energie, vyváží do Evropy státy a organizace, jež není v zájmu naší společnosti ekonomicky podporovat.

Snaha o vyšší energetickou efektivitu, nejen za účelem ekonomického zisku, ale také ve vztahu k životnímu prostředí a politické situaci ve světě, je proto projevem odpovědnosti vůči budoucím generacím. Je proto důležité vytvářet tlak na efektivitu energetických systémů i v případech, kdy úspory energie nejdou ruku v ruce s ekonomickou návratností.

Rehabilitační nemocnice patří ke kategorii budov, které se na celkové spotřebě energie podílejí významným způsobem. Kromě vysokých požadavků na vnitřní prostředí v budově, které zvyšují energetickou náročnost otopné soustavy a systému větrání, se zde často nachází další speciální provozy s vysokou energetickou náročností. Jedná se například o rehabilitační bazény nebo o prostory, v kterých se provádí vodoléčebné a teploléčebné terapie. Nemocnice obecně se také vyznačují vysokou spotřebou teplé vody.

Z pohledu investora i celé společnosti je proto klíčové věnovat návrhu podobných institucí maximální možnou pozornost. Díky správnému návrhu, rozvoji technologií, zvyšování účinnosti a kombinaci s moderními systémy je možné dosáhnout při získávání tepla pro potřeby vytápění a přípravy TV zásadních energetických i ekonomických úspor a snížení produkce emisí.

Klíčovými prvky v tomto procesu zvyšování energetické účinnosti je především: nahrazování klasických kotlů na tuhá paliva plynovými kondenzačními kotly nebo tepelnými čerpadly, využití systému solárních kolektorů, účinných otopných ploch a dokonalé vyregulování celé otopné soustavy. Všechny tyto systémy jsou využitelné pro potřeby nemocnic a měly by proto být brány na zřetel při jejich navrhování.



B Analýza zadaného tématu

Tématem diplomové práce je návrh vhodného systému vytápění pro přístavbu nemocnice v Berouně. Stanovení nezbytných vstupních údajů a na jejich základě návržení otopné soustavy s využitím obnovitelných zdrojů energie. Následuje zpracování technického řešení v rozsahu dokumentace pro provedení stavby. V rozšiřující části jsou popsány možná řešení pro otopné plochy v nemocničních pokojích.

Projekt je zpracován pro pětipodlažní, částečně podsklepený objekt přístavby nemocnice. V prvním nadzemním podlaží se nachází speciální rehabilitační místnosti, bazén, tělocvična, a šatny. Bazén a tělocvična zasahují až do druhého podlaží. V druhém nadzemním podlaží se kromě rehabilitačních místností a tělocvičny nachází také jídelna. Třetí a čtvrté nadzemní podlaží jsou identická, nachází se v nich nemocniční pokoje a po dvou menších tělocvičnách na obou patrech. V pátém podlaží se nachází tělocvična a šatny. V prvním podzemním podlaží je pouze technická místnost, v které jsou umístěny technologická zařízení pro provoz rehabilitačních bazénů.

V projektu je řešen výpočet tepelných ztrát a potřebný výkon pro ostatní profese TZB. Jedná se o ZTI – ohřev teplé vody a VZT – ohřev vzduchu. Na základě těchto výkonů jsou následně navrženy zdroje tepla. Jedná se o kondenzační kotle a solární kolektory. Cílem práce je návrh systémů vytápění, který je nejen ekonomický, ale zároveň také ohleduplný k životnímu prostředí. Projekt je proto navržen tak, aby spotřeba primární energie budovy byla co nejnižší.

B.1 Cíl práce

Cílem diplomové práce je technické řešení vytápění rehabilitační nemocnice vypracované na úrovni dokumentace pro provedení stavby a koncepce technického řešení ohřevu TV a rehabilitačních bazénů pomocí solárních kolektorů.

B.2 Zvolené metody řešení

Zvolenou metodou řešení je kombinace výpočtu fyzikálních vztahů a dějů v programu Excel společně se specializovaným softwary pro navrhování systémů TZB.

Protech

Program Protech je český software pro oblast hodnocení energetické náročnosti budov a TZB. Jedná se o komplexní soubor vzájemně propojených modulů a programů, které jsou podporovány rozsáhlou databází technických a výpočtových parametrů zařízení sloužících v systémech TZB. Pro potřeby této práce byly využity moduly TV (tepelný výkon) norma ČSN EN 12 831 a DIMOS.

V modulu TV byly spočítány tepelné ztráty jednotlivých místností nemocnice a navržena vhodná otopná tělesa dle příslušných ztrát. Následně byly tyto výpočty z modulu TV exportovány do modulu DIMOS.

V programu DIMOS byly navrženy rozvody jednotlivých větví otopné soustavy a vhodné dimenze potrubí.



Techcon

Techcon je slovenský grafický software určený pro návrh a zpracování projektů ústředního vytápění. Program umožňuje načtení projektů ve formátu DWG a jeho následné řešení ve 2D nebo 3D rozhraní. Při zpracování tohoto projektu byl využit modul Podlahové vytápění. Významnou výhodou projektování podlahového vytápění v Techconu oproti Protechu, který modul pro podlahové topení také obsahuje, je skutečnost, že Techcon nabízí grafické řešení kladečského plánu, které lze snadno exportovat do AutoCADu.

Excel

Program Excel byl využit pro návrh solárních kolektorů, výpočet potřebného výkonu pro ohřev VZT jednotek, spotřebu TV a většinu dalších výpočtů.

AutoCAD

Grafické zpracování všech výkresů bylo provedeno v softwaru AutoCAD 2015.



C Normové a legislativní požadavky

Projekt je vypracován podle následujících platných technických norem, právních předpisů a hygienických požadavků:

Technické normy

ČSN 73 0540	Tepelná ochrana budov
ČSN 06 0320	Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody
ČSN 06 0310	Tepelné soustavy v budovách – Projektování a montáž
ČSN 60 1101	Otopná tělesa pro ústřední vytápění
ČSN EN 12831	Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu
ČSN EN 12828	Tepelné soustavy v budovách – Navrhování teplovodních otopných soustav
ČSN EN 1264	Zabudované vodní velkoplošné otopné a chladicí soustavy
ČSN 07 0703	Kotelny se zařízeními na plynná paliva
EN 12828	Heating systems in buildings - Design for water-based heating systems
TNI 73 0331	Energetická náročnost budov – Typické hodnoty pro výpočet

Právní předpisy

- Vyhláška č. 499/2006 Sb. O dokumentaci staveb
- Zákon č. 183/2006 Sb. O územním plánování a stavebním řádu
- Zákon č. 258/2000 Sb. O ochraně veřejného zdraví – Rehabilitační bazény
- Zákon č. 372/2011 Sb. O zdravotních službách



D Rozšiřující část



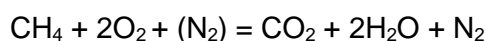
D.1 Zdroje tepla

Volba zdroje tepla je aspekt, který zásadním způsobem ovlivňuje ekonomické, ekologické a provozní chování celého systému vytápění. Zdroj tepla je volen s ohledem na investiční náklady a provozní náklady, technické možnosti budovy, provozní režim, náročnost obsluhy, rozměry, možnosti regulace, dopad na životní prostředí a další.

D.1.1 Kondenzační kotle

Kondenzační kotle jsou zdroje tepla, které jako palivo využívají plyn nebo olej. Výrobci kondenzačních kotlů často udávají, že je možné dosáhnout až efektivity 98 %, což je výrazně více než hodnoty, kterých dosahují konvenční kotle (70 % – 80 %). V praxi je však účinnost obvykle při vysokoteplotním režimu okolo 90 %.

Této vysoké efektivity je dosaženo díky kondenzaci spalin na výměníku a z toho vyplývajícím využití latentního tepla. Kondenzát je následně ze systému odveden ve formě kapaliny. Tato kapalina je lehce kyselá (pH 3-5), proto je nutné použít pro části kotle, které jsou v kontaktu s kapalinou, vhodné materiály. Vznik vody při spalování zemního plynu (metanu CH₄) je popsán v následující chemické rovnici:



Výhřevnost plynu

Výhřevnost plynu je veškeré množství tepla uvolněné při dokonalém spálení jednotkového množství plynu bez zahrnutí měrného skupenského tepla páry, které je obsažené ve spalinách. Tímto se liší od spalného tepla plynu, které naopak latentní teplo započítává. Hodnota výhřevnosti je proto vždy nižší nebo rovna hodnotě spalného tepla.

Spalné teplo plynu

Jedná se o množství tepla, které je uvolněno při dokonalém spálení jednotkového množství plynu. Toto teplo tedy zahrnuje veškeré množství tepla, které vzniká při spalování plynu, včetně tepla vázaného ve vodní páře. V ČR je využíván zemní plyn, jehož poměr spalného tepla a výhřevnosti činí 1,11. Z toho vyplývá, že při dokonalém provozu je teoreticky možné dosáhnout spalováním zemního plynu v kondenzačních kotlích účinnosti až 111%. Hodnoty spalného tepla zemního plynu se liší dle jeho složení. Například alžírský plyn má díky vyššímu obsahu uhlovodíků vyšší spalné teplo než plyn ruský.

Teplotní spád otopné vody

Pro efektivní využití kondenzace u plynových kotlů je zcela zásadní volba teplotního spádu otopné vody. Ke kondenzaci dochází teoreticky za stechiometricky přesného spalování (tedy bez přebytku vzduchu) u zemního plynu při teplotě 57 °C. Ve skutečnosti však kondenzační kotle pracují s určitým přebytkem vzduchu (1,2-1,5). Přebytek vzduchu teplotu kondenzace spalin snižuje, a ta se tak pohybuje v rozmezí 50 a 55 °C.

Navíc platí, že má-li být latentního tepla vodní páry efektivně využito, je nutné, aby rozdíl mezi teplotou vratné vody a teplotou spalin byl alespoň 5 °C pro jmenovitý výkon kotle a 2 °C pro jeho minimální výkon. Pokud by byla teplota spalin vyšší než teplota vratné vody,



nebude vůbec docházet ke kondenzaci a kotel tak přestane využívat své hlavní přednosti, nicméně stále bude pracovat alespoň s účinností nízkoteplotního kotle.

Ideální jsou proto takové návrhy teplovodního systému vytápění, které umožňují volbu teplotního spádu s teplotou vratné vody o 5 °C nižší než je teplota rosného bodu spalin v průběhu celého roku. To znamená i za extrémních venkovních teplot. Nabízí se tedy volba spádů až do výše 55/45 °C. Z tohoto důvodu je vhodné kondenzační kotle kombinovat se systémy velkoplošného vytápění, které pracují s nízkými teplotními spády.

Problematickým prvkem pro využití kondenzace může být ohřev TV. Požadovaná teplota TV je alespoň 55 °C, což navyšuje požadavek na teplotní spád kotle. Řešením může být například elektrická topná vložka umístěná v zásobníku TV, která dohřívá vodu na požadovanou teplotu, nebo kombinace se solárním systémem, jež samostatně zajistí ohřev TV v průběhu slunečných dní.

Zároveň je nutné se při navrhování otopné soustavy vyhnout prvkům, které mohou zvyšovat teplotu vratné vody. Jedná se především o čtyřcestné a přepouštěcí armatury. Teplotu vratné vody také může zvyšovat zapojení termohydraulického rozdělovače. Zde lze však problému předcházet návrhem termohydraulického rozdělovače vhodné konstrukce.



D.1.2 Fototermický solární systém

Základem fototermického solárního systému je vždy fototermický kolektor, což je typ solárního kolektoru, který přeměňuje sluneční záření na tepelnou energii. Absorbér kolektoru sbírá sluneční záření, které na něj dopadá a energii ze slunečního záření formou tepla předává teplotně vodivou kapalinou. Ta proudí mezi kolektorem a výměníkem tepla umístěným ve spotřebiči tepla. Spotřebičem tepla bývá nejčastěji akumulární nádoba, zásobník teplé vody či bazén.

D.1.2.1 Návrh termosolárních systémů

Ekonomická efektivita solárního systému závisí především na jeho návrhu. Proto je optimální návrh všech jeho částí, tj. kolektoru, zásobníku, čerpadel, výměníku, kontrolního mechanismu a potrubí, klíčový, stejně tak jako návrh plochy kolektorů a objemu zásobníku v závislosti na skutečné potřebě horké vody v průběhu celého roku i jednotlivých dnů. Využitelný tepelný zisk z kolektorů je také ovlivněn meteorologickými údaji dané lokace a způsobem, jakým je teplo spotřebováváno.

Cílem návrhu je co nejlépe využít solární zisky k pokrytí energetických potřeb objektu tak, aby se návratnost investice do systému zkrátila na co nejkratší čas. Poddimenzovaný systém prodlužuje návratnost investice, jelikož se režijní náklady (náklady na projekt, dopravu, instalaci, pořízení kontrolní jednotky apod.) rozpočítávají na nižší hodnotu solárních zisků. Předimenzovaný systém naopak vede k nevyužitelným přebytkům tepla v letních měsících, čímž kromě snížení rentability systému způsobuje zvýšení jeho provozních nákladů (je nutné častěji doplňovat teplotně vodivou kapalinu) a může také zásadním způsobem snižovat životnost systému.

Menší solární systémy, jako jsou například ty pro rodinné domy, se obvykle navrhují tak, aby pokryly potřebu tepla pro měsíce duben nebo září. Velké solární systémy se však navrhují, tak, aby v letním období nevznikaly výraznější přebytky energie. V letním období je nejnižší spotřeba TV a zároveň se jedná o období největších solárních zisků.

Orientace kolektorů

Na území České republiky je nejvhodnější orientace směrem na jih s odchylkou 5° jihozápadně. Při této orientaci je dosaženo maximálního využití slunečního záření. Pokud orientace kolektorů na jih není z technických nebo estetických důvodů možná, je možné je odchýlit. Odchýlení panelů o 30° způsobuje pouze zanedbatelné ztráty a při odchýlení o 45° jsou ztráty stále pouze cca 8 - 10 %. Pokud je to možné, je výhodnější panely od jižní orientace odchýlit směrem na jihozápad než jihovýchod, jelikož v odpoledních hodinách je nižší pravděpodobnost výskytu podzimních mlh.

Sklon kolektorů

Ideální sklon kolektorů se mění v závislosti na ročním období. V létě je ideální sklon kolektorů od vodorovné roviny 30°. V zimě je slunce níže, a proto je ideální sklon 60°. Vždy je tedy nutné zvolit kompromis, který co nejlépe uspokojuje potřebu teplé vody v průběhu roku. Jako kritérium pro volbu sklonu kolektorů lze použít roční solární podíl. Roční solární podíl je obecně poměr mezi celkovými využitými zisky solární soustavy a celkovou spotřebou tepla (včetně ztrát) dané aplikace.



Pro ČR lze obecně uvést tyto vhodné sklony:

- Celoroční provoz: 40° - 50°
- Sezónní letní provoz: 25° - 35°
- Sezónní zimní provoz: 60° - 90°

Návrh plochy kolektorů

Pro návrh plochy kolektorů lze použít Zjednodušeného výpočtového postupu energetického hodnocení solárních soustav. Tato metodika nabízí zjednodušený postup hodnocení solárních soustav z hlediska využitelných tepelných zisků na základě měsíční energetické bilance (výpočet po měsících). Výpočet je značně zjednodušený (především vzhledem k započítávání tepelných ztrát paušální srážkou ze zisků a uvažováním konstantní teploty v zásobníku tepla), a proto udává pouze přibližné výsledky. Pro návrh potřebné plochy kolektorů a přibližné posouzení očekávané efektivity systému je však dostatečný.

Solární podíl [-]

$$f = \frac{Q_{ss,u}}{Q_{p,c}}$$

Teoretický měsíční využitelný tepelný zisk ze solárních kolektorů $Q_{k,u}$ [kWh/měs]

$$Q_{k,u} = 0,9 \eta_k n H_{T,den} A_k (1 - p)$$

Průměrná denní účinnost solárního kolektoru [-]

$$\eta_k = \eta_0 - a_1 \left(\frac{t_{k,m} - t_{e,s}}{G_{T,m}} \right) - a_2 \left(\frac{t_{k,m} - t_{e,s}}{G_{T,m}} \right)^2$$

$Q_{ss,u}$	[kWh]	roční produkce solární soustavy
$Q_{ss,u}$	[kWh]	roční potřeba tepla
η_k	[-]	průměrná denní (měsíční) účinnost solárního kolektoru
$H_{T,den}$	[kWh/m ² den]	skutečná denní dávka slunečního ozáření (pro různé sklony a orientace plochy kolektorů)
A_k	[m ²]	plocha apertury solárního kolektoru, v m ²
p	[-]	hodnota srážky tepelných zisků z kolektoru vlivem tepelných ztrát solární soustavy (rozvody, solární zásobník)
$G_{T,m}$	[W/m ²]	střední denní sluneční ozáření uvažované plochy solárních kolektorů (pro různé sklony a orientace plochy kolektorů)
$t_{k,m}$	[°C]	průměrná teplota teplotonosné kapaliny v solárních kolektorech v průběhu dne
t_{es}	[°C]	průměrná venkovní teplota v době slunečního svitu
η_0	[-]	optická účinnost
a_1	[W/m ² K]	lineární součinitel tepelné ztráty
a_2	[W/m ² K ²]	kvadratický součinitel tepelné ztráty



Solární zásobník tepla

Solární tepelné soustavy, stejně tak jako většina obnovitelných zdrojů energie, vyžadují pro efektivní provoz možnost dostatečné akumulace energie. Důvodem této potřeby je nesoučasnost mezi produkcí a odběrem tepla. Proto jsou zásobníky tepla zásadním prvkem solárních soustav a jejich nesprávný návrh může vést k velmi nízké efektivitě celého systému.

Obecně je možné akumulovat tepelnou energii čtyřmi způsoby:

- akumulace využívající citelného tepla
- akumulace využívající sorpčního tepla
- akumulace využívající skupenského tepla
- akumulace využívající chemických reakcí

Z těchto možností je v praxi nejvyužívanější akumulace do citelného tepla vodního zásobníku. Voda nabízí oproti jiným materiálům celou řadu výhod: je levná, dostupná, netoxická, dobře přenáší teplo a především má vysokou tepelnou kapacitu - 4 187 J/kgK.

Objem solárních zásobníků je navrhován podle požadovaného solárního pokrytí, způsobu využívání tepla a případných dalších zdrojů tepla, které kladou nároky na akumulaci. Pro účely krátkodobé akumulace (max. několik dní) obecně platí, že je vhodné akumulovat 50 – 70 l/m² solárních kolektorů. Pro sezónní akumulaci se hodnoty pohybují v řádech jednotek m³ na m² plochy solárních kolektorů. Přesnou hodnotu je však nutné ověřit simulačním výpočtem.

Ochranné zařízení solární soustavy

Jedním z rizik, se kterými je nutné se při návrhu solární soustavy vypořádat, je možnost přehřívání systému. V letních měsících se může zásobník tepla pomocí solárních kolektorů ohřát až na maximální povolenou teplotu (60 – 90 °C). V tomto případě je oběhové čerpadlo vypnuto elektronickou solární regulací a zásobník tepla se již na vyšší teploty nenahřívá.

Díky ukončení odběru tepla z kolektorů dojde k takzvané solární stagnaci. Což znamená, že se teplota kapaliny zvýší na teplotu 160 °C a více. Médium v potrubí změní svoje skupenství z kapalného na plynné a plyn vytlačí kapalinu do expanzní nádoby. Pokud je expanzní nádoba správně navržena, nedojde k překročení maximálního provozního tlaku, na který je nadimenzován pojišťovací ventil. V případě špatného nadimenzování expanzní nádoby dojde k odpuštění nemrznoucí směsi přes pojistný ventil. Sníží se tlak v soustavě a nemrznoucí směs se ochladí. Odpuštěnou nemrznoucí směs je následně nutné do soustavy doplnit, což způsobuje nežádoucí zvýšení provozních nákladů.



D.2 Otopné plochy

Při návrhu systému vytápění nemocnic je třeba klást zvýšený důraz na výběr vhodných otopných ploch. Příčinou jsou za prvé velké celkové rozměry nemocnic, které vedou k mnohanásobně vyšším investičním a provozním nákladům, než je tomu například u výstavby rodinných domů. Za druhé jsou to specifické potřeby pacientů, kteří se v rehabilitačních nemocnicích pohybují.

Vzhledem k širokému spektru aktivit, které v rehabilitačních nemocnicích probíhají, efektivní vytápění nemocnic vyžaduje důkladné zhodnocení potřeb jednotlivých provozů. Součástí tohoto hodnocení by mělo být i zvážení rizik, která s topnými zařízeními souvisejí. Kromě ekonomického a zdravotního hlediska je nutné při návrhu zvážit i následující faktory:

- Estetika
- Jednoduchost obsluhy
- Prostorová náročnost
- Údržba a čištění
- Environmentální dopad

D.2.1 Ekonomické hledisko

D.2.1.1 Investiční náklady

Pro porovnání pořizovacích nákladů různých druhů otopných ploch jsou zvoleny dvě varianty:

Varianta 1: komplexní systém podlahového vytápění TECEfloor od společnosti TECE

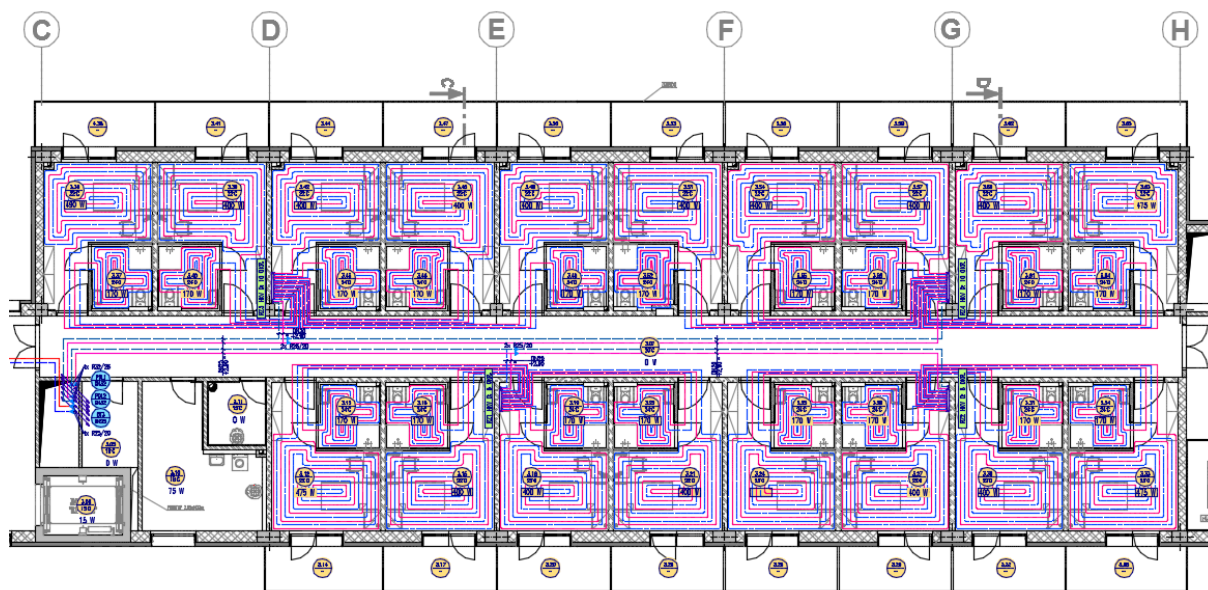
Varianta 2: vytápění radiátory s otopnými tělesy od firmy KORADO s měděnými rozvody

Srovnání je provedeno pro 3. NP nemocnice, pro 16 jednolůžkových pokojů, které jsou vybaveny vlastní koupelnou s WC. Ceny jsou uvažovány bez DPH a bez slev, které výrobci obvykle nabízejí. Pro porovnání nákladů byl využit jiný systém podlahového vytápění než systém navržený v projektu. Důvodem je lepší dostupnost cen jednotlivých komponent v případě společnosti TECE oproti společnosti REHAU. Firma REHAU naopak nabízí komplexnější podporu softwaru pro projektování podlahového vytápění než TECE.



Varianta 1: podlahové vytápění

Obrázek 1 - Půdorys podlahového vytápění



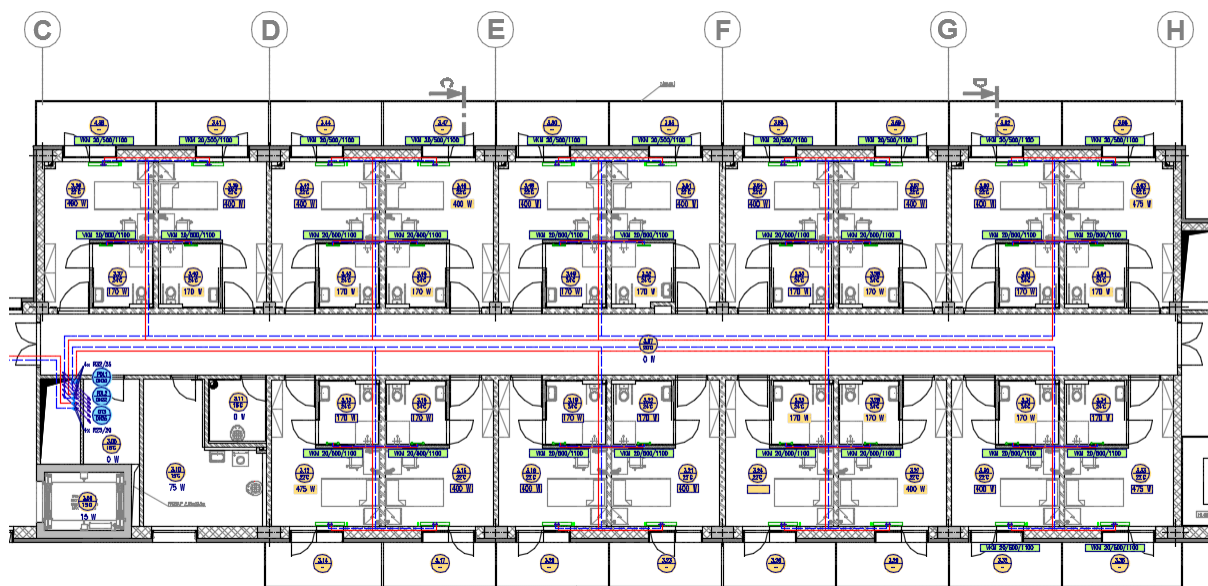
Tabulka 1 - Rozpočet podlahového vytápění

Název projektu: Rehabilitační nemocnice Beroun							
CENY VÝROBKŮ TECE - SYSTÉM PODLAHOVÉHO VYTÁPĚNÍ TECEFLOOR							
Číslo výrobku	Popis	Množství	Měrná jednotka	DC bez DPH	Cena po slevě	Cena po slevě celkem	
77 151 612	SLQ vícevrstvé potrubí AL/PE-RT 16 x 2 mm, role 120 m	2820	m	43 Kč	43 Kč	121 260 Kč	
77 510 010	Systemová fóliová deska, 5 kPa/m ²	400	m ²	440 Kč	440 Kč	176 000 Kč	
77 510 021	SLQ ukončovací pás 30/11	72	ks	87 Kč	87 Kč	6 264 Kč	
77 620 012	SLQ krajová dilatační páska 10x160 mm s fólií	480	m	22 Kč	22 Kč	10 560 Kč	
77 310 008	SLQ rozdělovač z nerezové oceli, 8 okruhů, 1", s průt.	2	ks	7 427 Kč	7 427 Kč	14 854 Kč	
77 310 010	SLQ rozdělovač z nerezové oceli, 10 okruhů, 1", s průt.	2	ks	8 894 Kč	8 894 Kč	17 788 Kč	
77 211 600	SLQ eurokonusový adaptér 16x2 - 3/4"	36	ks	79 Kč	79 Kč	2 844 Kč	
77 381 003	SLQ kulový ventil 1"	8	ks	413 Kč	413 Kč	3 304 Kč	
77 351 004	Vestavná skříň rozdělovače 875 mm UP 110, RAL	4	ks	3 791 Kč	3 791 Kč	15 164 Kč	
77 430 010	Svorkovnice pro servopohon 230 V, pro max. 10 okruhů	4	ks	2 542 Kč	2 542 Kč	10 168 Kč	
77 490 010	SLQ servopohon 230 V, IP 54, M 30x1,5	36	ks	750 Kč	750 Kč	27 000 Kč	
77 410 012	Elektronický prostorový termostat RT 230 V	36	ks	622 Kč	622 Kč	22 392 Kč	
77 630 020	Profil pro dilatační spáry	36	3	144 Kč	144 Kč	5 184 Kč	
77 630 020	Chránička 14-17 mm	30	ks	29 Kč	29 Kč	870 Kč	
77 910 010	Vodící oblouk plastový 14-17 mm	75	ks	28 Kč	28 Kč	2 100 Kč	
00 039 11	Cu měděná trubka 22x1 mm	108	m	105 Kč	105 Kč	11 340 Kč	
00 039 12	Cu měděná trubka 28x1 mm	45	m	180 Kč	180 Kč	8 100 Kč	
-	Montáž podlahového vytápění	400	m	220 Kč	220 Kč	88 000 Kč	
Doporučená cena celkem bez DPH						543 192 Kč	
Cena po slevě celkem bez DPH						543 192 Kč	



Varianta 2: otopná tělesa

Obrázek 2 - Půdorys vytápění otopnými tělesy



Tabulka 2 - Rozpočet vytápění otopnými tělesy

Název projektu: Rehabilitační nemocnice Beroun						
CENY VÝROBKŮ KORADO, MĚĎ - VYTÁPĚNÍ OTOPNÝMI TĚLESY						
Číslo výrobku	Popis	Množství	Měrná jednotka	DC bez DPH	Cena po slevě	Cena po slevě celkem
90 000 170	Radik Hygiene VK TYP 20S/500/1100	18	ks	7 878 Kč	7 878 Kč	141 804 Kč
90 000 450	Koralux Linear comfort TYP KLT/900/450	18	ks	1 469 Kč	1 469 Kč	26 442 Kč
Z-D023	Armatura HM rohová, bílá termostatická hlavice	36	ks	999 Kč	999 Kč	35 964 Kč
Z-U320	Konzola stěnová jednoduchá	108	ks	69 Kč	69 Kč	7 452 Kč
Z-U594	Upevňovací sada 24/40 - comfort	72	ks	135 Kč	135 Kč	9 720 Kč
00 039 09	Cu měděná trubka 15x1 mm	419	m	80 Kč	80 Kč	33 520 Kč
00 039 11	Cu měděná trubka 22x1 mm	34	m	127 Kč	127 Kč	4 318 Kč
00 039 12	Cu měděná trubka 28x1 mm	48	m	170 Kč	170 Kč	8 160 Kč
-	Připojení a zapojení otopného tělesa na zeď	36	ks	700 Kč	700 Kč	25 200 Kč
-	Montáž měděného potrubí DN15	419	ks	150 Kč	150 Kč	62 850 Kč
-	Montáž měděného potrubí DN22	34	ks	170 Kč	170 Kč	5 780 Kč
-	Montáž měděného potrubí DN28	48	ks	180 Kč	180 Kč	8 640 Kč
Doporučená cena celkem bez DPH						369 850 Kč
Cena po slevě celkem bez DPH						369 850 Kč



D.2.1.2 Provozní náklady

Pro výpočet provozních nákladů, které vychází ze spotřeby tepla zvolených variant je použita denostupňová metoda. Další provozní náklady (servis apod.) nejsou uvažovány. V posuzovaném prostoru se nachází pouze pokoje pro pacienty a koupelny. Pokoje jsou vytápěny na teplotu 22 °C a koupelny na teplotu 24 °C. Průměrná výpočtová teplota je uvažována 22,5 °C.

Roční spotřeba tepla pro vytápění

$$Q_{VYT.r} = \frac{24 \times Q_c \times \varepsilon \times D}{t_{is} - t_e}$$

$Q_{VYT.r}$	[kWh/r]	roční potřeba tepla
Q_c	[kW]	tepelná ztráta posuzované části objektu
ε	[-]	opravný součinitel
D	[d.K]	počet denostupňů
t_{is}	[°C]	průměrná výpočtová vnitřní teplota
t_e	[°C]	výpočtová venkovní teplota

Opravný součinitel

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_i \times \varepsilon_t \times \varepsilon_d}{\eta_o \times \eta_r \times \eta_k}$$

ε_i	[-]	součinitel nesoučasnosti infiltrace a ztráty prostupem
ε_t	[-]	součinitel snížení teploty v průběhu dne
ε_d	[-]	součinitel zkrácení doby vytápění
η_o	[-]	účinnost rozvodů
η_r	[-]	účinnost možnosti regulace
η_k	[-]	účinnost kotle

Počet denostupňů

$$D = (t_{is} - t_{es}) \times d$$

t_{es}	[°C]	průměrná venkovní teplota v otopném období
d	[dny]	počet dnů otopného období v roce

Varianta 1: podlahové vytápění

Využití podlahového vytápění výslednou spotřebu tepla v porovnání s deskovými tělesy snižuje. Prvním důvodem je skutečnost, že podlahové vytápění rozptyluje teplo do místnosti rovnoměrněji, a navíc se jedná z větší části o příjemnější sálavé teplo. Díky tomu je možné snížit teplotu v místnosti zhruba o 1 °C při dosažení stejného komfortu. Většina dodavatelů podlahového topení udává 1 - 2 °C. Druhým důvodem vedoucím k úsporám energie je potřeba nižší teploty vody na přívodu. Zatímco klasická topná tělesa vyžadují ohřev vody na teplotu až 70 °C, pro podlahové vytápění je postačující pouze teplota okolo 40 °C. Tím je zaručena vyšší účinnost zdroje tepla.

Odhadnout vývoj cen energií v budoucnu je velmi těžké. Pro výpočet je tedy použita průměrná cena tepla ze zemního plynu v roce 2016 – 1,82 Kč/kWh.



$$Q_{VYT.r} = \frac{24 \times 10,5 \times 0,99 \times 4005}{21,5 - (-12)} = 29\,825 \text{ kWh/r} = 107,3 \text{ GJ/r}$$

$$\varepsilon = \frac{0,9 \times 1,0 \times 1,0}{0,95 \times 1,0 \times 0,95} = 0,99$$

$$D = (t_{is} - t_{es}) \times d = (21,5 - 3,7) \times 225 = 4005 \text{ d. K}$$

$$C_1 = 29\,825 \times 1,82 = 54\,281 \text{ Kč/r}$$

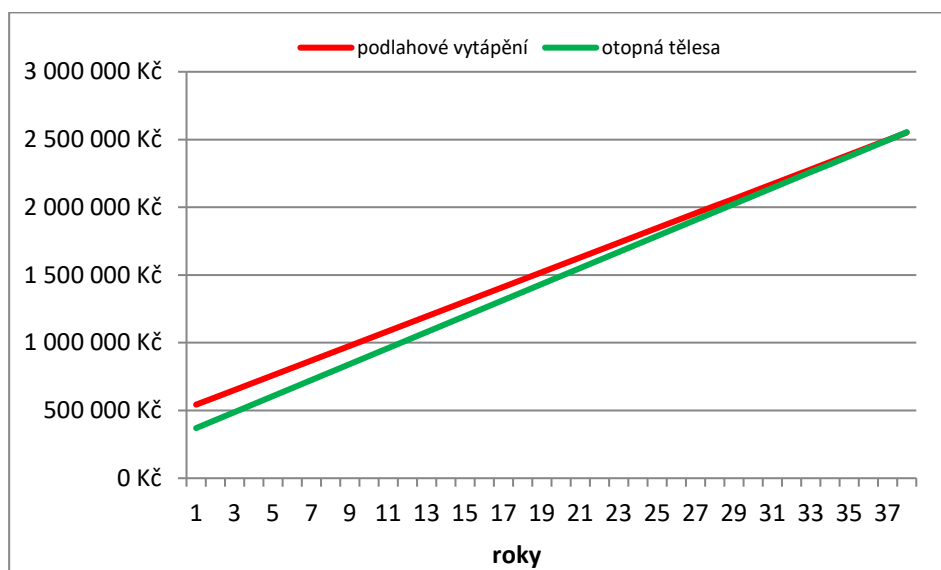
Varianta 2: otopná tělesa

$$Q_{VYT.r} = \frac{24 \times 10,5 \times 1,05 \times 4230}{22,5 - (-12)} = 32\,442 \text{ kWh/r} = 116,8 \text{ GJ/r}$$

$$\varepsilon = \frac{0,9 \times 1,0 \times 1,0}{0,95 \times 1,0 \times 0,9} = 1,05$$

$$D = (t_{is} - t_{es}) \times d = (22,5 - 3,7) \times 225 = 4230 \text{ d. K}$$

$$C_2 = 32\,442 \times 1,82 = 59\,044 \text{ Kč/r}$$



Graf 1 - Celkové náklady na vytápění

Celkové pořizovací náklady pro podlahové vytápění byly vyčísleny na 543 192 Kč, zatímco investiční náklady pro vytápění otopnými tělesy jsou 369 850 Kč. Provozní náklady byly vyčísleny na 54 281 Kč v případě podlahového vytápění a 59 044 Kč v případě vytápění otopnými tělesy. Pro výpočet byly pro zjednodušení uvažovány neměnné ceny zemního plynu a konstantní časová hodnota peněz.

Z grafu vyplývá, že k vyrovnání celkových nákladů na vytápění dojde po 37 letech provozu. V této době již lze předpokládat dosažení maximální životnosti obou systémů. Z čistě ekonomického hlediska tedy v dlouhodobém horizontu není ani jeden ze systémů výrazně výhodnější než druhý.



D.2.2 Zdravotní hledisko

Při návrhu vytápění do prostor nemocnice je nutné vždy vzít v úvahu, k jakým účelům jsou jednotlivé prostory určeny a následně systém navrhnout tak, aby nemohl ohrozit ani ty nejvíce zranitelné osoby, které se v něm budou pohybovat.

Jedním z hlavních rizik, které otopné soustavy pro pacienty nemocnice představují, jsou riziko popálení o horký povrch tělesa a poranění o hranu otopného tělesa při pádu. Příliš horké povrchy jsou typické pro konvenční radiátory a k nim připojené potrubí. Povrchová teplota konvenčních radiátorů může dosahovat teploty až 75 °C. Při této teplotě dochází k popálení kůže již během několika sekund. Zatímco pro dospělého zdravého člověka je takové nebezpečí zcela marginální, pro pacienty rehabilitační nemocnice je reálné. Jedná se obecně o pacienty, kteří v případě pádu na otopné těleso nejsou schopni dostatečně rychle reagovat. Může se jednat například o osoby léčící se po úrazu, starší pacienty a pacienty se sníženou citlivostí k teplotám. Lidé pohybující se v rehabilitačních centrech jsou zároveň náchylnější k pádu. Proto je nutné otopná tělesa vybírat tak, aby neohrožovaly pacienty nejen svou teplotou, ale i ostrými rohy a hranami, které mohou rovněž způsobit závažná zranění.

D.2.2.1 Způsoby omezení rizik

Sálavé panely

Jedná se o typ otopného tělesa, který využívá vodu o nízké teplotě a teplo do prostoru předává velkou plochou tělesa. Sálavé panely předávají maximální podíl tepla formou záření a konvekční složku naopak potlačují na minimum. Jejich použití v nemocnicích není příliš výhodné, jelikož pro zajištění dostatečného výkonu musí zabírat velkou část plochy stěn. Kromě toho jsou jejich pořizovací cena i montážní náklady relativně vysoké.

Umístění topných zařízení do vyšší polohy

Další možností jak snížit rizika, která způsobují topná zařízení v nemocnicích, je jejich prosté umístění do vyšší polohy. Toto řešení je sice možné, ale zásadní nevýhodou je nižší účinnost, jelikož teplý vzduch se koncentruje pod stropem. Tento problém je možné vyřešit pomocí destrafikátorů vzduchu – axiálních ventilátorů omezujících vrstvení vzduchu pod stropem. Vzhledem ke spotřebě elektřiny ventilátorů je však nutné počítat s vyššími provozními náklady.

Ochranné kryty

Relativně jednoduchým řešením je zakrytí otopných těles ochrannými kryty. Ochranné kryty musí být navrženy tak, aby byla jejich povrchová teplota bezpečná a zároveň nesnižovaly zásadně účinnost otopných těles. Nevýhodou tohoto opatření je obtížná čistitelnost prostorů mezi otopným tělesem a krytem.

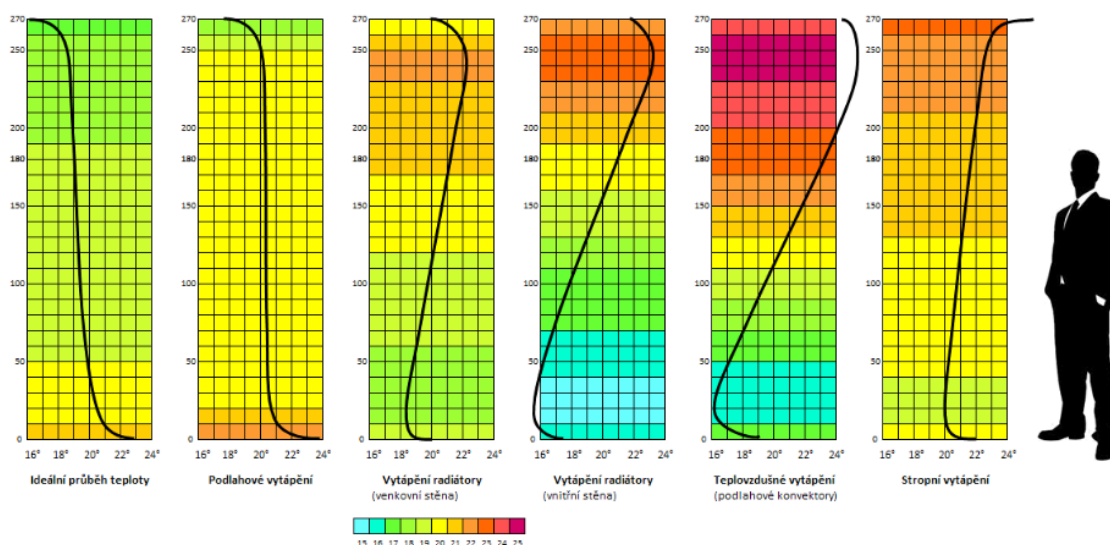


Velkoplošné vytápění

Ideálním systémem je z pohledu zdravotní nezávadnosti velkoplošné podlahové vytápění. Povrchová teplota podlahy je v obytných místnostech maximálně 29 °C, takže riziko popálení je zcela vyloučeno. Otopnou plochou je podlaha a rozdělovače okruhů jsou obvykle umístěné ve skříni, která je zapuštěná do stěny. Není proto možné se o žádnou část podlahového vytápění mechanicky poranit.

Vertikální rozložení teplot se v případě použití podlahového vytápění téměř shoduje s ideálním průběhem teplot. Podlahové topení navíc předává většinu tepla do okolního prostoru příjemnou sálavou složkou tepla, což vede k vyššímu komfortu pacientů.

Obrázek 3 - Vertikální rozložení teplot, převzato z [3]



Ze zdravotního hlediska je další významnou výhodou minimální proudění vzduchu v porovnání s vytápěním pomocí otopných těles. Díky omezenému proudění vzduchu v místnosti nejsou prachové částice ze země přenášeny do vzduchu, což je velmi významné zejména pro pacienty trpící alergiemi.

V neposlední řadě je nutné zmínit snadnou čistitelnost prostorů s podlahovým vytápěním, která z absence otopných těles logicky vyplývá.



E Praktická část



E.1 Návrh ohřevu VZT

V celém objektu je navrženo nucené větrání s rekuperací. Účinnost rekuperace je předpokládána 70 %.

V objektu jsou navrženy dvě VZT jednotky umístěné v 1. NP ve strojovně VZT. První jednotka bude obsluhovat větrání ve všech pěti nadzemních podlažích přiváděným vzduchem o teplotě 20 °C. Druhá jednotka bude obsluhovat pouze vybrané místnosti v 1. NP. Jsou to místnosti s vyšší předpokládanou agresivitou odváděného vzduchu a vyšší teplotou přiváděného vzduchu 35 °C. Jedná se o místnosti 1.02 - Bazény, 1.11 - Vodoléčba a 1.12 - Teploléčba. Tyto místnosti jsou vytápěny teplovzdušným vytápěním a zároveň podlahovým vytápěním. Jejich tepelná ztráta je tedy kryta součtem výkonů obou způsobů vytápění.

Kromě tepelného výkonu pro vzduchotechnické jednotky umístěné ve strojovně VZT je nutné navrhnout také tepelný výkon pro vzduchovou dveřní clonu. Ta zabraňuje pronikání studeného vzduchu do vstupní haly přes hlavní dveře nemocnice. Z důvodu nižších provozních nákladů je dveřní clona navržena rovněž jako teplovodní.

E.1.1 Výpočet výkonu pro ohřev VZT jednotek

Vstupní hodnoty:

t_e	=	-12 °C	výpočtová venkovní teplota
Δt_{vzt}	=	-3 °C	přirážka pro VZT jednotky
$\Delta t_{e,vzt}$	=	-15 °C	výpočtová venkovní teplota pro VZT
η	=	70%	účinnost rekuperace
c_v	=	1010 J.kg ⁻¹ K ⁻¹	tepelná kapacita vzduchu
ρ_v	=	1,29 kg.m ⁻³	hustota vzduchu při 20 °C

Teplota vzduchu po rekuperaci: $t_r = t_{e,vzt} + \eta \cdot (t_o - t_{e,vzt})$

Výkon pro ohřev VZT: $Q = m \cdot c \cdot \Delta t = V_{vzt} \cdot \rho_v \cdot c_v (t_{vzt} - t_r)$

VZT jednotka č. 1

$t_{vzt,1}$	=	20 °C	teplota přiváděného vzduchu
$V_{vzt,1}$	=	11 155 m ⁻³ .h ⁻¹	množství přiváděného vzduchu (viz příloha TZ větráním)

$$t_{r,vzt,1} = -15 + 0,7 \times (20 - -15) = 9,5 \text{ °C}$$

$$Q_{vzt,1} = \frac{11\,155}{3600} \times 1,29 \times 1010 \times (20 - 9,5) = 49,19 \text{ kW}$$



VZT jednotka č. 2

$$\begin{aligned}
 t_{vzt,2} &= 35 \text{ °C} && \text{teplota přiváděného vzduchu} \\
 V_{vzt,2,a} &= 2\,450 \text{ m}^3/\text{h} && \text{množství přiváděného vzduchu (viz příloha TZ větráním)}
 \end{aligned}$$

$$t_{r,vzt,2,a} = -15 + 0,7 \times (35 - -15) = 20,0 \text{ °C}$$

$$Q_{vzt,2,a} = \frac{2\,450}{3600} \times 1,29 \times 1010 \times (35 - 20,0) = 13,30 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}
 t_{vzt,2} &= 35 \text{ °C} && \text{teplota přiváděného vzduchu} \\
 t_{vzt,2,b} &= 32 \text{ °C} && \text{teplota cirkulačního vzduchu} \\
 V_{vzt,2,b} &= 15\,749 \text{ m}^3/\text{h} && \text{množství cirkulačního vzduchu (viz příloha TZ větráním)}
 \end{aligned}$$

$$Q_{vzt,2,b} = \frac{15\,749}{3600} \times 1,29 \times 1010 \times (35 - 32) = 17,09 \text{ kW}$$

$$Q_{vzt,2} = Q_{vzt,2,a} + Q_{vzt,2,b} = 13,30 + 17,09 = 30,40 \text{ kW}$$

E.1.2 Návrh výkonu pro ohřev vzduchové clony

Vzduchová clona je navrhována pouze empiricky, dle rozměrů vstupních dveří.

Vstupní hodnoty:

$$\begin{aligned}
 H_d &= 2,2 \text{ m} && \text{výška dveří} \\
 L_d &= 2,57 \text{ m} && \text{délka dveří}
 \end{aligned}$$

→ je navržena **clona THCP 250-3-Li0**

Parametry clony **THCP 250-3-Li0** dle výrobce:

$$\begin{aligned}
 H_{výf} &= 2,5 \text{ m} && \text{výfuková výška max.} \\
 D_{cl} &= 2,47 \text{ m} && \text{délka} \\
 V_{cl} &= 0,335 \text{ m} && \text{výška} \\
 H_{cl} &= 0,615 \text{ m} && \text{hloubka}
 \end{aligned}$$

Tepl vodní ohříváč (voda 60/40 °C)

$$\begin{aligned}
 Q &= 1,08 \text{ m}^3/\text{h} && \text{průtokové množství} \\
 \Delta P_{cl} &= 1,50 \text{ kPa} && \text{tlaková ztráta} \\
 DN &= 20 && \text{připojení} \\
 Q_{cl} &= 25,5 \text{ kW} && \text{výkon}
 \end{aligned}$$

VZT jednotky celkem

$$Q_{vzt} = Q_{vzt,1} + Q_{vzt,2} + Q_{cl} = 49,19 + 30,40 + 25,5 = 105,09 \text{ kW}$$



E.2 Návrh ohřevu rehabilitačních bazénů

V objektu se kromě nemocničních pokojů a rehabilitačních tělocvičen nachází také dva rehabilitační bazény. Návrh ohřevu vody pro léčebné bazény je proveden dle platného zákona č. 258/2000. Tento zákon stanovuje, že požadovaná teplota vody v léčebných bazénech je vyšší než 28 °C a nižší než 40 °C. Zároveň stanovuje povinnost přivádět na každého návštěvníka rehabilitačního bazénu nejméně 30 l ředící vody.

E.2.1 Návrh výkonu pro ohřev bazénové vody při běžném provozu

Návrh výkonu pro rehabilitační bazény při běžném provozu vychází z tepelné ztráty bazénu mimo provoz, kdy je vyšší tepelná ztráta bazénu z důvodu nižší teploty vzduchu v místnosti, a z potřeby přiváděné ředící vody. Do tepelných ztrát bazénu je započtena tepelná ztráta odparem, sáláním a prouděním. Tepelná ztráta přes stěny a dno bazénu je zanedbána. Není předpokládáno zakrývání hladiny bazénu v době mimo provoz. Pro výpočet je použito okrajových provozních podmínek definovaných v tabulce 1.

E.2.1.1 Tepelná ztráta bazénů odparem, sáláním a prouděním

Tabulka 3 - Provozní podmínky bazénu pro výpočet

Typ provozu	t_w	$p''_v(t_w)$	t_v	ϕ_v	$p_v(t_v)$
	[°C]	[Pa]	[°C]	[%]	[Pa]
Mimo provoz	30	2339	20	65%	1521

$$\text{Parciální tlak syté vodní páry} \quad p''_v = \exp\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)$$

$$\text{Parciální tlak vodní páry} \quad p_v = \phi p''$$

Výkon nutný pro krytí tepelné ztráty bazénů v kW:

Mimo provoz

$$Q_{b,z,n} = \frac{1}{1000} [\beta A_b (p''_v(t_{w,n}) - p''_v(t_{v,n})) \frac{l_w}{3600} + \alpha_i A_B (t_{w,n} - t_{v,n})] =$$

$$= \frac{1}{1000} [1,6 \times 10^{-4} \times 108 (2339 - 1521) \frac{2,5 \times 10^{-4}}{3600} + 10 \times 108 (30 - 20)] = 20,6 \text{ kW}$$

β	[kg/h.m ² Pa]	součinitel přenosu hmoty pro vnitřní bazény $\beta_p = 1,6 \times 10^{-4}$
A_b	[m ²]	plocha vodní hladiny bazénu
$t_{w,p}$	[°C]	požadovaná teplota vody v době mimo provoz bazénu
$t_{v,p}$	[°C]	vnitřní teplota v bazénové místnosti v době mimo provoz bazénu
$p''_v(t_w)$	[Pa]	tlak syté vodní páry v blízkosti hladiny bazénu při teplotě vzduchu rovné teplotě bazénové vody t_w
$p_v(t_v)$	[Pa]	tlak vodní páry v okolním vzduchu při teplotě t_v a vlhkosti ϕ_v
l_w	[J/kg]	výparné teplo vody $l_w = 2,5 \times 10^6$
α_i	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla mezi okolním prostředím a hladinou bazénu sáláním a prouděním, pro vnitřní bazény $\alpha_i = 10$



E.2.1.2 Ohřev přiváděné ředící vody do bazénů

Výkon nutný pro ohřev přiváděné ředící vody v kW:

$$Q_{b,\dot{r}} = \frac{1}{24} k V_{sv,os} c \Delta t = \frac{1}{24} \times 176 \times 0,03 \times 1,163 \times 20 = 5,1 \text{ kW}$$

$$\Delta t = t_{30} - t_{sv,z} = 30 - 10 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vstupní hodnoty:

k	=	5456	počet návštěvníků denně
			$k = 8 \times 22 = 176$
$V_{sv,os}$	=	0,03 m ³ /os	měrná potřeba přiváděné ředící vody na návštěvníka bazénu
t_{30}	=	30 °C	teplota výstupní vody pro bazény
$t_{sv,z}$	=	10 °C	teplota vstupní vody v zimě

E.2.1.3 Celkový výkon pro ohřev bazénové vody při běžném provozu

Tepelná ztráta odparem, sáláním a prouděním	$Q_{b,z} =$	20,6 kW
Ohřev přiváděné ředící vody do bazénů	$Q_{b,\dot{r}} =$	5,1 kW
Tepelná ztráta přestupem stěnami a dnem bazénů	Zanedbatelná	
Celkový nutný výkon na ohřev bazénové vody	$Q_{b,p} =$	25,7 kW

E.2.2 Návrh výkonu pro ohřev bazénové vody po sanitaci

Objem obou bazénů přesahuje 50 m³, a proto se na ně dle zákona č. 258/2000 vztahuje povinnost bazény alespoň jednou za půl roku bazény vypustit a provést důkladnou sanitaci veškerého technického příslušenství bazénu, které je v kontaktu s bazénovou vodou. Proto nelze navrhovat výkon pro ohřev bazénové vody pouze pro běžný denní provoz, ale je nutné jej navrhnout i pro stav napouštění bazénu po sanitaci. Pro výpočet je předpokládána maximální doba napouštění bazénů 5 dnů.

Návrh výkonu ohřevu vody rehabilitačních bazénů po sanitaci vychází z výkonu nutného pro ohřev plnicí vody a z tepelné ztráty bazénu mimo provoz. Množství přiváděné ředící vody je v tomto provozním stavu nulové. Do tepelných ztrát bazénu je započtena tepelná ztráta odparem, sáláním a prouděním. Tepelná ztráta přes stěny a dno bazénu je zanedbána. Není předpokládáno zakrývání hladiny bazénu v průběhu napouštění bazénu.

E.2.2.1 Ohřev přiváděné plnicí vody do bazénů

$$Q_{b,pl} = \frac{1}{24 T_{pl}} m c \Delta t = \frac{1}{24 \times 5} \times 129,6 \times 1,163 \times 20 = 25,1 \text{ kW}$$

Vstupní hodnoty:

m	=	129,6 m ³	objem rehabilitačních bazénů
T_{pl}	=	5 dnů	maximální doba plnění bazénu



E.2.2.2 Celkový výkon pro ohřev bazénové vody po sanitaci

Ohřev přiváděné plnicí vody do bazénů	$Q_{b,pl} = 25,1 \text{ kW}$
Tepelná ztráta odparem, sáláním a prouděním	$Q_{b,z} = 20,6 \text{ kW}$
Ohřev přiváděné ředící vody do bazénů	$Q_{b,\dot{r}} = 0 \text{ kW}$
Tepelná ztráta přestupem stěnami a dnem bazénů	Zanedbatelná
Celkový potřebný výkon pro ohřev bazénové vody	$Q_{b,s} = 45,7 \text{ kW}$

Z vypočtených hodnot vyplývá, že pro návrh maximálního výkonu pro ohřev bazénové vody není rozhodující stav při běžném provozu, ale provozní stav po sanitaci.

E.2.3 Návrh bazénového výměníku (kotel - bazén)

Vstupní hodnoty:

$$Q_{b,s} = 45,7 \text{ kW}$$

→ Navrhují výměník **BOWMAN 5114-2 C/S/T**

Parametry výměníku BOWMAN 5114-2 C/S/T dle výrobce:

170 m ³	předpokládaný objem bazénu
21,0 m ³ /h	maximální průtok vody v bazénu
55 kW	přenos tepla (voda z kotle 60 °C)

E.2.4 Návrh bazénového výměníku (solární kolektory - bazén)

Vstupní hodnoty:

$$Q_{b,p} = 25,7 \text{ kW}$$

→ Navrhují výměník **BOWMAN 5113-3 C/S/T**

Parametry výměníku BOWMAN 5114-2 C/S/T dle výrobce:

120 m ³	předpokládaný objem bazénu
15,0 m ³ /h	maximální průtok vody v bazénu
40 kW	přenos tepla (voda z kotle 60 °C)



E Praktická část

Denní potřeba tepla pro ohřev TV

$$Q_{TV,odebrané,55} = c \times V_{TV,55} \times \Delta t = 1,163 \times 9,91 \times 45 = 518,6 \text{ kWh}$$

$$\Delta t = t_{TV,55} - t_{sv,z} = 45 \text{ °C}$$

$$Q_{TV,odebrané,30} = c \times V_{TV,30} \times \Delta t = 1,163 \times 15 \times 20 = 348,9 \text{ kWh}$$

$$\Delta t = t_{TV,30} - t_{sv,z} = 20 \text{ °C}$$

$$Q_{TV,odebrané} = Q_{TV,odebrané,55} + Q_{TV,odebrané,30} = 518,6 + 348,9 = 867,5 \text{ kWh}$$

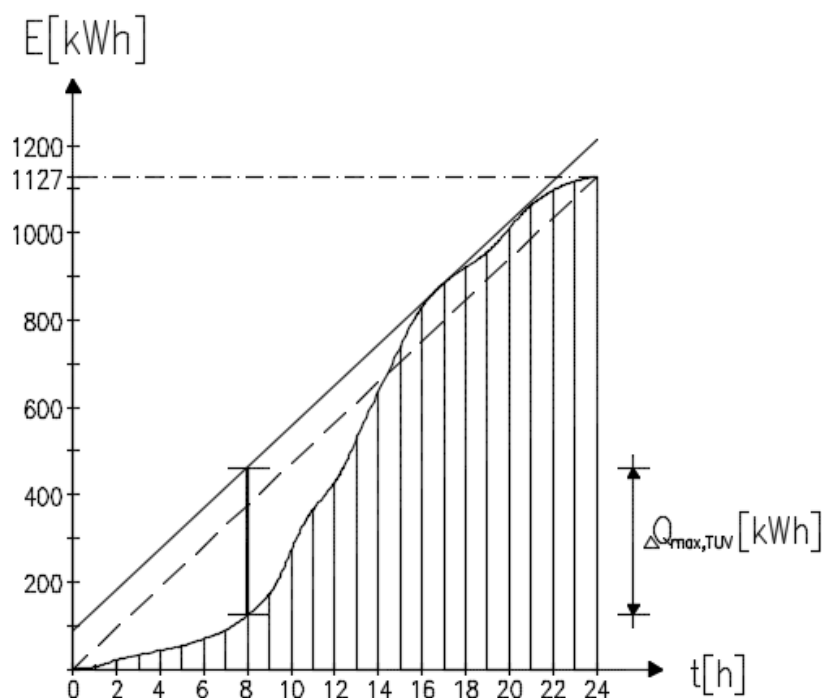
$$Q_{TV,ztracené} = z \times Q_{TV,odebrané} = 0,3 \times 867,5 = 260,3 \text{ kWh}$$

Denní spotřeba tepla pro ohřev TV celkem

$$Q_{TV,celkem} = Q_{TV,odebrané} + Q_{TV,ztracené} = 867,5 + 260,3 = 1\,127,7 \text{ kWh}$$

Vstupní hodnoty:

$t_{TV,55}$	=	55 °C	teplota výstupní vody pro nemocnici
$t_{TV,30}$	=	30 °C	teplota výstupní vody pro rehabilitační vany
$t_{sv,z}$	=	10 °C	teplota vstupní vody v zimě
z	=	0,3	koefficient teplotních ztrát v systému pro centrální zásobníkový ohřev s řízenou cirkulací
c	=	1,163 kWh.m ⁻³ .K ⁻¹	měrná tepelná kapacita vody



Graf 2 - Rozložení potřeby TV v průběhu dne



Tabulka 5 - Denní spotřeba TV

Hodina	Potřeba	Spotřeba bez ztrát	Ztráty	Spotřeba celkem	Ohřev	Ohřev celkem	ΔQ_{TV}
[h]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	11	11	47	47	36
2	0	0	11	22	47	94	72
3	0	0	11	33	47	141	109
4	0	0	11	43	47	188	145
5	0	0	11	54	47	235	181
6	5	5	11	70	47	282	212
7	9	14	11	90	47	329	239
8	24	38	11	124	47	376	252
9	38	75	11	173	47	423	250
10	88	163	11	272	47	470	198
11	83	246	11	366	47	517	152
12	53	299	11	429	47	564	135
13	90	389	11	530	47	611	81
14	95	484	11	636	47	658	22
15	93	577	11	739	47	705	-34
16	81	657	11	831	47	752	-79
17	43	701	11	885	47	799	-86
18	26	727	11	922	47	846	-76
19	24	750	11	956	47	893	-63
20	42	793	11	1010	47	940	-69
21	42	835	11	1063	47	987	-76
22	24	859	11	1097	47	1034	-63
23	9	868	11	1118	47	1081	-36
24	0	868	11	1128	47	1128	0

Maximální hodinový odběr tepla pro TV

$$\Delta Q_{max,TV} = 252 - (-86) = 336 \text{ kWh}$$



E.3.2 Návrh pohotovostního zásobníku TV

Potřebná velikost zásobníku TV

$$V_{z,TUV} = \frac{\Delta Q_{max,TUV}}{c (t_{TV} - t_{sv,z})} = \frac{336}{1,163 (55 - 10)} = 6,57 m^3$$

Jmenovitý tepelný výkon ohřevu TV

$$Q_{TUV} = \frac{Q_{TUV,celkem}}{24} = \frac{1\,127,7}{24} = 47 kW$$

Teplotní spád výměníku

$$\Delta t = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(60 - 55) - (50 - 10)}{\ln \frac{(60 - 55)}{(50 - 10)}} = 16,8 ^\circ C$$

Požadovaná teplosměnná plocha

$$A = \frac{Q_{TUV}}{U \times \Delta t} = \frac{47 \times 10^3}{450 \times 16,8} = 6,21$$

→ Navrhují akumulční zásobník **PSR 5000 Austria-Email**

Parametry akumulčního zásobníku dle výrobce:

5000 l	akumulační objem
2770 mm	výška
1600 mm	průměr
6,0 m ²	přestupní plocha



E.4 Návrh zdroje tepla

Zdroje tepla pro systém vytápění nemocnice musí být navrženy tak, aby poskytovaly dostatek tepla pro vytápění otopnými tělesy, pro podlahové vytápění, větrání, teplovzdušné vytápění, ohřev teplé vody a ohřev bazénů. Navržená hodnota zdroje tepla však není prostým součtem potřeb tepla jednotlivých systémů.

Pokud je teplo dodávané více než jedním zdrojem tepla, je nutné dle normy EN 12828 - Design for water-based heating systems při návrhu zdroje zvážit následující:

- celkovou potřebu tepla
- rozdílné provozní režimy spotřebičů tepla
- provozní doby v závislosti na ročním období
- provozní požadavky (např. standby)

Návrh výkonu zdroje tepla dle EN 12828:

$$Q_{zdroj} = f_{TOP} \times Q_{TOP} + f_{TUV} \times Q_{TUV} + f_{OS} \times Q_{OS}$$

Q_{zdroj}	[kW]	výkon zdroje tepla
f_{TOP}	[-]	návrhový součinitel pro vytápění
Q_{TV}	[kW]	potřeba tepla pro vytápění
f_{TV}	[-]	návrhový součinitel pro ohřev TV
Q_{TV}	[kW]	potřeba tepla pro ohřev TV
f_{OS}	[-]	návrhový součinitel pro ostatní systémy otopné soustavy
Q_{OS}	[kW]	potřeba tepla pro ostatní systémy otopné soustavy

Hodnoty návrhových součinitelů nejsou v normě EN 12828 stanoveny, jelikož se určují dle národních norem. V ČSN 06 0310 jsou návrhové součinitele pro budovy s nepřetržitým provozem stanoveny takto: $f_{TOP} = 1,0$, $f_{TV} = 0$ a $f_{VZT} = 1,0$.

Návrh výkonu zdroje tepla dle ČSN 06 0310:

$$Q_{zdroj} = Q_{TOP} + Q_{VZT}$$

Jelikož je návrh zdroje tepla prováděn pro nemocnici, je z důvodu vyšší bezpečnosti návrhu součinitel f_{TV} uvažován 0,75. Pro ohřev bazénů je při návrhu uvažován běžný provoz. Předpokládá se, že bazény nikdy nebudou sanitovány a následně napouštěny v průběhu nejchladnějšího období. Návrhový součinitel pro ohřev bazénu je uvažován $f_{b,p} = 1,0$.

Návrh výkonu zdroje tepla pro rehabilitační nemocnici:

$$Q_{zdroj} = f_{TOP} \times Q_{TOP} + f_{VZT} \times Q_{VZT} + f_{TUV} \times Q_{TUV} + f_{b,p} \times Q_{b,p}$$



Tabulka 6 - Požadavky na výkon kotle

Okruh		Q
		[kW]
Q _{TOP,i}	OT1 - Tělocvična 5.NP	15,03
	OT2 - Tělocvična 1.NP	15,00
	OT3 - Západní část	23,88
	PDL1 - Lůžkové pokoje JZ	11,50
	PDL2 - Lůžkové pokoje SV	15,02
	PDL3 - Bazén + Vodoléčba	5,19
Q _{TOP}	Vytápění	85,62
Q _{VZT}	Větrání	105,09
Q _{TV}	Ohřev teplé vody	47,00
Q _{b,p}	Ohřev bazénů - běžný provoz	25,70
Q _{b,s}	Ohřev bazénů - po sanitaci	45,70

$$Q_{zdroj} = 1,0 \times 85,62 + 1,0 \times 105,09 + 0,75 \times 47,00 + 1,0 \times 25,70 = 251,66 \text{ kW}$$

→ Navrhuji 3 x kondenzační kotel **Buderus Logano GB312-90**

Parametry kondenzačního kotle dle výrobce:

84 kW jmenovitý tepelný výkon



E.5 Návrh zabezpečovacích zařízení

E.5.1 Návrh expanzní nádoby

Expanzní tlaková nádoba je navržena dle ČSN 128 28 Tepelné soustavy v budovách – Navrhování teplovodních otopných soustav pro OS do 105 °C.

V návrhu je předpokládán ohřev vody z 10 °C na nejvyšší provozní teplotu 65 °C.

Nejnižší dovolený provozní přetlak soustavy:

$$P_{d,dov} \geq 1,1 \times h \times \rho \times g \times 10^{-3}$$

$P_{h,dov}$	[kPa]	nejnižší dovolený provozní přetlak
h	[m]	výška vodního sloupce nad EN

$$P_{d,dov} \geq 1,1 \times 18 \times 1000 \times 10 \times 10^{-3} =$$

$$P_{d,dov} \geq 198 \text{ kPa}$$

→ Navrhují nejnižší provozní přetlak $P_d = 220 \text{ kPa}$

Nejvyšší dovolený provozní přetlak soustavy:

$$P_{h,dov} \leq p_k - (h_{MR} \times \rho \times g \times 10^{-3})$$

$P_{h,dov}$	[kPa]	nejvyšší dovolený provozní přetlak
h_{MR}	[m]	výška od M. R.
p_k	[kPa]	konstrukční přetlak kotle

$$P_{h,dov} \leq 400 - (0,5 \times 1000 \times 10 \times 10^{-3})$$

$$P_{h,dov} \leq 395 \text{ kPa}$$

→ Navrhují předběžný nejvyšší provozní přetlak $P_{h,př} = 350 \text{ kPa}$

Výpočet expanzního objemu:

$$V_e = 1,3 \times V_o \times n$$

V_o	[l]	objem vody v soustavě
n	[-]	koeficient tepelné roztažnosti (pro $\Delta t = 55 \text{ °C} - 0,01949$)
T_{max}	[°C]	maximální provozní teplota otopné soustavy – 65 °C



Tabulka 7 - Objem vody v okruzích

Okruhy	V _o
	[l]
Celkem otopná tělesa	1301
Celkem podlahové vytápění	1492
Vzduchotechnika	259
Ohřev TV	42
Rehabilitační bazény	322
Primární okruh	441
Celkem	3857

$$V_e = 1,3 \times V_o \times n = 1,3 \times 3857 \times 0,01949 = 97l$$

Výpočet vodní rezervy:

$$V_{WR} \geq 0,05 \times V_e, V_{WR} \geq 3l$$

$$V_{WR} = 0,05 \times 97 = 5l$$

Celkový objem expanzní nádoby:

$$V_{exp,min} = (V_e + V_{WR}) \frac{P_{h,př} + 100}{P_{h,př} - P_d}$$

V _{exp,min}	[l]	min. objem expanzní nádoby
V _e	[l]	expanzní objem
V _{WR}	[l]	objem vodní rezervy, úměrný tepelné roztažnosti

$$V_{exp,min} = (97 + 5) \times \frac{350 + 100}{350 - 220} = 353,0l$$

→ Navrhuji 3x expanzní nádobu **Reflex NG 140/6** o celkovém objemu 420 l s max. provozním přetlakem 350 kPa (3,5 baru)

Průměr expanzního potrubí:

$$d_v = 10 + 0,6 \times \sqrt{Q_p} = 10 + 0,6 \times \sqrt{86} = 15,54mm$$

Q _p	[kW]	výkon zdroje tepla
----------------	------	--------------------

→ Navrhuji průměr expanzního potrubí **DN 15**



E.5.2 Návrh pojistného ventilu

Návrh pojistného ventilu vychází z ČSN 060830 - Tepelné soustavy v budovách - Zabezpečovací zařízení. Pojistný ventil a pojistné potrubí jsou navrženy tak, aby zajišťovaly ochranu proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku.

Průřez sedla pojistného ventilu:

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \times K} = \frac{86}{0,565 \times 1,41} = 107,9 \text{ mm}^2$$

Průměr sedla pojistného ventilu:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \times A_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 107,9}{\pi}} = 11,7 \text{ mm}$$

α_v	[-]	dle typu ventilu
K	[-]	viz příloha A ČSN 06 0830

Vnitřní průměr pojistného potrubí:

$$d_v = 15 + 1,4 \times \sqrt{Q_p} = 15 + 1,4 \times \sqrt{86} = 25,9 \text{ mm}$$

→ Navrhují průměr pojistného potrubí **DN 32**

→ Navrhují pojistný ventil **DUCO MEIBES 3/4" x 1" KD**

Parametry pojistného ventilu dle výrobce:

176 mm ²	průřez sedla pojistného ventilu
3,5 bar	otevírací přetlak



E.6 Návrh ostatních zařízení kotelny

E.6.1 Návrh hlavního rozdělovače a sběrače

Vstupní hodnoty:

$$M = 21,700 \text{ m}^3/\text{h} \text{ maximální hmotnostní průtok}$$

$$Q = 252 \text{ kW} \text{ maximální výkon}$$

Hlavní rozdělovač a sběrač umístěný v kotelně bude napojen na následujících 10 větví:

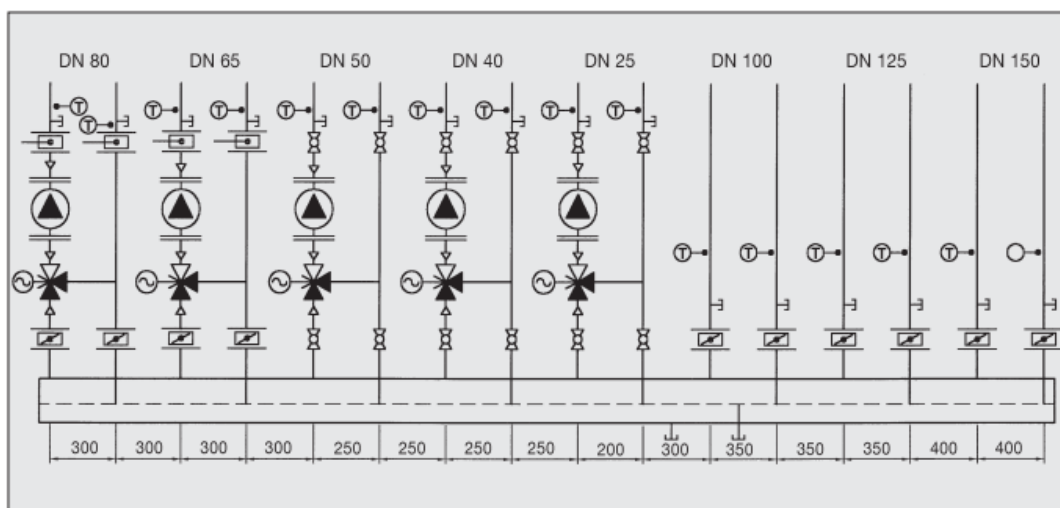
- OT1 Otopná tělesa 1
- OT2 Otopná tělesa 2
- OT3 Otopná tělesa 3
- PDL1 Podlahové vytápění 1
- PDL2 Podlahové vytápění 2
- PDL3 Podlahové vytápění 3
- VZT Vzduchotechnické jednotky
- TV Ohřev TV
- BAZ Ohřev bazénů
- KOT Primární okruh

Tabulka 8 - Řada R + S firmy ETL Ekotherm

Qmax = [m ³ /hod]	6	10	15	23	42	65	95	65
Do výkonu [kW]	120	250	350	550	1000	1500	2100	3000
MODUL	80	100	120	150	200	250	300	350
Průtok, průřez komor Sp [m ³]	0,0019	0,0028	0,0040	0,0070	0,0114	0,0176	0,0271	0,0380
Max. délka (m)	1,5	2,0	3,0					

→ Navrhuji R + S - ETL modul 150

Obrázek 4 - Doporučené minimální rozteče hrdel dle jejich dimenzí, převzato z [11]



→ Navrhuji pro primární okruh rozteč 400 mm, pro ostatní okruhy 250 mm



E.6.2 Návrh úpravny vody

Úpravna vody je navržena v souladu s ČSN 07 7401. Je zvolena automatická úpravna vody AUV firmy Aqua, která je komplexním zařízením, určeným pro plnění a doplňování vody uzavřených teplovodních kotelen. Automatický změkčovací filtr zajišťuje změkčení vody a elektromagnetické dávkovací čerpadlo dávkuje proporcionálně do vody inhibitory koroze.

Tabulka 9 - Řada úpravny vody firmy AQUA

Technické údaje / typ		AUV 150	AUV 250	AUV 220	AUV 250	AUV 300	AUV 350
Objem vody změkčené mezi dvěma regeneracemi při T =1mmol/l	[m ³]	8	11	16,5	22	33	41
Výkon kotelny (orientačně)	[kW]	do 500	do 1000	do 1500	do 2000	do 2500	do 3000
Průtok jmen./max. (orientačně)	[m ³ /h]	0,3-1,5	0,6-2,0	0,6-2,0	1-2,0	1-2,0	1-2,0
Výška filtru	[mm]	1100	1100	1100	1350	1440	1590
Výška vstupu a výstupu vody	[mm]	1100	1100	1100	1100	1100	1100
Šířka x hloubka x výška rámu	[mm]	1100 x 500 x 1200				1100 x 600 x 1200	
Hmotnost	[kg]	35	40	48	60	78	102

→ Navrhují úpravnu vody **AQUA AUV 150**



E.7 Návrh větrání kotelny

Větrání kotelny je nutno navrhnout tak, aby byly splněny tři základní požadavky: přívod spalovacího vzduchu, intenzita větrání a teplota vzduchu uvnitř kotelny.

E.7.1 Přívod spalovacího vzduchu

Spotřeba plynu v kotelně

$$P = \frac{\Sigma Q_k}{\eta \times H} \times 10^{-3} = \frac{252}{0,88 \times 37,5} \times 10^{-3} = 27,490 \text{ m}^3/h$$

Q_k	[kW]	výkon zdroje
H	[MJ/m ³]	výhřevnost zemního plynu

Přibližný objem spalovacího vzduchu na 1m³ plynu:

$$V_{s,1} = 0,260 \times H - 0,25 = 0,260 \times 37,5 - 0,25 = 9,5 \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

Přibližný objem spalovacího vzduchu:

$$V_s = P \times V_{min} = 27,49 \times 9,5 = 261,1 \text{ m}^3/h$$

E.7.2 Intenzita větrání

Intenzita větrání kotelny je navržena dle normy TPG 908 02 – Větrání prostorů se spotřebiči na plynná paliva s celkovým výkonem větším než 100 kW. Dle této normy je minimální intenzita větrání $I = 0,5 \text{ h}^{-1}$ (půlnásobná intenzita výměny vzduchu za hodinu)

Průtok venkovního vzduchu pro větrání:

$$V_i = I \times V_k = 0,5 \times 423,2 = 211,6 \text{ m}^3/h$$

I	[h ⁻¹]	intenzita větrání
V_k	[m ³]	vnitřní objem větraného prostoru kotelny

E.7.3 Teplota vzduchu v kotelně

Tepelný stav v kotelně je nutno navrhnout tak, aby v zimním období byla zajištěna teplota alespoň 7 °C a v letním období nejvýše 40 °C. Kontrola teploty t_i je provedena pro objem přiváděného vzduchu do kotelny. Ten je dán vyšší z hodnot objemu spalovacího vzduchu a objemu vzduchu pro intenzitu větrání.

Orientační výpočet vnitřní tepelné zátěže od technologií:

$$Q_i = 1,7 \times \frac{Z}{100} \times \Sigma Q_k = 1,9 \times \frac{0,5}{100} \times 252 = 2349 \text{ W}$$

Q_k	[kW]	výkon zdroje
Z	[-]	součinitel podílu tepelného toku uvolňovaného do kotelny z celkového výkonu kotelny



E.7.3.1 Tepelná bilance v zimě

Tepelná zátěž v zimě:

$$Q_{zz} = Q_i - Q_{ez} = 2142 - 675 = 1467 \text{ W}$$

Q_{ez} [kW] tepelná ztráta kotelny stanovená pro extrémní venkovní teplotu

Teplota vnitřního vzduchu v zimě:

$$t_i = t_e + \frac{Q_i}{V_p \times \rho_e \times c + \frac{Q_{ez}}{t_{i,výp} - t_{e,min}}} = -12 + \frac{2349}{\frac{261,1}{3600} \times 1,30 \times 1010 + \frac{675}{15 - (-12)}} = 7,6 \text{ °C}$$

$$\rho_e = \frac{341,7}{t_e + 273} = \frac{341,7}{-12 + 273} = 1,30$$

$t_i \geq 7 \text{ °C}$ → teplota v zimě pro navrhovaný průtok přiváděného vzduchu je vyhovující

ρ_e	[kg/m ³]	hustota venkovního vzduchu
c	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu
t_e	[°C]	venkovní návrhová teplota
$t_{i,výp}$	[°C]	vnitřní návrhová teplota kotelny

E.7.3.1 Tepelná bilance v létě

Tepelná zátěž v létě:

$$Q_{zl} = Q_i - Q_{ez} = 2349 - 0 = 2349 \text{ W}$$

Q_{ez} [kW] tepelný zisk kotelny stanovený pro extrémní venkovní teplotu zanedbávám, kotelna nemá žádné prosklené konstrukce

Teplota vnitřního vzduchu v létě:

$$t_i = t_e + \frac{Q_{zl}}{V_p \times \rho_e \times c} = 35 + \frac{2349}{\frac{261,1}{3600} \times 1,11 \times 1010} = 63,9 \text{ °C}$$

$$\rho_e = \frac{341,7}{t_e + 273} = \frac{341,7}{35 + 273} = 1,11$$

$t_i \geq 40 \text{ °C}$ teplota v zimě pro navrhovaný průtok přiváděného vzduchu je nevyhovující, je proto nutné v létě navýšit objem přiváděného vzduchu

Průtok přiváděného vzduchu v létě:

$$V_p = 3600 \times \frac{Q_{zl}}{(t_i - t_e) \times \rho_e \times c} = 3600 \times \frac{2147}{(40 - 35) \times 1,11 \times 1010} = 1378 \text{ m}^3/\text{h}$$

→ Navrhují objem přiváděného vzduchu v létě **1400 m³/h**



E.8 Návrh armatur na větvích otopné soustavy

E.8.1 Kulový kohout, filtr, zpětná klapka

Tlaková ztráta na armaturách

$$\Delta p = \frac{\Delta p_o \times m^2}{K_{vS}^2}$$

m	[m ³ /h]	hmotnostní průtok
K _{vS}	[m ³ /h]	průtokový součinitel armatury
Δp _o	[kPa]	nominální tlaková ztráta při měřeném průtoku 100 kPa

E.8.2 Návrh trojcestných ventilů

Požadovaná tlaková ztráta trojcestného ventilu:

$$\Delta p = P_v \frac{\Delta p_{var}}{1 - P_v}$$

Δp _v	[kPa]	tlaková ztráta trojcestného ventilu při 100% otevření
P _v	[-]	požadovaná autorita ventilu
Δp _{var}	[kPa]	tlaková ztráta úseku s proměnným průtokem

Požadovaná autorita ventilu

$$P_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{var}}$$

Pro větve s jedním trojcestným ventilem platí, že autorita ventilu, čili podíl celkové tlakové ztráty zcela otevřeného ventilu ku tlakové ztrátě části otopné soustavy s proměnným průtokem, musí být větší než 0,5

Tlaková ztráta úseku s proměnným průtokem

$$\Delta p_{var} = 2 \times \Delta p_{uv} + \Delta p_{zk}$$

Δp _{uv}	[kPa]	tlaková ztráta uzavíracího ventilu
Δp _{zk}	[kPa]	tlaková ztráta zpětného ventilu



E.8.2.1 Návrh trojcestného ventilu pro okruh OT1

$$m = 1,290 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{var} = 2 \times 0,03 + 0,17 = 0,23 \text{ kPa}$$

$$P_v = 0,7 \quad \text{odhad autority ventilu}$$

Požadovaná tlaková ztráta ventilu

$$\Delta p = P_v \frac{\Delta p_{var}}{1 - P_v} = 0,7 \frac{0,23}{1 - 0,7} = 0,53 \text{ kPa}$$

Požadovaná Kvs hodnota ventilu

$$K_{vs} = m \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_v}} = 1,29 \sqrt{\frac{100}{0,53}} = 17,61 \text{ m}^3/\text{h}$$

→ Navrhují trojcestný ventil **DANFOSS VRG3**, DN32, Kvs=16,0 m³/h

Skutečná tlaková ztráta trojcestného ventilu:

$$\Delta p_v = \frac{m^2 \times \Delta p_o}{K_v^2} = \frac{1,29^2 \times 100}{16,0^2} = 0,65 \text{ kPa}$$

Skutečná autorita ventilu

$$P_v = \frac{0,65}{0,65 + 0,23} = 0,74 \geq 0,5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rychlost průtoku přes trojcestný ventil

$$v = \frac{m}{S} = \frac{m}{\frac{\pi \times D^2}{4}} = \frac{1,29}{\frac{\pi \times 0,032^2}{4}} \frac{1}{3600} = 0,445 \leq 1,2 \text{ m/s} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

E.8.2.2 Návrh vyvažovacího ventilu pro okruh OT1

Regulační ventil pro okruh OT1 je nutné projektovat na jmenovitou tlakovou ztrátu 3 kPa. Z toho vyplývá hodnota k_v:

$$k_v = \frac{m}{100 \times \sqrt{\Delta p_3}} = \frac{1,29 \times 1000}{100 \times \sqrt{3}} = 7,4$$

→ Navrhují **VV 32/2,7** (vyvažovací ventil DN/přednastavení)



E.8.2.3 Návrh trojcestného ventilu a vyvažovacího ventilu pro ostatní okruhy

Tabulka 10 - Návrh trojcestných ventilů a vyvažovacích ventilů

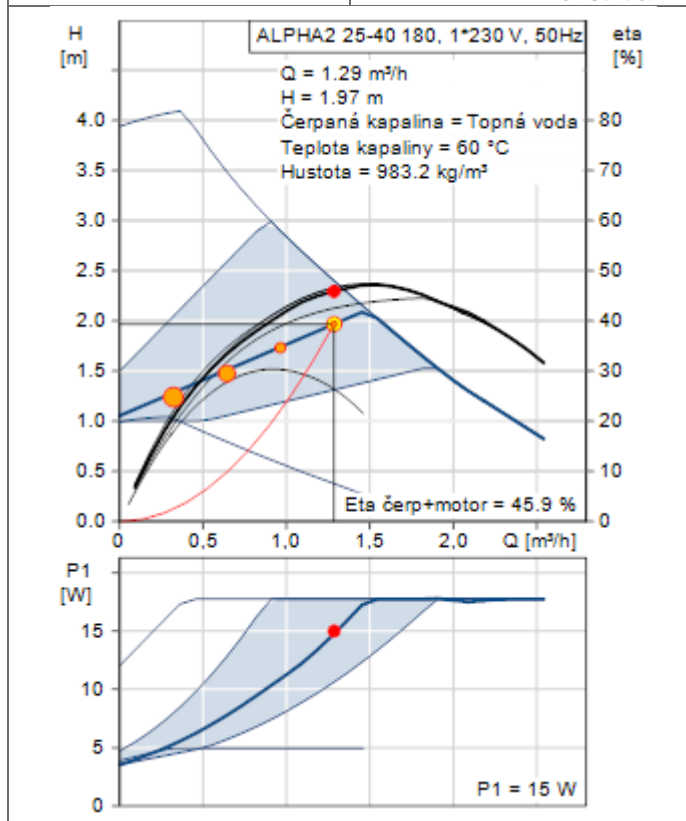
Okruh	m [m ³ /h]	3-cestný ventil						Vyvažovací ventil	
		DN [mm]	kv [m ³ /h]	Δp_v [kPa]	Δp_{var} [kPa]	P_v [-]	v [m/s]	kv [m ³ /h]	DN/Np [m ³ /h]
OT1 - Tělocvična 5.NP	1,290	32	16,0	0,65	0,23	0,74	0,45	7,45	VV32/2,7
OT2 - Tělocvična 1.NP	1,295	32	16,0	0,66	0,23	0,74	0,45	7,48	VV32/2,7
OT3 - Západní část	2,058	40	25,0	0,68	0,30	0,70	0,45	11,88	VV40/2,9
PDL1 - JZ Lůžkové pok.	1,430	32	16,0	0,80	0,28	0,74	0,49	8,26	VV32/2,8
PDL2 - SV Lůžkové pok.	1,520	32	16,0	0,90	0,32	0,74	0,52	8,78	VV32/2,9
PDL3 - Bázén + Vod.	0,590	25	10,0	0,35	0,19	0,64	0,33	3,41	VV25/2,0
TUV - Ohřev teplé vody	4,040	50	40,0	1,02	0,25	0,80	0,57	23,32	VV50/3,1
BAZ - Ohřev bazénů	3,940	50	40,0	0,97	0,24	0,80	0,56	22,75	VV50/3,1
VZT - Ohřev vzt jednotek	4,525							26,13	VV50/3,5
KOT - Primární okruh	7,230							41,74	VV65/4,3



E.8.3 Návrh čerpadel

Tabulka 11 - Návrh čerpadla pro okruh OT1

Okruh vytápění tělesy	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
OT1 - Tělocvična 5.NP	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	15,0	55/45	1,290	0,12	Giacomini R250D	DN32	73,5
filtr				0,58	Giacomini R74A	DN32	17,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,17	Giacomini N5	DN32	31,3
směšovací ventil				0,65	Danfoss VRG3	DN32	16,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN32	14,2
tlakové ztráty okruhu UT				14,73	vnitřní rozvody vyt.	DN32	-
celkem							19,75
Čerpadlo - Č OT1	Grundfoss Alpha2 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 41 kPa						
nastavit	20 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

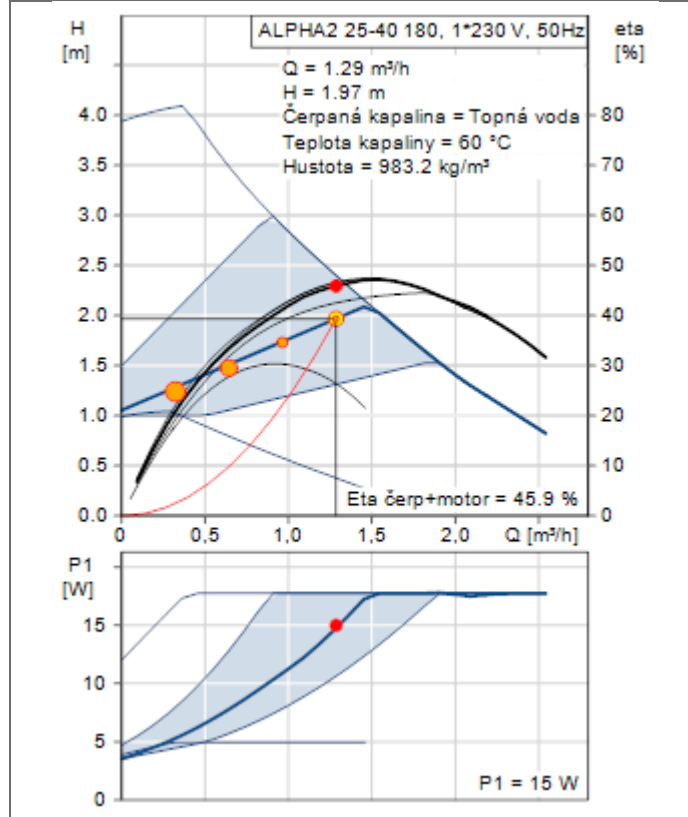




E Praktická část

Tabulka 12 - Návrh čerpadla pro okruh OT2

Okruh vytápění tělesy	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
OT2 - Tělocvična 1.NP	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	15,0	55/45	1,295	0,12	Giacomini R250D	DN32	73,5
filtr				0,58	Giacomini R74A	DN32	17,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,17	Giacomini N5	DN32	31,3
směšovací ventil				0,66	Danfoss VRG3	DN32	16,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN32	14,2
tlakové ztráty okruhu UT				14,73	vnitřní rozvody vyt.	DN32	-
celkem							19,76
Čerpadlo - Č OT2	Grundfoss Alpha2 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 41 kPa						
nastavit	20 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

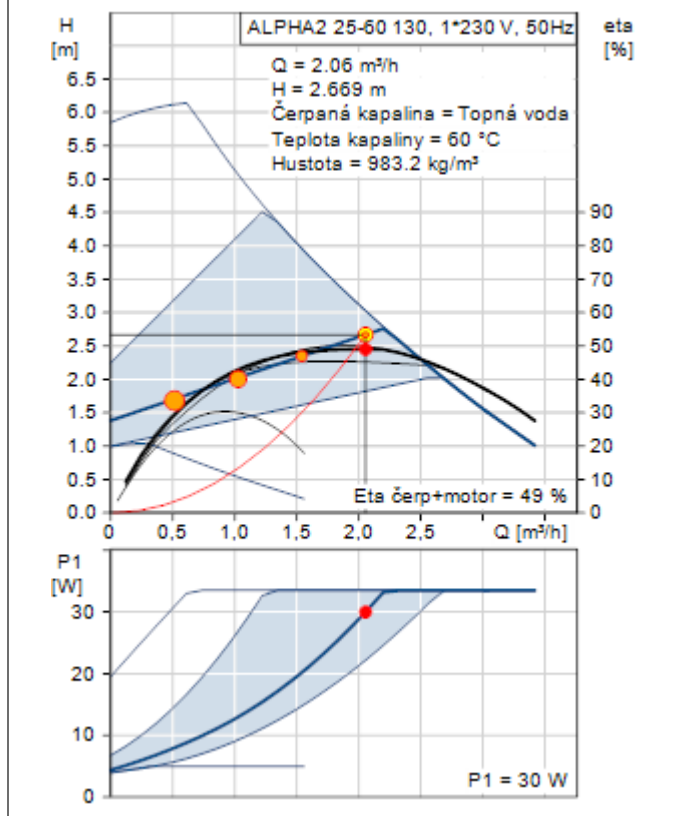




E Praktická část

Tabulka 13 - Návrh čerpadla pro okruh OT3

Okruh vytápění tělesy	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
OT3 - Západní část	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	23,9	55/45	2,058	0,15	Giacomini R250D	DN40	105,0
filtr				0,96	Giacomini R74A	DN40	21,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,22	Giacomini N5	DN40	44,0
směšovací ventil				0,68	Danfoss VRG3	DN40	25,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN40	19,2
tlakové ztráty okruhu UT				21,23	vnitřní rozvody vyt.	DN32	-
celkem							26,74
Čerpadlo - Č OT3	Grundfoss Alpha2 25-60						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 62 kPa						
nastavit	27 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

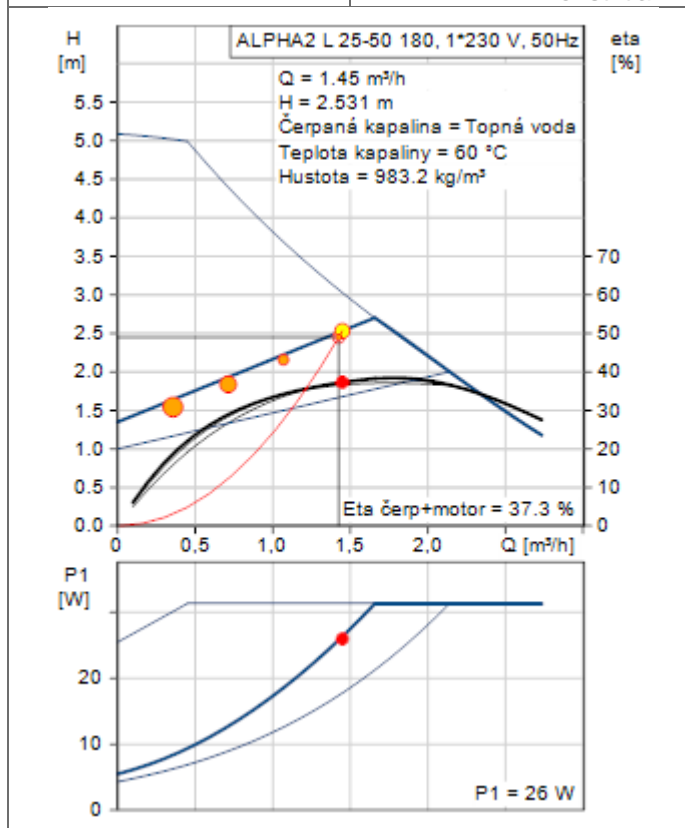




E Praktická část

Tabulka 14 - Návrh čerpadla pro okruh PDL1

PDL1 - JZ Lůžkové pok.	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	11,5	37/28	1,430	0,15	Giacomini R250D	DN32	73,5
filtr				0,71	Giacomini R74A	DN32	17,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,21	Giacomini N5	DN32	31,3
směšovací ventil				0,80	Danfoss VRG3	DN32	16,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN32	14,2
tlakové ztráty okruhu UT				19,22	vnitřní rozvody vyt.	DN32	-
celkem							24,59
Čerpadlo - Č PDL1	Grundfoss Alpha2 25-50						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 52 kPa						
nastavit	25 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

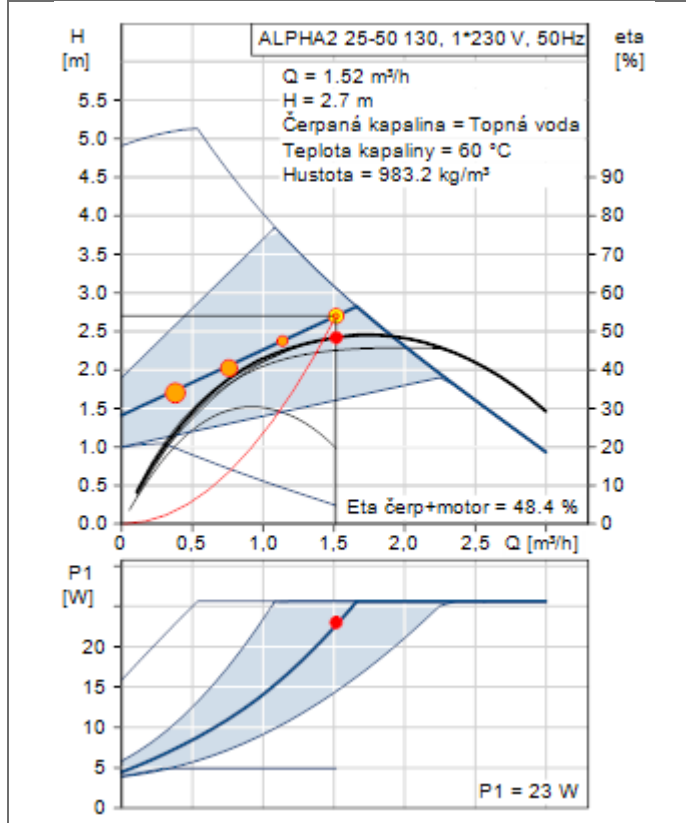




E Praktická část

Tabulka 15 - Návrh čerpadla pro okruh PDL2

Okruh podlahového vyt.	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
PDL2 - SV Lůžkové pok.	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	15,0	38/29	1,520	0,17	Giacomini R250D	DN32	73,5
filtr				0,80	Giacomini R74A	DN32	17,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,24	Giacomini N5	DN32	31,3
směšovací ventil				0,90	Danfoss VRG3	DN32	16,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN32	14,2
tlakové ztráty okruhu UT				20,66	vnitřní rozvody vyt.	DN32	-
celkem							26,27
Čerpadlo - Č PDL2	Grundfoss Alpha2 25-50						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 52 kPa						
nastavit	27 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

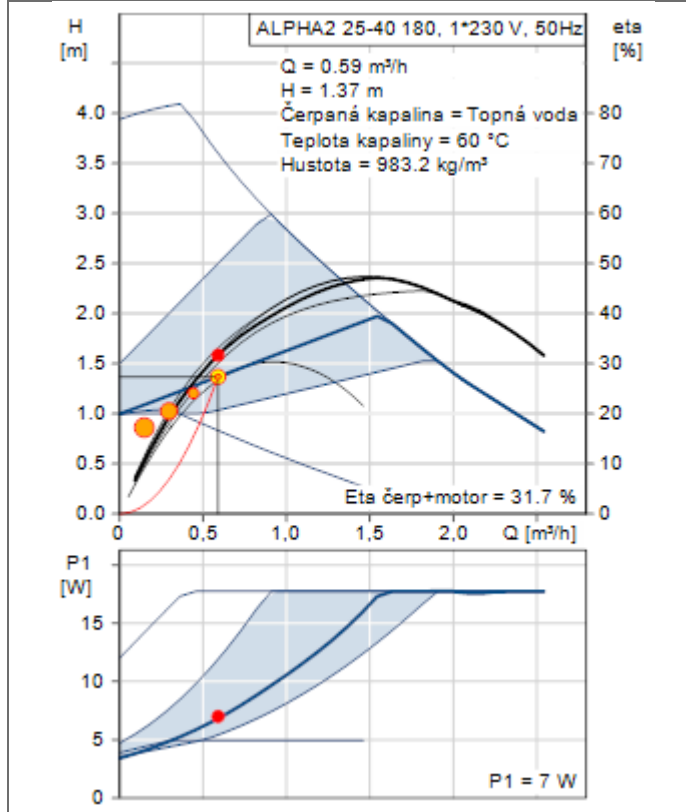




E Praktická část

Tabulka 16 - Návrh čerpadla pro okruh PDL3

Okruh podlahového vyt.	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
PDL3 - Bázén + Vod.	[kW]	[°C]	[m³/h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m³/h]
4 x kulový kohout	5,2	41/33	0,590	0,11	Giacomini R250D	DN25	36,3
filtr				0,24	Giacomini R74A	DN25	12,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,14	Giacomini N5	DN25	15,8
směšovací ventil				0,35	Danfoss VRG3	DN25	10,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN25	8,7
tlakové ztráty okruhu UT				9,36	vnitřní rozvody vyt.	DN25	-
celkem							13,70
Čerpadlo - Č PDL3	Grundfoss Alpha2 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	8 - 40 kPa						
nastavit	14 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

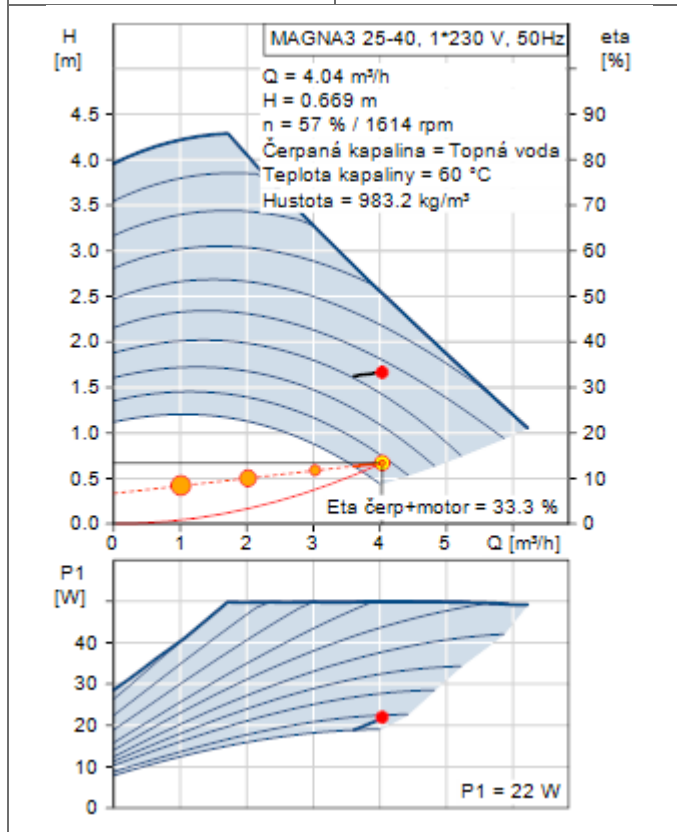




E Praktická část

Tabulka 17 - Návrh čerpadla pro okruh TV

Okruh ohřevu TV	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
TV	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	47,0	60/50	4,040	0,11	Giacomini R250D	DN65	240,0
filtr				0,54	Giacomini R74A	DN65	55,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,14	IVAR.CIM 30 VA	DN65	108,0
směšovací ventil				1,02	Danfoss VRG3	DN50	40,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN50	33,0
tlakové ztráty okruhu UT				1,39	vnitřní rozvody vyt.	DN65	-
celkem							6,70
Čerpadlo - Č TV	Grundfoss MAGNA3 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	5 - 30 kPa						
nastavit	6,7 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

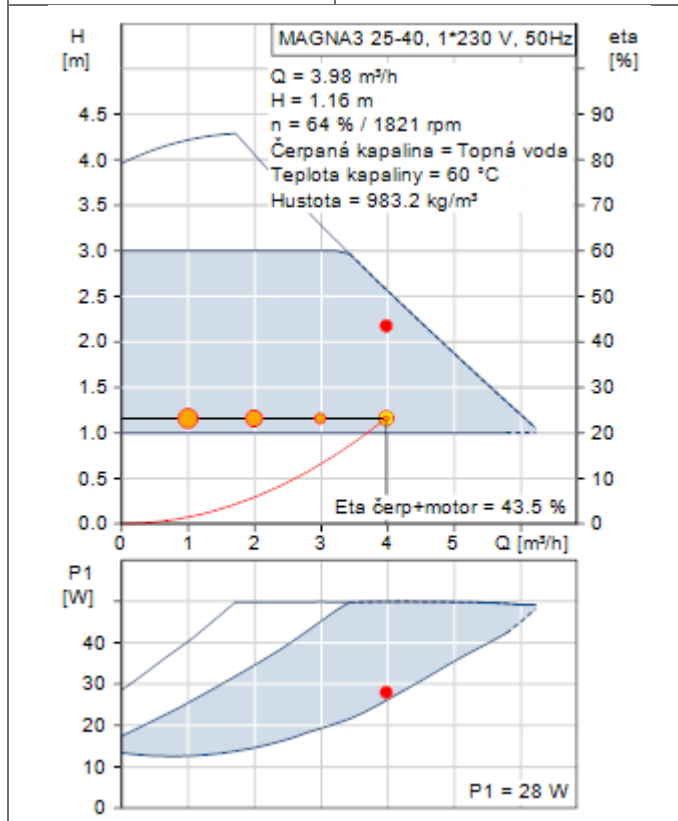




E Praktická část

Tabulka 18 - Návrh čerpadla pro okruh BAZ

Okruh ohřevu bazénů	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
BAZ	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	45,7	60/50	3,940	0,11	Giacomini R250D	DN65	240,0
filtr				0,51	Giacomini R74A	DN65	55,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,13	IVAR.CIM 30 VA	DN65	108,0
směšovací ventil				0,97	Danfoss VRG3	DN50	40,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN50	33,0
tlakové ztráty okruhu UT				9,44	vnitřní rozvody vyt.	DN65	-
celkem							14,66
Čerpadlo - Č BAZ	Grundfoss MAGNA3 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	10 - 40 kPa						
nastavit	15 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

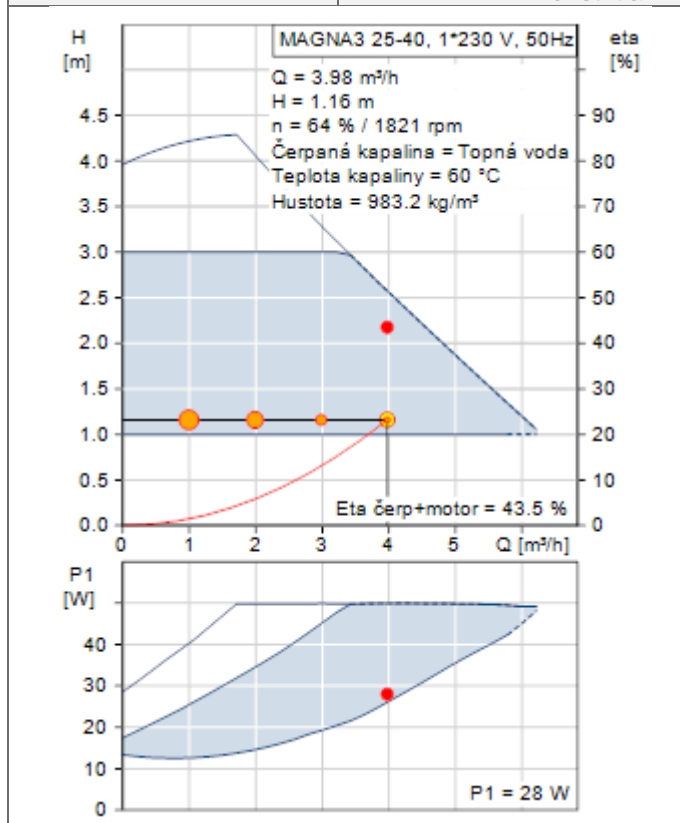




E Praktická část

Tabulka 19 - Návrh čerpadla pro okruh VZT

Okruh ohřevu VZT	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
VZT	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
4 x kulový kohout	105,0	60/40	4,525	0,14	Giacomini R250D	DN65	240,0
filtr				0,68	Giacomini R74A	DN65	55,0
R/S				0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,18	IVAR.CIM 30 VA	DN65	108,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN50	33,0
tlakové ztráty okruhu UT				10,35	vnitřní rozvody vyt.	DN65	-
celkem							14,84
Čerpadlo - Č VZT	Grundfoss MAGNA 3 25-40						
dispoziční tlak čerpadla	5 - 40 kPa						
nastavit	15 kPa						
dimenze	DN 25						
řízení	automatické - konst. tlak						

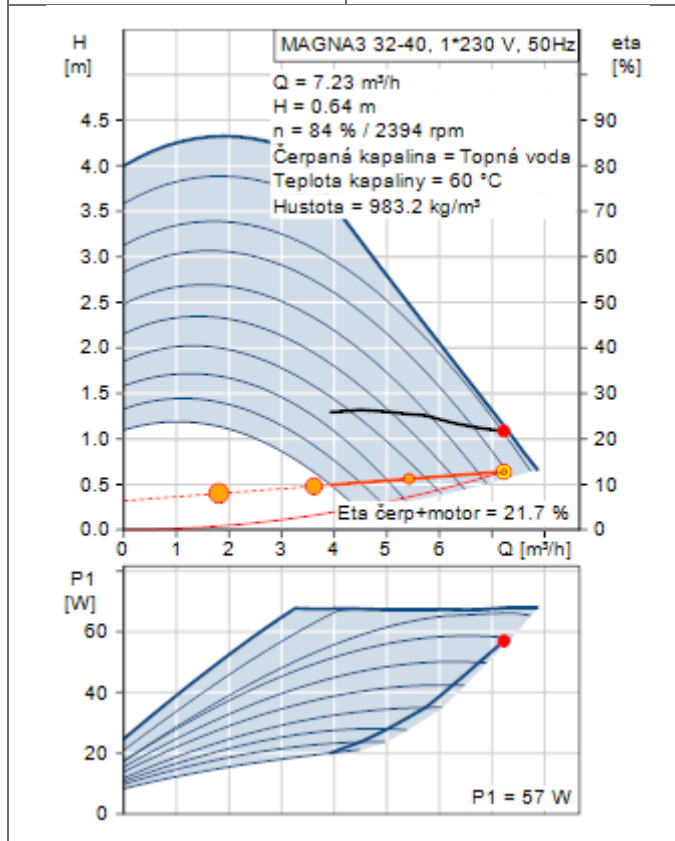




E Praktická část

Tabulka 20 - Návrh čerpadla pro okruh KOT

Primární okruh	Q	Δt	m	Δp	typ	dimenze	kvs
KOT	[kW]	[°C]	[m ³ /h]	[kPa]	[-]	[mm]	[m ³ /h]
2 x kulový kohout	84,0	60/50	7,23	0,05	IVAR.WAFER J9	DN150	1364
4 x kulový kohout				0,23	Giacomini R250D	DN80	300,0
filtr				0,03	IVAR.BRA.11.000	DN150	408,0
R/S			21,69	0,50	rozdělovač/sběrač	-	-
zpětná klapka				0,14	IVAR.CIM 30 VA	DN80	192,0
vyvažovací ventil				3,00	IMI STAD	DN65	85,0
tlakové ztráty okruhu UT				1,43	rozdvoje k rozdělovači	DN80	-
celkem						5,39	
Čerpadlo - Č KOT	Grundfoss MAGNA3 32-40						
dispoziční tlak čerpadla	2 - 40 kPa						
nastavit	5,4 kPa						
dimenze	DN 32						
řízení	automatické - konst. tlak						





E.9 Návrh izolace potrubí

Návrh izolace potrubí je proveden v souladu s vyhláškou č. 193/2007 Sb. Pro zjednodušení je ve výpočtu zanedbán tepelný odpor při přestupu tepla mezi médiem a stěnou trubky. Následující tabulka udává požadované hodnoty součinitelů prostupu tepla vztažených na jednotku délky pro vnitřní rozvody.

Tabulka 21 - Požadovaný součinitel prostupu

DN [mm]	$U_{pož}$ [W/mK]
DN 10 až 15	0,15
DN 20 až 32	0,18
DN 40 až 65	0,27
DN 80 až 125	0,34
DN 150 až 200	0,40

Tepelná ztráta potrubí kruhového průřezu vztažená na jeden metr [W/m]:

$$Q_{ztr} = U \times l \times (t_{in} - t_{out})$$

- U součinitel prostupu tepla válcovou stěnou [W/mK]
- l délka potrubí [m]
- t_{in} teplota média [°C]
- t_{out} teplota v okolí potrubí [°C]

Součinitel prostupu tepla vztažený na jednotku délky [W/mK]:

$$U = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_t} \times \ln \frac{d}{d-2s_t} + \frac{1}{2\lambda_{iz}} \times \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e D}}$$

- λ_t součinitel tepelné vodivosti materiálu potrubí [W/mK]
- d vnější průměr potrubí [mm]
- s_t tloušťka stěny potrubí [mm]
- λ_{iz} součinitel tepelné vodivosti materiálu izolace [W/mK]
- D průměr potrubí s tloušťkou izolace [mm]
 $D = d + 2s_{iz}$
- s_t tloušťka izolace [mm]
- α_e součinitel přestupu tepla mezi povrchem potrubí a okolím [W/m²K]

Tabulka 22 - Návrh izolace potrubí

Dimenze potrubí	Tloušťka izolace	λ_t	d	s_t	λ_{iz}	α_e	U	Tepelná ztráta s izolací	Tepelná ztráta bez izolace	Úspora
DN [mm]	[mm]	[W/mK]	[mm]	[mm]	[W/mK]	[W/m ² K]	[W/mK]	[W/m]	[W/m]	[%]
DN 15	40	50	21,4	2,65	0,038	10	0,15	5,12	23,52	78%
DN 20	40	50	26,9	2,65	0,038	10	0,16	5,76	29,56	81%
DN 25	50	50	33,7	3,25	0,038	10	0,17	5,82	37,03	84%
DN 32	50	50	42,4	3,25	0,038	10	0,19	6,61	46,59	86%
DN 40	50	50	48,3	3,25	0,038	10	0,20	7,12	53,07	87%
DN 50	50	50	60,2	3,65	0,038	10	0,23	8,14	66,14	88%
DN 65	60	50	76,0	3,20	0,038	10	0,24	8,47	83,51	90%
DN 80	60	50	89,0	3,60	0,038	10	0,27	9,39	97,79	90%



E.10 Návrh solární soustavy

Solární systém je navržen tak, aby v letním období nevznikaly větší přebytky energie. Jelikož v letním období je spotřeba tepla na vytápění nulová, je solární systém projektován pouze pro ohřev TV a potřebu tepla pro ohřev bazénové vody. Kolektory jsou navrženy tak, aby v červenci pokryly 100 % potřeby energie na ohřev teplé vody a ohřev bazénů.

E.10.1 Potřeba tepla na ohřev bazénové vody

Bilancování potřeby tepla pro rehabilitační bazény vychází z tepelné ztráty bazénu během provozu i mimo provoz a z potřeby přiváděné čisté vody. Není předpokládáno zakrývání hladiny bazénu v době mimo provoz. Pro výpočet je použito okrajových provozních podmínek definovaných v tabulce 2.

E.10.1.1 Tepelná ztráta bazénů odparem, sáláním a prouděním

Tabulka 23 - Provozní podmínky bazénu pro výpočet

Typ provozu	t_w	$p''_{v(tw)}$	t_v	ϕ_v	$p_{v(tv)}$
	[°C]	[Pa]	[°C]	[%]	[Pa]
V provozu	30	4244	32	65%	3091
Mimo provoz	30	2339	20	0,65	1521

$$\text{Parciální tlak syté vodní páry} \quad p''_v = \exp\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)$$

$$\text{Parciální tlak vodní páry} \quad p_v = \phi p''$$

Měsíční potřeba tepla na krytí tepelné ztráty bazénů v kWh/měs:

V provozu

$$\begin{aligned} Q_{b,z,p} &= \frac{n}{1000} \tau_p [\beta A_b (p''_{v(t_w,p)} - p''_{v(t_v,p)}) \frac{I_w}{3600} + \alpha_i A_B (t_{w,p} - t_{v,p})] = \\ &= \frac{31}{1000} 12 [1,6 \times 10^{-4} \times 108 (4244 - 3091) \frac{2,5 \times 10^{-4}}{3600} 10 \times 108 (30 - 32)] = 4343 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Mimo provoz

$$\begin{aligned} Q_{b,z,n} &= \frac{n}{1000} (24 - \tau_p) [\beta A_b (p''_{v(t_w,n)} - p''_{v(t_v,n)}) \frac{I_w}{3600} + \alpha_i A_B (t_{w,n} - t_{v,n})] = \\ &= \frac{31}{1000} 12 [1,6 \times 10^{-4} \times 108 (2339 - 1521) \frac{2,5 \times 10^{-4}}{3600} + 10 \times 108 (30 - 20)] = 7673 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Celkem

$$Q_{b,z} = Q_{b,z,p} + Q_{b,z,n} = 4343 + 7673 = 12016 \text{ kWh}$$



E Praktická část

n	[-]	počet dní v daném měsíci
τ_p	[h/den]	denní provozní doba bazénu
β	[kg/h.m ² Pa]	součinitel přenosu hmoty pro vnitřní bazény $\beta_p = 1,6 \times 10^{-4}$
A_b	[m ²]	plocha vodní hladiny bazénu
$t_{w,p}$	[°C]	požadovaná teplota vody v době provozu bazénu
$t_{w,n}$	[°C]	požadovaná teplota vody v době mimo provoz bazénu
$t_{v,p}$	[°C]	vnitřní teplota v bazénové místnosti v době provozu bazénu
$t_{v,n}$	[°C]	vnitřní teplota v bazénové místnosti v době mimo provoz
$p_{v(tw)}$	[Pa]	tlak syté vodní páry v blízkosti hladiny bazénu při teplotě vzduchu rovné teplotě bazénové vody t_w
$p_{v(tv)}$	[Pa]	tlak vodní páry v okolním vzduchu při teplotě t_v a vlhkosti ϕ_v
l_w	[J/kg]	výparné teplo vody $l_w = 2,5 \times 10^6$
α_i	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla mezi okolním prostředím a hladinou bazénu sáláním a prouděním, pro vnitřní bazény $\alpha_i = 10$

E.10.1.2 Ohřev přiváděné ředící vody do bazénů

Měsíční potřeba tepla na pro ohřev přiváděné ředící vody v kWh/měs:

$$Q_{b,\dot{r}} = k V_{sv,os} c \Delta t = 5456 \times 0,03 \times 1,163 \times 15 = 2\,855 \text{ kWh}$$

$$\Delta t = t_{30} - t_{sv,l} = 30 - 15 = 15 \text{ °C}$$

Vstupní hodnoty:

k	=	5456	počet návštěvníků v daném měsíci $k = 22 \times 8 \times 31 = 5456$
$V_{sv,os}$	=	0,03 m ³ /os	měrná potřeba přiváděné ředící vody na návštěvníka bazénu
t_{30}	=	30 °C	teplota výstupní vody pro bazény
$t_{sv,l}$	=	15 °C	teplota vstupní vody v létě



E.10.1.3 Tepelná ztráta přestupem stěnami a dnem bazénů

Měsíční potřeba tepla na krytí tepelné ztráty bazénů v kWh/měs:

$$Q_{b,p} = n \cdot 24 \cdot \frac{\alpha \cdot A_s \cdot (t_w - t_m) + 0,7 \cdot \alpha \cdot A_d \cdot (t_w - t_m)}{3,6 \times 10^6} = 31 \times 24 \cdot \frac{200 \times 72 \cdot (30 - 28) + 0,7 \times 200 \times 108 \cdot (30 - 28)}{3,6 \times 10^6} = 12 \text{ kWh}$$

Vstupní hodnoty:

n	=	31	počet dní v měsíci
t _w	=	30 °C	průměrná teplota vody v bazénu
t _m	=	28 °C	průměrná teplota materiálu (odhad)
α	=	200 W.m ⁻² .K ⁻¹	součinitel přestupu tepla mezi stěnou bazénu a vodou v bazénu volným prouděním (odhad)
A _s	=	72 m ²	plocha stěn bazénů
A _d	=	108 m ²	plocha dna bazénů

E.10.1.4 Celková potřeba tepla na ohřev bazénové vody

Tepelná ztráta odparem, sáláním a prouděním	Q _{b,z} =	12 016 kWh
Ohřev přiváděné ředící vody do bazénů	Q _{b,r} =	2 855 kWh
Tepelná ztráta přestupem stěnami a dnem bazénů	Q _{b,p} =	12 kWh
Celková měsíční potřeba tepla na ohřev bazénové vody	Q_b =	14 883 kWh

E.10.2 Potřeba tepla na ohřev vody pro provoz nemocnice bez bazénů

Při určení potřeby tepla pro návrh solárního kolektorů není možné použít hodnoty převzaté z normy ČSN 06 0320 - Příprava teplé vody. Návrhové hodnoty v normě jsou určeny pro bezpečný návrh tepelného výkonu zdroje tepla a zásobníku TV. To znamená, že už ze své podstaty jsou výrazně vyšší (přibližně dvojnásobné) než skutečně průměrně dosahované hodnoty. Pro výpočet je proto použita norma TNI 73 0331 - Energetická náročnost budov - Typické hodnoty pro výpočet.

Jelikož je výpočet proveden pro měsíc červenec, je celková spotřeba zredukována na 90% - předpokládá se snížená potřeba TV v letním období. Zároveň je uvažována vyšší teplota ohřívání studené vody (15 °C).

Tabulka 24 - Hodnoty odběru vody dle provozu

Provoz	Spotřeba
Nemocniční lůžko	0,152 m ³ / lůžko
Sportovní zařízení	0,101 m ³ / sprchu
Rehabilitační vany	0,1 m ³ / osobu



Měsíční potřeba TV

$$V_{TV,55} = 0,9 \times 31 \times (36 \times 0,152 + 9 \times 0,101) = 178,0 \text{ m}^3$$

$$V_{TV,30} = 0,9 \times 31 \times 10 \times 15 \times 0,1 = 418,5 \text{ m}^3$$

Měsíční potřeba tepla pro ohřev TV

$$Q_{TV,55} = c \times V_{TV,55} \times \Delta t = 1,163 \times 178,0 \times 40 = 8\,280 \text{ kWh}$$

$$\Delta t = t_{TV,55} - t_{sv,l} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{TV,30} = c \times V_{TV,30} \times \Delta t = 1,163 \times 418,5 \times 15 = 7\,300 \text{ kWh}$$

$$\Delta t = t_{TV,30} - t_{sv,l} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{TV} = Q_{TV,55} + Q_{TV,30} = 8\,280 + 7\,300 = 15\,580 \text{ kWh}$$

Celková měsíční potřeba TV

$$Q_{TV} = 15\,580 \text{ kWh}$$

Vstupní hodnoty:

$$t_{TV,55} = 55 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{teplota výstupní vody pro provoz nemocnice}$$

$$t_{TV,30} = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{teplota výstupní vody pro rehabilitační vany}$$

$$t_{sv,l} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{teplota vstupní vody v létě}$$

E.10.3 Celková potřeba tepla na ohřev vody pro nemocnici

Potřeba tepla na ohřev bazénové vody

$$Q_b = 14\,883 \text{ kWh}$$

Potřeba tepla na ohřev vody pro provoz nemocnice bez bazénů

$$Q_{TV} = 15\,580 \text{ kWh}$$

Celková potřeba tepla na ohřev vody pro nemocnici

$$Q_{TV+b} = 30\,463 \text{ kWh}$$



E.10.4 Stanovení využitelných tepelných zisků solární soustavy

E.10.4.1 Výpočet požadovaného počtu kolektorů

Tabulka 25 - Hodnoty solární soustavy pro výpočet

		Ohřev TV		Bazén	
typ solární soustavy	ρ	teplá voda, do 200 m ²	0,05	ohřev bazénové vody	0,01
teplota v kolektorech	$t_{k,m}$	100% příprava teplé vody	55°C	ohřev bazénové vody	30°C

Vstupní hodnoty:

Parametry předpokládaného nastavení kolektorů:

$$\begin{aligned}\alpha &= 0^\circ \text{ (jih)} \\ \beta &= 45^\circ \\ G_{T,m} &= 512 \text{ W/m}^2 \\ H_{T,den} &= 5,19 \text{ kWh/m}^2\text{den}\end{aligned}$$

Parametry solárního kolektoru KPG1+ dle výrobce:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= 0,786 \\ a_1 &= 3,747 \text{ W/m}^2\text{K} \\ a_2 &= 0,0048 \text{ W/m}^2\text{K}^2 \\ A_{k,1} &= 2,309 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Meteorologické hodnoty:

$$t_{es} = 22,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Průměrná denní účinnost solárního kolektoru:

$$\eta_k = \eta_0 - a_1 \left(\frac{t_{k,m} - t_{e,s}}{G_{T,m}} \right) - a_2 \left(\frac{t_{k,m} - t_{e,s}}{G_{T,m}} \right)^2$$

Potřebná plocha solárních kolektorů:

$$A_k = \frac{Q_{k,u}}{0,9 \eta_k n H_{T,den} (1 - p)}$$

Potřebný počet solárních kolektorů:

$$n_k = \frac{A_k}{A_{k,1}}$$



a) Návrh kolektorů pro ohřev bazénů

$$\eta_k = 0,786 - 3,747 \left(\frac{30 - 22,5}{512} \right) - 0,0048 \left(\frac{30 - 22,5}{512} \right)^2 = 0,731$$

$$A_k = \frac{12\,175}{0,9 \times 0,731 \times 31 \times 5,19 \times (1 - 0,01)} = 140,8 \text{ m}^2$$

$$n_k = \frac{140,8}{2,309} = 61 \text{ ks}$$

→ Navrhuji pro ohřev bazénů **61 kolektorů**

b) Návrh kolektorů pro ohřev TV

$$\eta_k = 0,786 - 3,747 \left(\frac{55 - 22,5}{512} \right) - 0,0048 \left(\frac{55 - 22,5}{512} \right)^2 = 0,548$$

$$A_k = \frac{15\,580}{0,9 \times 0,548 \times 31 \times 5,19 \times (1 - 0,05)} = 206,7 \text{ m}^2$$

$$n_k = \frac{206,7}{2,309} = 90 \text{ ks}$$

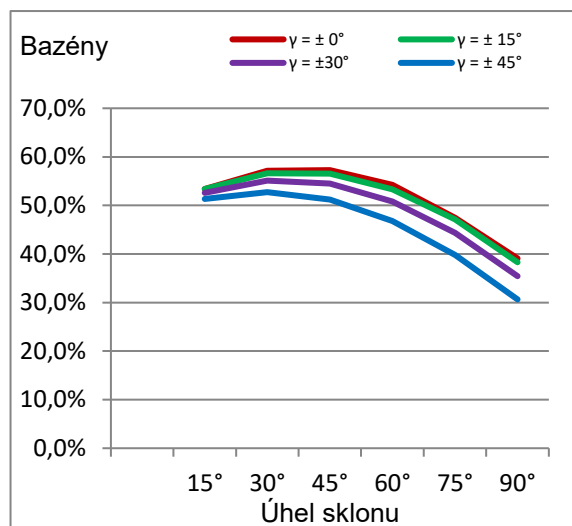
→ Navrhuji pro ohřev TV **90 kolektorů**



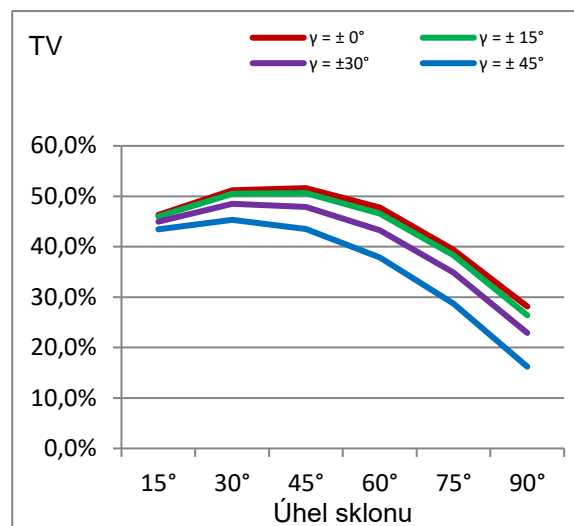
E.10.4.1 Posouzení efektivity solární soustavy

Pro kontrolu vhodnosti nastavení solárních kolektorů směrem ke světovým stranám a naklonění od vodorovné roviny byly spočítány roční solární podíly pro různé alternativní varianty.

a) Posouzení ročního solárního podílu



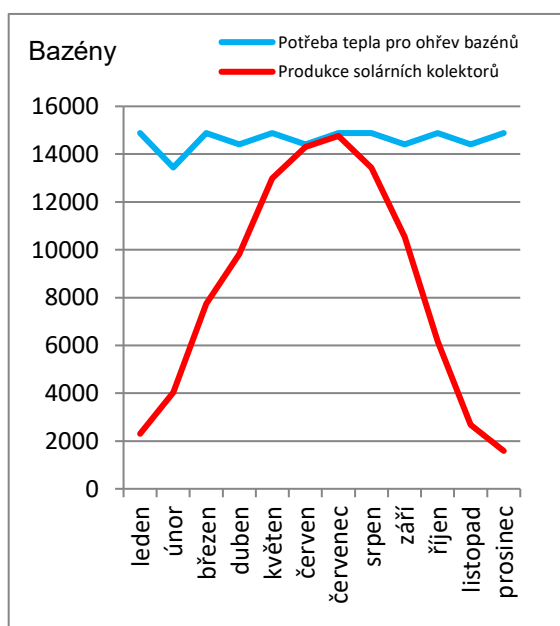
Graf 4 - Roční solární podíl - ohřev bazénů



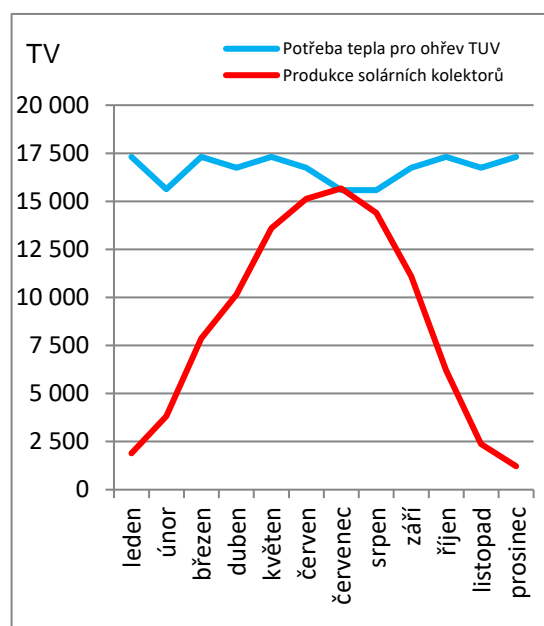
Graf 3 - Roční solární podíl - ohřev TV

Z obou grafů vyplývá, že největší efektivity - ročního pokrytí potřeby tepla - je dosaženo při orientaci směrem přímo na jih a úhlu naklonění 45°. To znamená, že původní předpoklad, podle kterého byly navrženy potřebné plochy solárních kolektorů, byl správný. Roční solární podíl pro ohřev bazénové vody je 57,3 % a roční solární podíl pro ohřev TV je 51,6 %. Je nutné dodat, že se jedná pouze o teoretické solární podíly, které předpokládají 100% využití ohřáté vody. Skutečné solární podíly by proto byly nižší.

b) Roční bilance solárního systému



Graf 6 - Roční bilance SS - ohřev bazénů



Graf 5 - Roční bilance SS - ohřev TV



c) Teoretické měsíční využitelné tepelné zisky

Tabulka 26 - Využitelné tepelné zisky pro ohřev bazénů

Úhel sklonu plochy β	$Q_{k,u}$	Teoretický měsíční využitelný tepelný zisk ze solárních kolektorů pro ohřev bazénů												Solární podíl f
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 0^\circ$ (orientace na jih)														
0	519	1 736	5 044	8 352	12 475	14 235	14 510	12 173	8 030	3 656	1 067	260	0,468	
15	944	2 778	6 398	9 379	13 383	15 046	15 350	13 260	9 423	4 808	1 818	948	0,534	
30	1 919	3 538	7 309	9 903	13 544	15 076	15 444	13 693	10 270	5 683	2 342	1 346	0,571	
45	2 297	4 030	7 736	9 821	12 985	14 297	14 762	13 435	10 544	6 177	2 673	1 586	0,573	
60	2 490	4 244	7 680	9 212	11 731	12 794	13 281	12 429	10 222	6 339	2 848	1 717	0,542	
75	2 510	4 168	7 142	8 073	8 685	10 646	11 194	10 790	9 354	6 100	2 810	1 716	0,475	
90	2 336	3 800	6 122	6 451	6 901	7 973	8 558	8 641	7 968	5 507	2 629	1 605	0,391	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 15^\circ$														
15	1 339	2 730	6 338	9 322	13 353	15 014	15 319	13 228	9 362	4 773	1 806	931	0,534	
30	1 878	3 476	7 213	9 814	13 481	14 987	15 380	13 600	10 152	5 591	2 305	1 330	0,566	
45	2 250	3 940	7 605	9 700	12 887	14 176	14 640	13 262	10 395	6 079	2 629	1 545	0,566	
60	2 419	4 128	7 517	9 083	11 602	12 618	13 153	12 245	10 042	6 184	2 781	1 677	0,533	
75	2 435	4 047	6 950	7 913	9 707	10 493	11 010	10 603	9 007	5 941	2 740	1 673	0,471	
90	2 261	3 678	5 950	6 287	7 262	7 816	8 398	8 452	7 537	5 346	2 559	1 562	0,383	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 30^\circ$														
15	1 254	2 628	6 175	9 197	13 201	14 895	15 195	13 074	9 210	4 667	1 731	877	0,526	
30	1 753	3 267	6 924	9 568	13 231	14 747	15 133	13 323	9 849	5 363	2 188	1 221	0,551	
45	2 071	3 666	7 193	9 358	12 543	13 874	14 298	12 891	9 972	5 730	2 459	1 429	0,545	
60	2 209	3 799	7 033	8 650	11 191	12 253	12 721	11 806	9 527	5 773	2 555	1 531	0,508	
75	2 196	3 666	6 398	7 418	9 229	10 062	10 569	10 103	8 567	5 493	2 509	1 524	0,444	
90	2 019	3 290	5 361	5 772	6 769	7 348	7 890	7 911	7 147	4 868	2 300	1 410	0,354	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 45^\circ$														
15	1 126	2 461	5 947	9 011	13 012	14 715	15 009	12 857	8 942	4 469	1 611	774	0,513	
30	1 528	2 953	6 467	9 168	12 853	14 386	14 762	12 889	9 367	4 975	1 975	1 074	0,527	
45	1 778	3 237	6 546	8 828	12 008	13 364	13 771	12 271	9 281	5 212	2 176	1 244	0,512	
60	1 852	3 258	6 232	7 970	10 527	11 644	12 066	11 034	8 682	5 153	2 214	1 297	0,468	
75	1 805	3 064	5 515	6 655	8 487	9 360	9 819	9 257	7 627	4 778	2 134	1 281	0,398	
90	1 618	2 668	4 423	4 950	5 964	6 593	7 119	7 026	6 164	4 114	1 915	1 141	0,306	

Tabulka 27 - Využitelné tepelné zisky pro ohřev TV

Úhel sklonu plochy β	$Q_{k,u}$	Teoretický měsíční využitelný tepelný zisk ze solárních kolektorů pro ohřev bazénů												Solární podíl f
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 0^\circ$ (orientace na jih)														
0	0	135	3 776	7 916	12 813	15 034	15 281	12 420	7 353	2 206	0	0	0,384	
15	202	1 860	5 844	9 471	14 154	16 226	16 533	14 040	9 428	4 082	886	0	0,463	
30	1 268	3 066	7 217	10 253	14 406	16 268	16 676	14 678	10 693	5 431	1 800	762	0,512	
45	1 894	3 828	7 866	10 152	13 591	15 132	15 669	14 391	11 106	6 208	2 369	1 218	0,516	
60	2 218	4 159	7 794	9 257	11 735	12 913	13 507	12 838	10 660	6 456	2 658	1 458	0,477	
75	2 272	4 061	7 005	7 555	7 857	9 697	10 377	10 430	9 397	6 130	2 638	1 494	0,394	
90	2 037	3 528	5 497	5 096	4 817	5 543	6 321	7 201	7 355	5 262	2 377	1 353	0,281	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 15^\circ$														
15	251	1 800	5 761	9 395	14 111	16 171	16 490	13 986	9 339	4 025	852	0	0,460	
30	1 194	2 967	7 074	10 127	14 308	16 142	16 577	14 540	10 528	5 301	1 737	718	0,505	
45	1 807	3 690	7 666	9 976	13 436	14 950	15 495	14 052	10 891	6 053	2 286	1 147	0,506	
60	2 106	3 988	7 548	9 053	11 533	12 674	13 302	12 572	10 396	6 234	2 552	1 387	0,466	
75	2 149	3 875	6 720	7 306	8 689	9 460	10 111	10 145	8 439	5 890	2 522	1 417	0,383	
90	1 914	3 339	5 225	4 830	4 909	5 285	6 063	6 903	5 897	5 019	2 259	1 276	0,264	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 30^\circ$														
15	101	1 630	5 516	9 204	13 900	16 002	16 304	13 762	9 109	3 841	720	0	0,450	
30	976	2 650	6 644	9 762	13 942	15 792	16 217	14 136	10 074	4 944	1 525	542	0,485	
45	1 520	3 270	7 063	9 459	12 927	14 499	14 990	13 509	10 263	5 532	2 008	949	0,479	
60	1 774	3 489	6 825	8 401	10 915	12 115	12 674	11 899	9 628	5 622	2 203	1 149	0,433	
75	1 778	3 305	5 892	6 561	7 962	8 789	9 429	9 386	8 227	5 215	2 158	1 171	0,349	
90	1 535	2 751	4 335	4 021	4 120	4 531	5 259	6 040	6 118	4 298	1 859	1 019	0,229	
Azimutový úhel osluněné plochy $\gamma = \pm 45^\circ$														
15	0	1 356	5 171	8 924	13 619	15 736	16 030	13 442	8 725	3 532	501	0	0,434	
30	605	2 156	5 955	9 166	13 379	15 259	15 669	13 497	9 364	4 351	1 168	259	0,453	
45	1 042	2 605	6 093	8 656	12 132	13 750	14 206	12 588	9 248	4 736	1 536	606	0,435	
60	1 204	2 664	5 636	7 381	9 915	11 192	11 686	10 769	8 380	4 659	1 651	751	0,379	
75	1 154	2 388	4 553	5 377	6 810	7 713	8 289	8 095	6 819	4 111	1 550	747	0,288	
90	887	1 778	2 884	2 694	2 792	3 293	3 988	4 647	4 607	3 120	1 220	567	0,162	



E.10.5 Návrh předehřívacích zásobníků TV

Pro návrh předehřívacích zásobníků TV je předpokládána akumulace 50 l TV na každý metr čtvereční plochy solárních kolektorů. Z důvodů účinné stratifikace naakumulovaného tepla v zásobnících je navržena sestava 3 předehřívacích zásobníků.

Vstupní hodnoty:

50 l/m² množství akumulovaného tepla
207,8 m² plocha kolektorů pro ohřev TV

Potřebná velikost zásobníku TV

$$V_{z,TUV} = \frac{50 \times 207,8}{3} = 3,463 \text{ m}^3$$

→ Navrhuji 3 x akumulční zásobník **PSM 4000 Austria-Email**

Parametry akumulčního zásobníku dle výrobce:

4000 l akumulční objem
2669 mm výška
1400 mm průměr



F Závěr

Pro objekt Rehabilitační nemocnice Beroun byl navržen komplexní systém vytápění, ohřevu teplé vody a ohřevu bazénů. Při návrhu byly využity moderní principy řešení zajišťující ekonomický a k životnímu prostředí ohleduplný provoz při zachování spolehlivosti systému. Projekt byl navržen v souladu s příslušnými požadavky, normami a právními předpisy.

Jako hlavní zdroj tepla byla navržena kaskáda tří kondenzačních kotlů na zemní plyn o celkovém výkonu 252 kW. Tento zdroj tepla byl zvolen především kvůli vysoké účinnosti, nízké produkci emisí Nox a CO a téměř bezúdržbovému provozu. Kromě kotlů bylo také pro ohřev teplé vody a bazénů předběžně navrženo pole solárních kolektorů. Jedná se o obnovitelný zdroj energie, který výrazně snižuje spotřebu primární energie objektu pro ohřev vody. Ohřev vody je zajištěn zásobníkovým způsobem, pomocí jednoho pohotovostního zásobníku TV a tří přehřívacích zásobníků TV o celkovém objemu 17 m³.

Otopná soustava je rozdělena na 9 samostatných větví zapojených do společného rozdělovače a sběrače. První až třetí větev bude sloužit pro vytápění pokojů pro pacienty, bazénu, vodoléčby a teploléčby podlahovým vytápěním. Čtvrtá až šestá větev bude sloužit pro vytápění západní části objektu a velkých tělocvičen otopnými tělesy Korado Radik. Sedmá větev bude ohřívát pohotovostní zásobník TV. Osmá větev zajistí ohřev vzduchu ve VZT jednotkách a dveřní cloně. Devátá větev bude sloužit pro ohřev bazénů.

V rozšiřující části práce byla srovnána vhodnost využití podlahového vytápění a otopných těles v nemocničních pokojích. Bylo srovnáno ekonomické a zdravotní hledisko. Z práce vyplývá, že při sečtení celkových pořizovacích i provozních nákladů, jsou oba systémy srovnatelné. Ze zdravotního hlediska je však jednoznačně vhodnější podlahové vytápění.



G Seznam tabulek

Tabulka 1 - Rozpočet podlahového vytápění.....	19
Tabulka 2 - Rozpočet vytápění otopnými tělesy	20
Tabulka 3 - Provozní podmínky bazénu pro výpočet	28
Tabulka 4 - Hodnoty odběru vody dle provozu	31
Tabulka 5 - Denní spotřeba TV.....	33
Tabulka 6 - Požadavky na výkon kotle	36
Tabulka 7 - Objem vody v okruzích	38
Tabulka 8 - Řada R + S firmy ETL Ekotherm.....	40
Tabulka 9 - Řada úpraven vody firmy AQUA.....	41
Tabulka 10 - Návrh trojcestných ventilů a vyvažovacích ventilů.....	46
Tabulka 11 - Návrh čerpadla pro okruh OT1.....	47
Tabulka 12 - Návrh čerpadla pro okruh OT2.....	48
Tabulka 13 - Návrh čerpadla pro okruh OT3.....	49
Tabulka 14 - Návrh čerpadla pro okruh PDL1.....	50
Tabulka 15 - Návrh čerpadla pro okruh PDL2.....	51
Tabulka 16 - Návrh čerpadla pro okruh PDL3.....	52
Tabulka 17 - Návrh čerpadla pro okruh TV	53
Tabulka 18 - Návrh čerpadla pro okruh BAZ.....	54
Tabulka 19 - Návrh čerpadla pro okruh VZT	55
Tabulka 20 - Návrh čerpadla pro okruh KOT	56
Tabulka 21 - Požadovaný součinitel prostupu	57
Tabulka 22 - Návrh izolace potrubí.....	57
Tabulka 23 - Provozní podmínky bazénu pro výpočet	58
Tabulka 24 - Hodnoty odběru vody dle provozu	60
Tabulka 25 - Hodnoty solární soustavy pro výpočet	62
Tabulka 26 - Využitelné tepelné zisky pro ohřev bazénů	65
Tabulka 27 - Využitelné tepelné zisky pro ohřev TV	65



H Seznam grafů

Graf 1 - Celkové náklady na vytápění.....	22
Graf 2 - Rozložení potřeby TV v průběhu dne	32
Graf 3 - Roční solární podíl - ohřev TV	64
Graf 4 - Roční solární podíl - ohřev bazénů.....	64
Graf 5 - Roční bilance SS - ohřev TV	64
Graf 6 - Roční bilance SS - ohřev bazénů	64

I Seznam obrázků

Obrázek 1 - Půdorys podlahového vytápění.....	19
Obrázek 2 - Půdorys vytápění otopnými tělesy.....	20
Obrázek 3 - Vertikální rozložení teplot, převzato z [3].....	24
Obrázek 4 - Doporučené minimální rozteče hrdel dle jejich dimenzí, převzato z [11].....	40

J Seznam příloh

Výkresy

- UT 01 Technická zpráva
- UT 02 Půdorys 1. NP
- UT 03 Půdorys 2. NP
- UT 04 Půdorys 3. NP
- UT 05 Půdorys 4. NP
- UT 06 Půdorys 5. NP
- UT 07 Půdorys 1. PP
- UT 08 Kotelna
- UT 09 Rozvinuté schéma
- UT 10 Schéma

Výpočty

- UT 11 Tepelně technické vlastnosti konstrukcí
- UT 12 Tepelné ztráty
- UT 13 Hydraulické výpočty
- UT 14 Katalogové listy



K Seznam použitých zdrojů

Literatura

- [1] MATUŠKA, T. *Solární zařízení v příkladech*. Grada Publishing a.s., 1. vydání v Praze 2013. ISBN 978-80-247-3525-2

Ostatní zdroje

- [2] *Kupní síla: Cena kWh elektřiny, plynu* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://kupnisila.cz/cena-kwh-elektriny-plynu-tepla>
- [3] *TZB info: Vytápění* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kondenzace/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [4] *Operační program životní prostředí: Bilance solární soustavy* [online]. 2013 [cit. 2017-01-03]. Dostupné z: <http://www.opzp2007-2013.cz/>
- [5] *ECONET Solární systémy: Návrh solární soustavy* [online]. 2014 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://www.econet2012.cz>
- [6] *Katedra technických zařízení budov: Projekční podklady* [online]. 2012 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=1>
- [7] *Honeywell: Vyvažování armaturami* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://www.honeywell.cz>
- [8] *Výměníky: Bazénové výměníky* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://www.vymeniky.cz/>
- [9] *Reflex CZ: Expanzní nádoby* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://www.reflexcz.cz/>
- [10] *Korado: Desková tělesa* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: <http://www.korado.cz/>
- [11] *ETL-Ekotherm a.s.: sdružené rozdělovače* [online]. 2016 [cit. 2017-01-03].
Dostupné z: http://www.etl.cz/attachments/kl_405_06_rozdelovaceRSKOMBI.pdf
- [12] *Regulus: Solární kolektory* [online]. [cit. 2017-01-05].
Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/solarni-kolektory-pro-solarni-ohrev-vody>
- [13] *1-topeni-levne: Podlahové topení* [online]. [cit. 2017-01-05].
Dostupné z: <https://www.1-topeni-levne.cz/technicke-informace/obecne-informace-podlahove-teplovodni-topeni>