



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta elektrotechnická
Katedra elektroenergetiky**

**Energetika chladicího systému pro datacenter
Cooling system energy for datacenter**

Diplomová práce

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management
Studijní obor: Elektroenergetika
Vedoucí práce: Ing. Rimbala Jan

Vypracoval: Bc. Špingl Pavel

Praha 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Špingl** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **434868**
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**
Zadávací katedra/ústav: **Katedra elektroenergetiky**
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**
Studijní obor: **Elektroenergetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Energetika chladicího systému pro datacentrum

Název diplomové práce anglicky:

Cooling system energy for datacenter

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s problematikou kompresorového a sorpčního chlazení
2. Seznamte se s problematikou rozvodů chladu.
3. pro zadanou topologii a provozní stavy systému vypracujte energetické bilance a navrhněte vhodný způsob řízení provozu chladicích jednotek

Seznam doporučené literatury:

- [1] TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov (<http://tzb-info.cz/>)
[2] BROŽ, Karel, Vytápění. Praha, skriptum ČVUT 1995
[3] MATUŠKA, Tomáš, Navrhování a bilancování tepelných čerpadel. Učební text ČVUT FS.
Dostupné: http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P6-tepelna_cerpadla_navrhovani_bilancovani.pdf
[3] Stiebel eltron, Svět tepelný čerpadel. Dostupné z: <http://www.tepelna-cerpadla.cz/>
Šafařík, Pavel, Vestfálová, Magda, Termodynamika vlhkého vzduchu

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Rimbala, katedra elektroenergetiky FEL

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **14.02.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **24.05.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **20.09.2020**

Ing. Jan Rimbala
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze 20. 5. 2019

.....

Podpis

Poděkování

Především bych rád poděkoval doc. Dr. Ing. Janu Kynclovi za četné konzultace ohledně problematiky řešené v diplomové práci, dále pak katedře elektroenergetiky za možnost psát tuto diplomovou práci a Ing. Janu Rimbalovi za vedení diplomové práce.

Anotace

V diplomové práci je uveden přehled k problematice rozvodů chladu a vysvětlena funkce prvků v chladicím systému, který obsahuje kompresorové a absorpční chladicí jednotky, výměníky a točivou redukci.

Dále je v diplomové práci uvedena legislativa v oblasti podpory kombinované výroby elektřiny a tepla, za kterou lze považovat systém obsahující točivou redukci.

V praktické části práce je navržen systém pro chlazení datacentra za pomoci kompresorových chladicích jednotek, nebo absorpčních a kompresorových chladicích jednotek. Pro jednotlivé varianty je vypočítána roční energetická náročnost a navržena optimalizace řazení zdrojů chladu za účelem snížení provozních nákladů. Závěrem je provedeno ekonomické zhodnocení.

Annotation

The diploma thesis gives an overview of the issues related to the cold distribution and explains what functions the elements in the cooling system perform. The thesis focuses on cooling systems, which contain compressor and absorption cooling units, exchangers and microturbines.

Furthermore, the diploma thesis deals with legislation in the field of combined heat and power production. The system containing microturbines may be considered as falling within this category.

The practical part of the thesis describes two systems for cooling the data centre. The systems use either compressor cooling units or absorption and compressor cooling units. The following discussion focuses on calculations of the annual energy intensity as well as proposals for optimization of the chiller resources. The latter seek to reduce operating costs. The final section provides an economic evaluation.

Klíčová slova:

Absorpční chladicí jednotka, kompresorová chladicí jednotka, chladicí systém, chlazení, rozvody chladu, točivá redukce, optimalizace, řazení zdrojů

Bibliografická citace:

ŠPINGL, P. Energetika chladicího systému pro datacentrum. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta elektrotechnická, 2019.132s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Rimbala

Obsah

1. Úvod	13
2. Obecné fyzikální principy	14
2.1. Tepelné oběhy a Carnotův cyklus.....	14
2.2. Energetická bilance	15
3. Teoretický úvod k problematice rozvodů energií.....	17
3.1. Rozvody energií	17
3.1.1. Potrubní systémy a jejich základní parametry	17
3.1.2. Požadavky na teplotonosné látky	18
3.1.3. Návrh průměru potrubí	19
3.2. Doprava tekutin.....	20
3.2.1. Proudění tekutin.....	20
3.2.2. Tlakové ztráty	22
3.2.3. Čerpadla a jejich regulace	26
3.3. Tepelné zisky a ztráty potrubí	28
3.3.1. Kondukce	28
3.3.2. Konvekce	29
3.3.3. Radiace	30
3.3.4. Solární zisky	30
4. Teoretický úvod k jednotlivým prvkům systému	32
4.1. Chlazení	32
4.1.1. Potřeba chlazení	32
4.1.2. Chladicí jednotky	32
4.1.3. Chladicí faktor.....	32
4.1.4. Princip absorpční chladicí jednotky.....	33
4.1.5. Princip kompresorové chladicí jednotky	34
4.1.6. Freecooling	35
4.2. Výměníky	36
4.3. Točivá redukce.....	39
5. Legislativa v oblasti podpory kombinované výroby elektřiny a tepla	41
5.1. Podpora kombinované výroby elektřiny a tepla	41
5.1.1. Způsob stanovení zeleného bonusu.....	42

5.1.2.	Způsob určení úspory primární energie při kombinované výrobě elektřiny a tepla	44
6.	Popis navrhovaného systému	48
6.1.	Popis systému	48
6.1.1.	Schéma varianty 1	50
6.1.2.	Popis schématu varianty 1	50
6.1.3.	Schéma varianty 2 a 3	51
6.1.4.	Popis schématu varianty 2 a 3	51
7.	Matematický model	53
7.1.	Vstupy, předpoklady	53
7.1.1.	Základní fyzikální parametry vody	53
7.1.2.	Teploty a tlaky vody a páry v jednotlivých technologických okruzích	54
7.1.3.	Okolní teploty, potřeba chladu	54
7.2.	Parametry použitých zařízení	56
7.2.1.	Absorpční jednotky	56
7.2.2.	Kompresorové jednotky	58
7.2.3.	Točivá redukce	58
7.2.4.	Výměník voda – voda	59
7.3.	Parametry použitého potrubí	59
7.4.	Dimenzování potrubí a oběhových čerpadel	60
7.5.	Ztráty chladu v potrubí	65
8.	Optimalizace	66
8.1.	Náklady na energie	66
8.1.1.	Ceny energií	66
8.1.2.	Absorpční jednotka	67
8.1.3.	Kompresorová jednotka	68
8.1.4.	Křivky nákladů	69
8.2.	Varianty řešení	69
8.2.1.	Varianta 1: Kompresorové chlazení	69
8.2.2.	Varianta 2: Absorpční a kompresorové chlazení bez optimalizace skladby a řazení zdrojů chladu	71
8.2.3.	Varianta s optimalizací skladby a řazení zdrojů chladu	74
9.	Ekonomické zhodnocení	78
9.1.	Teoretický úvod	78
9.2.	Vlastní ekonomické zhodnocení	78
10.	Závěr	82

11.	Seznam použité literatury a pramenů	84
11.1.	Odborná literatura.....	84
11.2.	Legislativní dokumenty.....	84
11.3.	Odborné články, přednáškové materiály	85
11.4.	Technické listy produktů a tabulkové hodnoty	86
12.	Přílohy.....	87
12.1.	Zdrojový kód výpočtu návrhu systému chlazení v SW Mathematica.....	87
12.2.	Zdrojový kód výpočtu nákladových křivek zdrojů chlazení v SW Mathematica....	115
12.3.	Zdrojový kód výpočtu optimalizace systému chlazení v SW Mathematica.....	121
12.4.	Technologické schéma varianty 1	131
12.5.	Technologické schéma varianty 2 a 3.....	132

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá aktuální problematikou chlazení datacenter a reaguje tak na vzrůstající tendenci investorů investovat do výstavby hal s výpočetní technikou. Počítačová technika se provozuje při své návrhové teplotě, kterou je třeba udržovat chladicím systémem. Protože téměř veškerá energie se ve výpočetní technice mění v teplo, je nutné chladicí systémem o řádově stejném chladicím výkonu, jako je elektrický příkon výpočetní techniky. Vzhledem k tomu, že některá vznikající centra s výpočetní technikou jsou o příkonu řádově na úrovni megawatt, je nutné brát náklady na chlazení jako významnou položku při vyhodnocování nákladů na provoz datacentra.

Z těchto důvodů je třeba navrhnout chladicí systém tak, aby byl provozován s co nejnižšími náklady, byl energeticky úsporný a zároveň šetrný k životnímu prostředí.

V rámci této diplomové práce bude zpracována problematika výroby a dopravy chladu. Bude navržen chladicí systém ve dvou technologických variantách. Ve variantě s kompresorovým chlazením a ve variantě s absorpčním chlazením doplněným o kompresorové chlazení. Nad variantou s absorpčním a kompresorovým chlazením bude provedena optimalizace řazení jednotlivých zdrojů chladu za účelem snížení provozních nákladů. Jednotlivé varianty budou ekonomicky zhodnoceny.

2. Obecné fyzikální principy

2.1. Tepelné oběhy a Carnotův cyklus

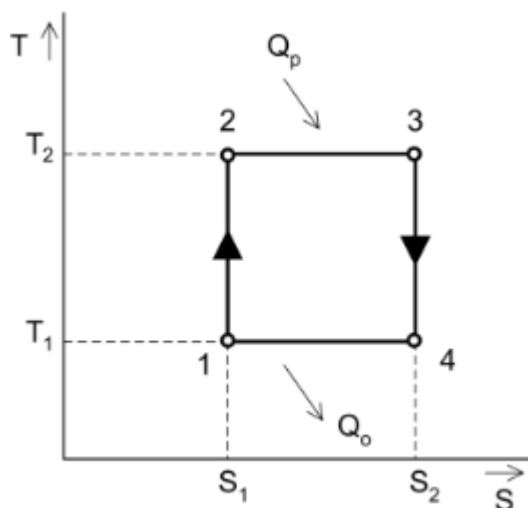
Ideální tepelné oběhy jsou oběhy, které jsou složeny z vratných termodynamických změn. Takovéto oběhy však v praxi nelze sestavit. Tepelnému oběhu vždy musíme dodat energii, ať již mechanickou, nebo ve formě tepla. Jedním z ideálních tepelných oběhů je Carnotův cyklus.

Představou Carnotova cyklu je pístový tepelný stroj periodicky pracující mezi ohřívací a chladicí tepelnou lázní, kde z ohřívací lázně získává energii a chladicí lázni ji odevzdává. Práce vykonaná při Carnotově cyklu pak je rozdíl mezi energií dodanou a odevzdanou. Carnotův cyklus je tedy vratný tepelný oběh s nejvyšší tepelnou účinností v rozsahu teplot T_1 a T_2 , která nezávisí na pracovní látce, ani konstrukci stroje. [18] [19]

Pro vratnost Carnotova cyklu platí podmínky:

- Pracovní látka je ve stále termodynamické rovnováze s okolím
- Při sdílení tepla s lázněmi se nemění teplota lázní
- V průběhu cyklu nedochází k mechanickým, nebo tepelným ztrátám.

Carnotův cyklus lze zobrazit v $T - S$ diagramu:



Graf č. 1 $T-s$ diagram Carnotova cyklu [18]

Během cyklu dochází ke čtyřem stavovým změnám:

- 1-2 Adiabatická komprese mezi teplotami T_1 a T_2

- 2-3 Izotermická expanze při teplotě T_2 , kde válec s pístem přijímá teplo Q_p z teplejší lázně
- 3-4 Adiabatická expanze při poklesu teploty z T_2 na T_1
- 4-1 Izotermická komprese při teplotě T_1 , kde válec s pístem předává teplo Q_o chladnější lázni

Pro aplikaci v tepelném oběhu je vždy lepší počítat s měrnou energií na místo energie. Tj. energie vztažená k 1 kg. Energii Q_o a Q_p (J) vztáhneme k hmotnostnímu toku a získáme tak měrnou energii q_o a q_p ($J \cdot kg^{-1}$).

Účinnost Carnotova cyklu pak je: [18] [19]

$$\eta = \frac{w}{q_p} = \frac{q_p - q_o}{q_p} = 1 - \frac{q_o}{q_p} = 1 - \frac{T_1 * (s_1 - s_2)}{T_2 * (s_1 - s_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Kde: η je účinnost Carnotova cyklu (-)

w je měrná mechanická práce systému ($J \cdot kg^{-1}$)

q_p je měrná tepelná energie přijata z ohřívací lázně ($J \cdot kg^{-1}$)

q_o je měrná tepelná energie odevzdána do ochlazovací lázně ($J \cdot kg^{-1}$)

T_1 je teplota ochlazovací lázně (K)

T_2 je teplota ohřívací lázně (K)

s_1 je entropie, při níž probíhá adiabatická komprese ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

s_2 je entropie, při níž probíhá adiabatická expanze ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

Účinnost Carnotova cyklu je nejvyšší účinnost, které se může uzavřený tepelný cyklus přiblížit, ale nikdy se jí nemůže rovnat. Vždy se snažíme navrhovat tepelný oběh tak, aby pracoval s co nejvyšší účinností, tj. při co nejmenším vstupu mechanické či tepelné energie do systému.

2.2. Energetická bilance

Pro výpočty v tepelném oběhu používáme energetické bilance. Jedná se o hmotnostní toky, které vstupují se svou vstupní měrnou energií do dílčího prvku systému a vystupují z něj s výstupní měrnou energií. Zpravidla pro energetickou bilanci vztahujeme měrnou energii k 1 kg média tekutiny do níž je energie ve formě tepla nakumulována. Pro páru počítáme s entalpií h , odečtenou

z Mollierova $h - s$ diagramu vody a páry. Pro vodu ve formě kapaliny lze počítat s teplotou a měrnou tepelnou kapacitou vody c .

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{m}_1 * h_1 \\ h_1 &= c_{vody} * t_1 \end{aligned}$$

c_{vody} je měrná tepelná kapacita vody $c_{vody} = 4180 \text{ (J*kg}^{-1}\text{*K}^{-1}\text{)}$

t_1 je teplota vody ($^{\circ}\text{C}$)

h_1 je entalpie (J*kg^{-1})

Pro energetickou bilanci prvku v uzavřeném tepelném oběhu platí zákon zachování hmotnosti. Tedy, že součet hmotností látek vstupujících do reakce či prvku systému se rovná součtu hmotností látek, které z reakce nebo prvku systému vystupují:

$$\sum_{k=1}^n \dot{m}_k = 0$$

Z hmotností lze sestavit bilanci energetickou, kde energie, které vstupují do každého jednoho prvku systému, jsou rovny energii, která z prvku vychází. Například pro turbínu pak platí rovnice [18]:

$$\dot{m}_{pára} * h_{páraA} - \dot{m}_{pára} * h_{páraE} - P_{el} - Q_z = 0$$

Kde: P_{el} elektrický výkon generátoru (kW)

$\dot{m}_{pára}$ hmotnostní průtok páry (kg)

$h_{páraA}$ vstupní (admisní) entalpie páry (kJ/kg)

$h_{páraE}$ výstupní (emisní) entalpie páry (kJ/kg)

η_{gen} účinnost generátoru (-)

Q_z jsou ztráty energie na turbíně a v generátoru

3. Teoretický úvod k problematice rozvodů energií

3.1. Rozvody energií

3.1.1. Potrubní systémy a jejich základní parametry

Pro hospodárnou dopravu energie v podobě tepla od místa výroby, odběru k místu spotřeby zpravidla využíváme potrubí, či potrubní systém, ve kterém proudí tekutina, do které je naakumulována energie. Tato tekutina je v odborné literatuře často označována jako teplotnosné médium.

Pro funkčnost systému je nutné, aby tekutiny proudící potrubím byly v tomto systému těsně uzavřeny a během svého průtoku neměnily skupenství a v ideálním případě ani své parametry. Potrubí se skládá z trubek, spojů, uzavíracích armatur, kompenzátorů, izolací, ochranných nátěrů a také zařízení pro upevnění potrubí. Každá část potrubí, kterým proudí tekutina, způsobuje tlakové ztráty, se kterými je nutné počítat při návrhu, či optimalizaci potrubního systému. [5]

Mezi základní parametry potrubí patří: jmenovitá světlost, jmenovitý tlak, pracovní stupeň, pracovní přetlak, pracovní teplota, výpočtový přetlak, výpočtová teplota, zkušební přetlak, zkušební teplota a pracovní teplota potrubí. Definice jednotlivých parametrů:

Jmenovitá světlost odpovídá normovanému vnitřnímu průměru potrubí a udává se v milimetrech.

Jmenovitý tlak je definován nejvyšším pracovním přetlakem pro pracovní stupeň I, to odpovídá teplotě 0 až 200 °C.

Pracovní stupeň je parametr vlivu pracovní teplot na výši nejvyšší dovolené hodnoty přetlaku v závislosti na použitém materiálu a jeho pevnosti. Pracovní stupeň je definován nejvyšší a nejnižší hodnotou teploty pro danou maximální hodnotu pracovního tlaku.

Pracovní přetlak je úroveň tlaku vnitřní látky, která se má za provozu stále udržovat

Pracovní teplota je předepsaná teplota, kterou je nutné v systému udržovat

Výpočtový přetlak neboli konstrukční přetlak je maximální přetlak pracovního stupně, kterého lze krátkodobě dosáhnout

Výpočtová teplota je maximální možná teplota pracovního stupně, kterou lze systém krátkodobě namáhat.

Zkušební přetlak a teplota odpovídá normované hodnotě tlaku a teploty pro daný systém, kterým se potrubí zkouší před uvedením do provozu. Zkouška se provádí za účelem dokázání dostatečné pevnosti a těsností systému

Pracovní teplota potrubí je aritmetickým průměrem teploty vnitřního a vnějšího povrchu potrubí. Pokud má potrubí vnější izolaci, považuje se za pracovní teplotu potrubí teplota dopravované tekutiny

3.1.2. Požadavky na teplotnosné látky

Požadavky na tekutinu nesoucí teplo jsou následující: velká měrná tepelná kapacita, vysoký součinitel tepelné vodivosti, vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem, nízká viskozita a s tím spojené nízké tlakové ztráty při proudění, nízká korozní agresivita, zdravotní nezávadnost, dostupnost a nízká cena. [2]

S výrazným přihlédnutím k poslednímu parametru lze označit za ideální teplotnosné médium vodní páru a vodu. Tu je však nezbytné pro většinu aplikací demineralizovat, aby nedocházelo k zanášení potrubí a technologických zařízení solí z minerálů obsažených ve vodě. Tím kromě omezení světlosti potrubí dochází například u výměníků ke snížení tepelné vodivosti teplosměnné stěny a tím ke snížení celkové účinnosti systému.

Výhodou syté páry oproti horké vodě je, že není potřeba oběhových čerpadel, neboť sytá pára protéká tepelnou sítí pouze za vzniku tlakové ztráty. Další výhodou je snadnější indikace netěsností v síti. [2]

Pro aplikace, kde je nutné přenášet teplo s vysokou teplotou do 900°C se jako teplotonosná látka používají tekuté kovy. Jedním z představitelů je směs sodíku a draslíku. Tyto slitiny mají velmi vysokou tepelnou kapacitu, avšak problém může nastat při poruše, či odstavení systému, neboť je nutné z technologie tekutý kov vypustit. Při chladnutí totiž tuhne a tím by mohl technologii poškodit. Dalším úskalím je použití ve výměníku společně s vodou, protože pokud zde vznikne netěsnost, tak sodík prudce reaguje s vodou a hoří.

Dalším častým teplotonosným médiem je vzduch, spaliny, či jiné plyny. Jejich měrná tepelná kapacita je velmi malá a tak je nutné větších objemových průtoků pro zajištění stejného přenosu tepla jako například u demineralizované vody.

O volbě teplotonosného média pro danou spotřebu, či technologii rozhoduje především zvážení potřebných parametrů a následná ekonomická rozvaha.

3.1.3. Návrh průměru potrubí

Do úvahy jaký průměr neboli jmenovitou světlost potrubí zvolit přispívá mnoho faktorů, které je nutné brát v potaz. V první fázi se průměr stanoví s odhadní rychlosti proudění tekutiny, následně se do výpočtu přidá vliv hydraulických ztrát. Na závěr dojde k ekonomické optimalizaci průměru, do které vstupuje mimo jiného i spotřeba materiálu a potřeba užití průměrů z obvyklých výrobních řad.

Přibližný návrh průměru potrubí

Pro tento výpočet je nutné vycházet z rovnice kontinuity s předpokladem, že v počítaném úseku zůstává hmotnostní tok tekutiny konstantní.

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 = \text{konst.} = S_1 * c_1 * \rho_1 = S_2 * c_2 * \rho_2 = \text{konst}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * \dot{M}}{\pi * c * \rho}}$$

Kde: \dot{M} je hmotnostní tok ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

S je průřez trubky (m^2)

c rychlost proudění v trubce ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

ρ hustota tekutiny ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

d je průměr potrubí (m)

Pro tento výpočet je nutné znát hmotnostní průtok tekutiny a její hustotu a zvolit rychlost proudění tekutiny. Rychlost volíme podle použití potrubí a možnostem materiálů. Zpravidla vyšší rychlosti volíme pro větší průřezy potrubí, a pokud si můžeme dovolit vyšší hydraulické ztráty. Při návrhu obvykle vypočítáme průměr potrubí, následně nalezneme v katalogu výrobce nejbližší hodnoty jmenovité světlosti a pro ty zpětně vypočítáme rychlost proudění.

Pro takto získaný průměr spočítáme tlakové ztráty a potřebné příkony pro čerpadla, která tlakové ztráty vyrovnávají. Následně je nutné, aby došlo k ekonomické optimalizaci. Ekonomicky optimální návrh je takový, kde je za sledované období (například dobu životnosti systému) součet investičních a provozních nákladů je minimální. Ne vždy je ideální technické řešení zároveň ekonomicky optimální. [5]

3.2. Doprava tekutin

3.2.1. Proudění tekutin

Proudění tekutin rozdělujeme na proudění laminární a proudění turbulentní. Kritériem charakterizujícím typ proudění je Reynoldsovo číslo. U hodnot Reynoldsova čísla nižších než 2300 v trubici o kruhovém průřezu hovoříme o laminárním proudění. Hodnotu $Re = 2300$ pak považujeme za kritickou. Při hodnotách řádově vyšších než je kritická hodnota pak bezpečně můžeme tvrdit, že se jedná o proudění turbulentní. Vztah pro výpočet Reynoldsova čísla je:

$$Re = \frac{c * d}{\nu}$$

Kde: Re je Reynoldsovo číslo
 c je rychlost proudění v trubce ($m*s^{-1}$)
 d je průměr potrubí (m)
 ν je kinematická viskozita (m^2*s^{-1})

Kinematická viskozita je závislá na teplotě a použité tekutině. Pro vodu pak platí závislost:



Graf č. 2 Graf závislosti kinematické viskozity na teplotě [24]

Laminární proudění označujeme též jako vrstevnaté, kde proudové částice tvoří vrstvy, které po sobě kloužou a kde k směšování vrstev dochází pouze molekulární difúzí. Nedochází tedy k příčnému pohybu a předávání hybnosti mezi vrstvami. [5] [13]

Turbulentní proudění obsahuje významnou část příčného pohybu makroskopických částí tekutiny, které vytvářejí turbulentní víry. Turbulentní difúze je pak výrazně mohutnější než molekulární. Turbulentní proudění je nestacionární a nedeterministické, neboť proudové složky mají náhodné změny. Dále pak je vírové a dochází k disipaci energie rozpadem větších na menší víry. [5] [13]

Ve většině případů se v energetických zařízeních počítá s prouděním turbulentním. Neboť v soustavě potrubí jsou škrtkové armatury, čerpadla a další prvky. Reynoldsovo číslo pak bývá řádově vyšší než je jeho kritická hodnota.

3.2.2. Tlakové ztráty

Tlakové ztráty, neboli odpory při proudění tekutiny lze rozdělit mezi pokles tlaku způsobený třením při průchodu tekutiny přímou trubkou a ztrátou energie v místních odporech jako je: změna průtočného průřezu, obtékání překážek a změna směru proudění. Pak platí rovnice: [5] [13]

$$\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi$$

Kde: Δp_λ je pokles tlaku zaviněný třením

Δp_ξ je pokles tlaku zaviněný místními odpory

Pokles tlaku zaviněný třením vychází ze vztahu známému také jako Weisbachův vzorec, tento vzorec platí jak pro laminární, tak pro turbulentní proudění: [5] [13]

$$\Delta p_\lambda = \lambda * \frac{l}{d} * \rho * \frac{c^2}{2}$$

Kde: l je délka přímé trubky (m)

λ je součinitel tření

c je rychlost proudění v trubce ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

d je průměr potrubí (m)

ρ je hustota vody ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

δ je drsnost povrchu (mm)

Pokud použité potrubí nemá kruhový průřez, je nutný přepočítání na takzvaný hydraulický průměr, kterým se v rovnicích nahrazuje průměrem potrubí. [5]

$$d_h = 4 * \frac{Sp}{O}$$

Kde: Sp je vnitřní průřez potrubí (m^2)

O je vnitřní, takzvaný omočený, obvod (m)

Rozdíl ve výpočtu mezi laminárním a turbulentním prouděním je ve stanovení součinitele tření, který je závislý na Reynoldsově čísle a poměru drsnosti povrchu trubky a vnitřnímu průměru.

Pro **laminární proudění**, tedy pro $Re < 2300$, platí vztah, který je závislý pouze na Reynoldsově čísle, nezáleží na drsnosti povrchu a průřezu:

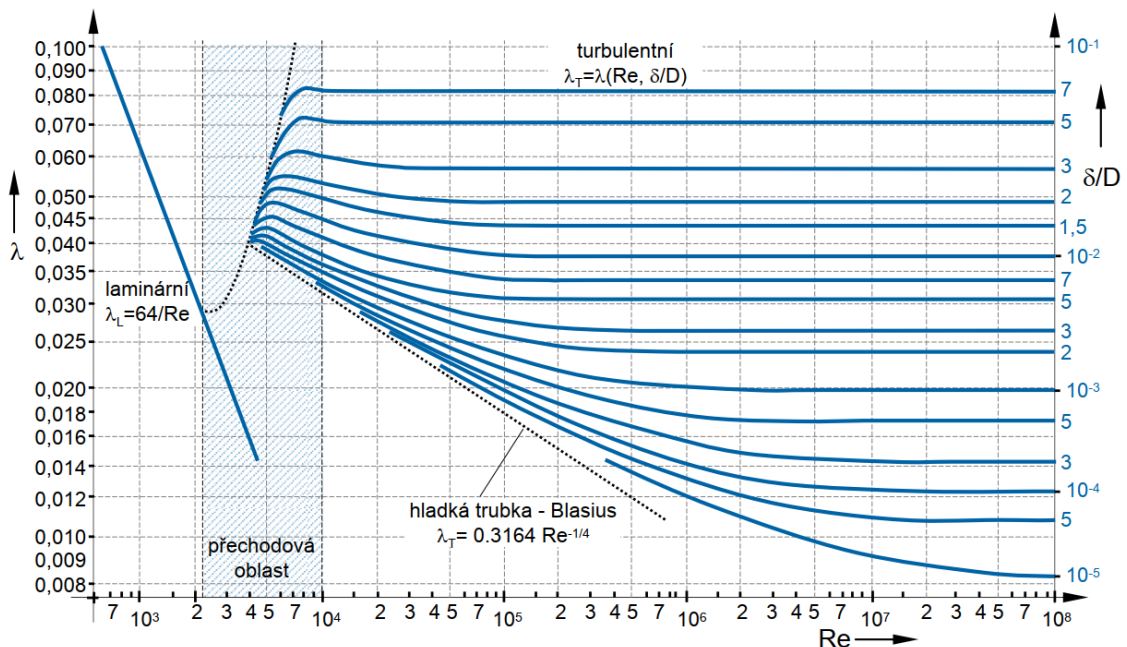
$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Pro **turbulentní proudění**, pak závisí i na průměru potrubí a drsnosti povrchu. Problém nastává u Reynoldsova čísla v rozmezí mezi 2300 až 4000, kde není teoretické určení součinitele tření možné a dochází k odchýlkám až 50 %. Pro hodnoty Reynoldsova čísla nad 4000 pak platí experimentálně zjištěný vztah aproximovaný funkcí [13]:

$$\lambda = \left\{ 2 * \log \left[\left(\frac{6,97}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 * \frac{\delta}{d} \right] \right\}^{-2}$$

Protože se jedná o experimentálně zjištěný průběh, tak aproximací existuje více s různou přesností v různých částech Colebrook – Moody - Whitova diagramu. Přesnosti jednotlivých aproximací jsou pro praktický výpočet tlakové ztráty potrubí plně dostačující.

Colebrook – Moody – Whiteův diagram



Graf č.3 Colebrook – Moody – Whiteův diagramem [13]

Pro určení drsnosti vnitřního povrchu trubek obvykle čerpáme z technického listu výrobce. Orientační hodnoty absolutních drsností lze též vyčíst z tabulky č. 1.

Materiál stěny	δ (mm)
ocel (bezešvé trubky)	0,03 až 0,1
ocelové trubky svařované nové	0,05 až 0,1
ocelové trubky svařované zrezivělé	0,15 až 0,8
ocelový plech svařovaný (vzduchovody)	0,5 až 0,8
ocelový plech -nýtované potrubí	1,0 až 6,0
ocel s inkrustací	1,0 až 6,0
mosaz, hliník – čistě tažený	0,0015 až 0,01
litina – nové potrubí	0,1 až 0,3
litina – staré potrubí s očištěným povrchem	0,45
litina – staré potrubí	1,0 až 3,0
sklo	0,0015 až 0,1
pogumované hadice	0,5 až 0,8
překližka	0,025 až 0,1
keramika	0,45 až 6,0
cihly s cementovým výmazem	0,8 až 6,0
beton	0,8 až 9,0

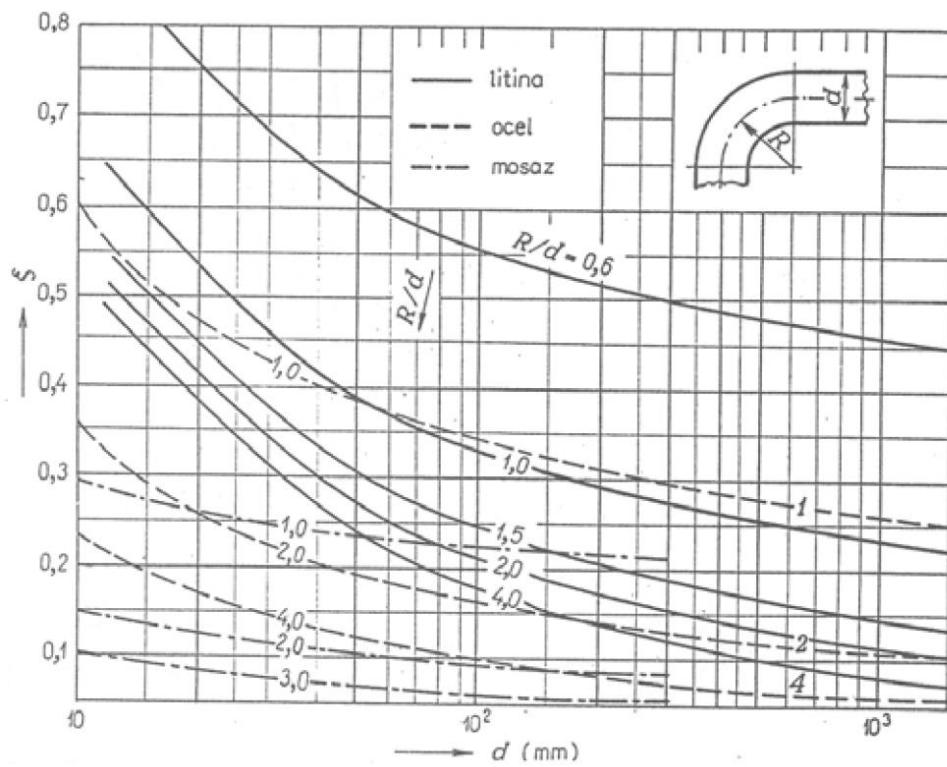
Tabulka č. 1 Tabulka absolutních drsností vnitřních povrchů trubek [13]

Pokles tlaku místními ztrátami je definován vztahem: [5] [13]

$$\Delta p_{\xi} = \xi * \rho * \frac{c^2}{2}$$

Kde: ξ je součinitel místních odporů

Součinitel místních odporů je pro modelové situace stanoven experimentálně. Mezi modelové situace lze považovat například: Ztrátový součinitel v devadesátistupňových ohybech, změnách průřezu potrubí, ve vtoku, uzavírací charakteristiky ve ventilech atd. Z grafu č. 4 lze vyčíst ztrátový odpor v devadesátistupňovém ohybu pro různé materiály o poloměru ohybu R.



Graf č. 4 Diagram ztrátového součinitele v devadesáti stupňovém ohybu [13]

3.2.3. Čerpadla a jejich regulace

Pro dopravu kapaliny z jednoho místa na druhé je nutné ji dodat tlakovou energii. K dodávání tlakové energie do soustavy nám slouží čerpadla. Čerpadla rozdělujeme podle principu fungování na hydrostatická a hydrodynamická.

Hydrostatická, kterým se též říká objemová, mechanickým tlakem působí na kapalinu a tím zvyšují její tlakovou energii. Tato čerpadla nelze regulovat škrcením ve výtlaku.

Hydrodynamická, které též nazýváme odstředivá. Jejich princip fungování je založen na přeměně mechanické energie oběžného kola na kinetickou energii tekutiny, která se v rozšiřujícím kanále mění na tlakovou. Odstředivá čerpadla nalezneme v aplikacích jako je výroba a rozvod vody, nebo v energetice.

Čerpadla zapojená do soustavy potrubí dodávají do potrubí tlak potřebný k překonání výšky, či tlakových ztrát a to jak místních, tak třecích. Pro čerpadla platí rovnice:

$$P = \frac{Q * \Delta p_z}{\eta}$$

Kde: P je příkon čerpadla (W)

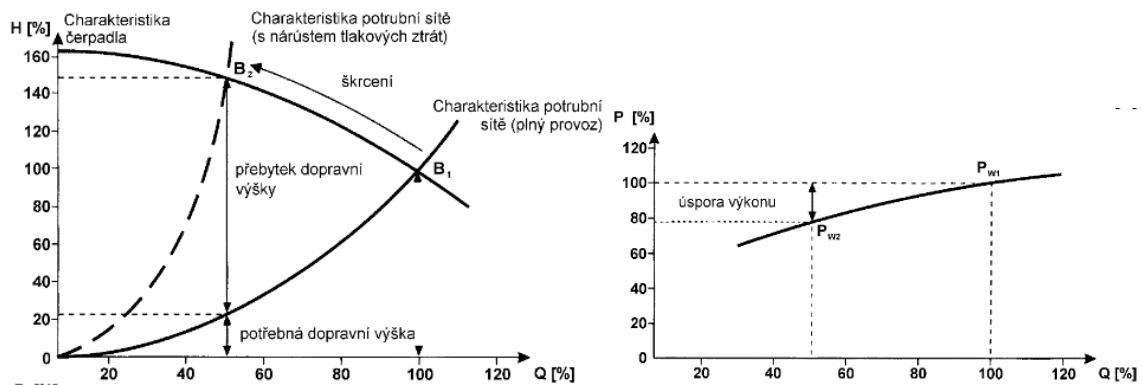
η je účinnost čerpadla (-)

Q je dopravované množství tekutiny ($m^3 * s^{-1}$)

Δp_z jsou tlakové ztráty (Pa)

Čerpadla však musí být správně navržena. Pokud není žádaný průtok konstantní, je nutná regulace. Regulovat čerpadlo lze škrcením, obtokem nebo otáčkovou regulací.

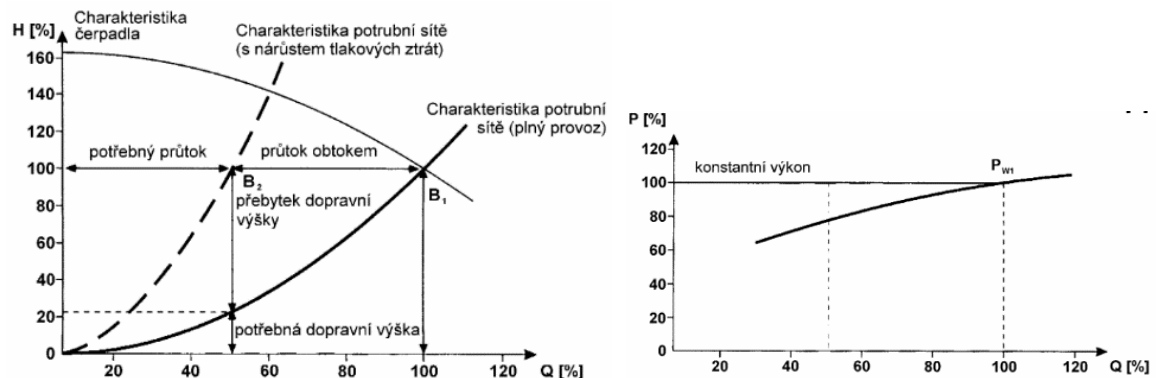
Regulace škrcením patří mezi tu nejjednodušší. Do sání nebo výtlaku čerpadla je umístěn škrtící ventil, který reguluje průtok kapalin tím, že vytváří další tlakové ztráty. Tato regulace je technicky nejjednodušší a nejlevnější. Navíc je regulace s ní poměrně snadná. Nevýhodou pak je vznik ztrát a značná provozní nevhodnost provozu. Důležité je klást důraz u aplikací při dopravování tekutin v blízkostech bodu varu, aby byl zajištěn alespoň minimální průtok pro odvedení tepla z lokálních ztrát. [5] [15]



Graf č. 5 Charakteristika potrubí a čerpadla pro regulaci škrcením [15]

Veličiny jsou vztaženy k jmenovitým hodnotám: H je dopravní výška, Q je průtok kapaliny a P je příkon čerpadla

Regulace obtokem je alternativou k regulaci škrcením u čerpadel, které nelze řídit otáčkovou regulací. Nevyužitě množství dopravované množství kapaliny je odvedeno z výtlačku čerpadla zpět do jeho sání. Tím je vytvořen obtok, neboli bypass, na kterém je umístěna škrťící armatura, kterou je řízen průtok kapaliny obtokem. Jedná se opět o technicky nenáročnou metodu, která je mírně hospodárnější než škrcení. Její výhodou je, že dopravní tlak zůstává konstantní. Aplikace regulace obtoku je obvykle tam, kde se předpokládá plný provoz a dochází jen k mírné regulaci. Nevýhodou regulace obtokem je, že příkon čerpadla zůstává stejný a jsou vyšší pořizovací náklady, než u regulace škrcením. Opět se jedná energeticky nevhodnou regulaci průtoku. [12] [15]

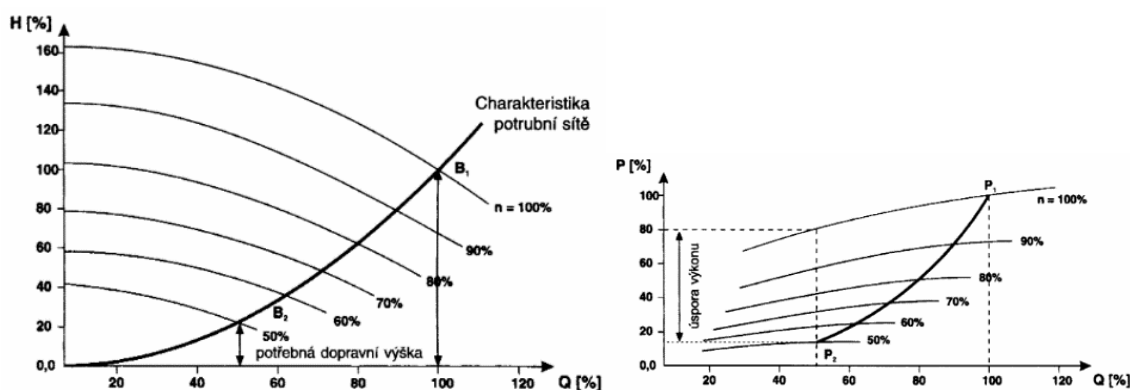


Graf č. 6 Charakteristika potrubí a čerpadla pro regulaci obtokem [15]

Veličiny jsou vztaženy k jmenovitým hodnotám: H je dopravní výška, Q je průtok kapaliny a P je příkon čerpadla

Regulace změnou otáček

Regulace průtoku je zajištěna pomocí měničem řízeného motoru čerpadla. Toto řešení je z uvedených nejméně energeticky náročné, neboť je čerpáno jen žádané množství průtoku a nedochází ke ztrátám. Výhodou takového systému je zabránění přebytku tlaku, výkonově úsporný chod, snížení hydraulické odezvy plynulou regulací, minimalizace opotřebení technologického systému. Systém je schopný široké regulace. Nevýhodou takového systému jsou vyšší pořizovací náklady a větší elektronická složitost. [12] [15]



Graf č. 7 Charakteristika potrubí a čerpadla pro regulaci změnou otáček [15]

Veličiny jsou vztaženy k jmenovitým hodnotám: H je dopravní výška, Q je průtok kapaliny a P je příkon čerpadla

3.3. Tepelné zisky a ztráty potrubí

Pro návrh potrubí, je důležité správné zvolení typu a tloušťky izolace. Izolace je důležitá nejen kvůli snížení tepelných ztrát potrubí, ale i pro udržení tepelné pohody uvnitř místností, kterými potrubí prochází. Izolovat je nutné jak rozvody tepla, tak rozvody chladu. Dle pracovní teploty se volí vhodné materiály pro izolaci, například: skelná vata, škvára, minerální vlna, polystyren. Při aplikaci izolace je nutné zamezit její navlhání, které snižuje její izolační vlastnosti. Izolace potrubí musí být navržena tak, aby co nejlépe bránila všem způsobům vedení tepla. Mezi ty patří kondukce, konvekce a radiace. [3] [5] [16]

3.3.1. Kondukce

Kondukce nebo také vedení tepla je sdílení tepla vnitřní strukturou látky. Kondukci posuzujeme ve všech skupenstvích látek. Toto sdílení tepla je způsobeno termickým pohybem molekul nebo díky difúzí volných elektronů u

kovových materiálů. Konduktance je charakterizovaná součinitelem tepelné vodivosti λ , která uvádí množství tepla, které přešlo jednotkou plochy kolmé na směr šíření tepla za jednotku času při teplotním rozdílu 1 K na jednotkové vzdálenosti. K výpočtům se obvykle používají tabulkové hodnoty pro jednotlivé materiály při střední hodnotě teploty materiálu. Pro konduktanci pak platí vzorec: [3] [5]

$$\dot{Q}_\lambda = -\lambda * S * \frac{\partial t}{\partial x}$$

Kde: \dot{Q}_λ je tok tepla vedeného kondukcí (W)
 λ je součinitel tepelné vodivosti ($J * m^{-1} * s^{-1} * K^{-1}$)
 t je teplota (K)
 x je tloušťka vrstvy (m)
 S je plocha prostředí, kolmé na směr vedení tepla (m^2)

Často se pak počítá se tepelnými odpory. Pro tepelný odpor platí vztah:

$$\dot{Q}_\lambda = \frac{\Delta t}{R_{th}}$$

Kde: \dot{Q}_λ je tok tepla vedeného kondukcí (W)
 Δt je rozdíl teploty na vnitřním a vnějším povrchu (K)
 R_{th} je tepelný odpor ($m^2 \cdot K * W^{-1}$)

3.3.2. Konvekce

Konvekce, nebo také proudění řešíme pouze v tekutinách. Konvekci rozdělujeme na přirozenou a nucenou. Za nucenou konvekci považujeme například použití ventilátoru, míchadla, čerpadla. Přirozená je dána nenuceným prouděním tekutiny. Konvekce je charakterizována součinitelem sdílení tepla prouděním. Tento součinitel se stanovuje na základě hustoty a rychlosti tekutiny, gravitačního zrychlení, kinematické viskozity a tepelné vodivosti tekutiny, měrného tepla, teplotního rozdílu, součinitele roztažnosti a charakteristického rozměru. Na základě těchto parametrů je určeno Grashofovo, Prandtlovo a Nusseltovo číslo. Podrobný popis pro výpočet součinitele α u jednotlivých aplikací

je dohledatelný v odborné literatuře¹. Pro výpočet konvekce pak platí vztah: [3] [5]

$$\dot{Q}_\alpha = \alpha * S * (t_0 - t_s)$$

Kde: \dot{Q}_α je tok tepla vedeného kondukcí (W)
 α je součinitel sdílení tepla prouděním ($J * m^{-2} * s^{-1} * K^{-1}$)
 t_0 je teplota okolí (K)
 t_s je teplota povrchu materiálu (K)
S je plocha prostředí, kolmého na směr vedení tepla (m^2)

3.3.3. Radiace

Radiace, nebo také sálání je dáno fyzikálními vlastnostmi látek. Kde platí, že všechny látky vyzařují elektromagnetické vlnění. Část záření se odráží, část pohlcuje a mění v teplo. Radiace závisí na teplotě a povrchu materiálu. Povrch materiálu je charakterizován emisivitou ε , která je poměrem intenzity vyzařování k vyzařování dokonale černého tělesa. Pak tedy pro dokonale černé těleso je rovné 1, pro jakýkoliv jiný povrch je hodnota emisivity nižší. Výpočet sdílení tepla radiací je pak dán vztahem: [3] [5]

$$\dot{Q}_r = \sigma * \varepsilon * S * [T_o^4 - T_s^4]$$

Kde: \dot{Q}_r je tok tepla sdíleného radiací (W)
 σ je Stefan Boltzmannova konstanta $\sigma = 5,67 * 10^{-8}$ ($W * m^{-2} * K^{-4}$)
 T_o je teplota okolí (K)
 T_s je teplota povrchu materiálu (K)
 ε je emisivita povrchu $\varepsilon \leq 1$

3.3.4. Solární zisky

Při návrhu venkovního potrubí, zvláště pak pokud se jedná o venkovní vedení chladu je potřeba počítat též se solárními zisky, které mohou mít vliv zvláště v letním období, kdy je zpravidla potřeba chladu nejvyšší: [5] [16]

$$\dot{Q}_a = a * D * l * I * \sin\omega$$

¹ MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla*, 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1953. Řada theoretické literatury.

Kde: \dot{Q}_a je teplo získané ze slunečního záření (W)
 a je koeficient absorpce slunečního záření (-)
 D je vnější průměr potrubí (m)
 l je délka potrubí (m)
 I je přímé sluneční záření,
přibližná hodnota je pak rovna $I = 1370 \text{ (W * m}^{-2}\text{)}$
 ω je úhel mezi slunečními paprsky a osou potrubí ($^\circ$)

Pak rovnice pro tepelné ztráty potrubí je:

$$\dot{Q}_{\alpha, \text{uvnitř}} + \sum \dot{Q}_{\lambda} = \dot{Q}_{\alpha, \text{vně}} + \dot{Q}_r + \dot{Q}_a$$

Pro rozvody tepla počítáme s přestupem tepla konvencí z tekutiny do potrubí, vedením tepla tloušťkou potrubí a každou vrstvou izolace, následně dochází k radiaci a konvenci na vnějším povrchu zaizolovaného potrubí, kde též musíme započítat ohřívání potrubí od solárních zisků.

Pro rozvody chladu, je tok energie opačný. Jedná se o situaci, kde nám okolí ohřívá chladicí kapalinu.

4. Teoretický úvod k jednotlivým prvkům systému

4.1. Chlazení

4.1.1. Potřeba chlazení

S potřebou chladu se setkáváme jak v malých výkonech, jako je lednička, či klimatizace, tak ve výkonově větších aplikacích. Například v potravinářských, či technologických procesech. Ať již jde o chlazení uskladněných potravin, chlazení ledu na sportovištích, chlazení výrobních, či výpočetních technologiích.

4.1.2. Chladicí jednotky

Získání chladu neboli přenos tepelné energie z nižší teploty na vyšší, lze docílit za pomoci odebírání tepla chlazené kapaliny při změně skupenství chladiva. V praxi lze rozlišit zdroje chladu na dva druhy, na kompresorové chladicí jednotky a na sorpční chladicí jednotky. Obě technologie mají společné to, že do nich vstupuje energie v nějaké formě. U kompresorových se jedná o energii elektrickou odpovídající příkonu kompresoru a u sorpční jednotky se jedná o energii v podobě tepla. Často se pro tento účel využívá v průmyslových aplikacích odpadního tepla, například z odběrové turbíny.

4.1.3. Chladicí faktor

Jedním ze základních parametrů pro chladicí jednotky je chladicí faktor, značený obvykle jako COP, nebo EER. Pokud v systému hraje roli okolní teplota, například v situaci, kdy chladivo v kondenzátoru odevzdává teplo do okolí, nelze chladicí faktor považovat za absolutní číslo, nýbrž za závislost na okolní teplotě. Pak se vzrůstající teplotou okolí klesá chladicí faktor. Chladicí faktor je definován jako:

$$COP = \frac{\text{chladičící výkon}}{\text{příkon}}$$

4.1.4. Princip absorpční chladicí jednotky

Princip fungování lze popsat za pomoci schématu č. 1. V generátoru je roztok chladiva, kterému je z vnějšího zdroje dovedena energie ve formě tepla (například v podobě horké vody, páry, výfukových plynů, či za pomoci plynových, nebo olejových hořáků). Chladivo se po převzetí energie odpaří a putuje do kondenzátoru. Zbytek roztoku je odveden do absorberu. Pára v kondenzátoru je zchlazena chladicí kapalinou a zkondenzuje. Zkapalněné chladivo je následně rozstříkáváno ve výparníku, kde za nižšího tlaku odebere chlazené vodě teplo pro svoje vypaření. Chlazená voda je pro nás finálním produktem pro chlazení. Vypařené chladivo pak doputuje do absorberu, kde odevzdá teplo a zkondenzuje. Poté je chladivo smícháno s roztokem a čerpáno za pomoci čerpadla zpět do generátoru a cyklus se opakuje. [11] [23] [27]

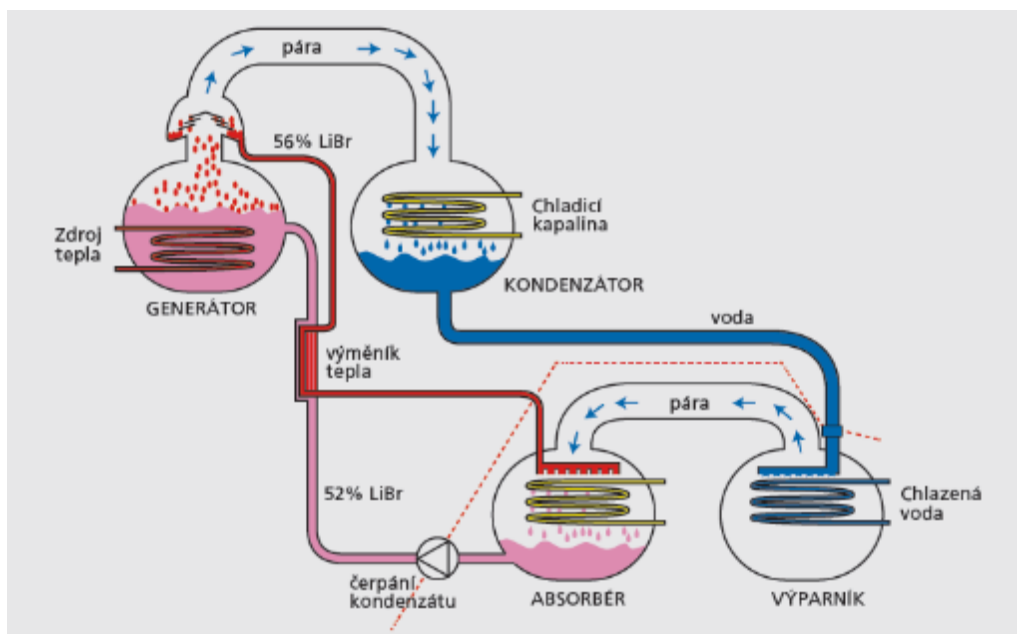


Schéma č. 1 Schéma popisující princip absorpčního chlazení [23]

Výhodou absorpčního chlazení je:

- Minimální spotřeba elektrické energie, jakožto drahé formy energie.
- Nízká hluková zátěž okolí místa aplikace.
- Minimální počet rotačních součástí v soustrojí, nižší mechanické opotřebení součástí než u kompresorových jednotek
- Využití přebytků tepla, nebo takzvaného odpadního tepla pro výrobu chladu
- Minimální emise CO₂

4.1.5. Princip kompresorové chladicí jednotky

Fungování kompresorové chladicí jednotky spočívá v uzavřeném termodynamickém oběhu chladiva. Vstupem pak je příkon kompresoru, který elektrickou energii mění na mechanickou.

Základním principem pro fungování je rozdílná teplota varu a kondenzace za různého tlaku. Páry chladiva proudí z výparníku do kompresoru, kde se zvyšuje jejich tlak a dále jsou hnány do kondenzátoru, kde zkondenzují a odevzdají teplo, které je u chlazení považované za odpadní. Kondenzát následně sníží svůj tlak v expanzním ventilu a proudí do výparníku, kde dojde k jeho vypaření. Při vypařování odebere teplo z chlazeného okruhu a tím jej ochladí. [20]

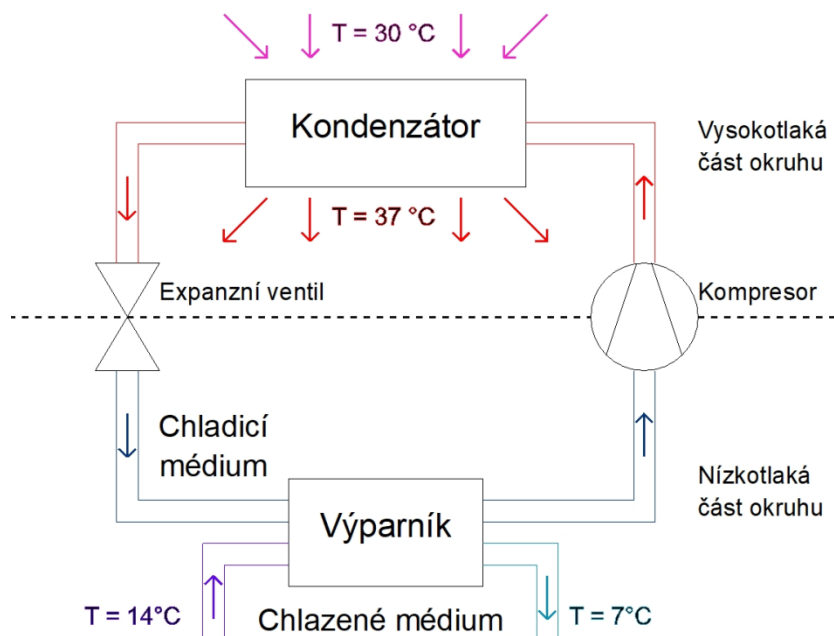


Schéma č.2 Schéma popisující princip kompresorového chlazení

Výhodou kompresorového chlazení je:

- Nižší investiční náklady
- Široká regulovatelnost zdroje
- Nezávislost na zdroji tepelné energie, plynové přípojce

4.1.6. Freecooling

Freecooling, česky též nazývaný „volné chlazení“ využívá k chlazení nízkých venkovních teplot. Jeho využití je tedy limitováno požadovanou teplotou a venkovní teplotou. Je tedy zřejmé, že systém může fungovat pouze, pokud je požadovaná teplota vyšší než venkovní teplota. Proto tuto technologii lze brát u většiny případů pouze jako doplněk přinášející úsporu k celoročně fungujícímu systému.

Technologie volného chlazení se skládá pouze z výměníků a ventilátorů. Nejednoduší popsání technologie spočívá v tom, že okolním vzduchem za pomoci ventilátorů nuceně ochlazujeme lamelový výměník s nemrznoucí kapalinou.

Na rozdíl od kompresorového chlazení dochází u freecoolingu k energetické úspoře, neboť chladíme médium bez změn tlaku za pomoci kompresoru, jehož spotřeba elektrické energie je výrazně vyšší než zmíněných ventilátorů. [21] [22]

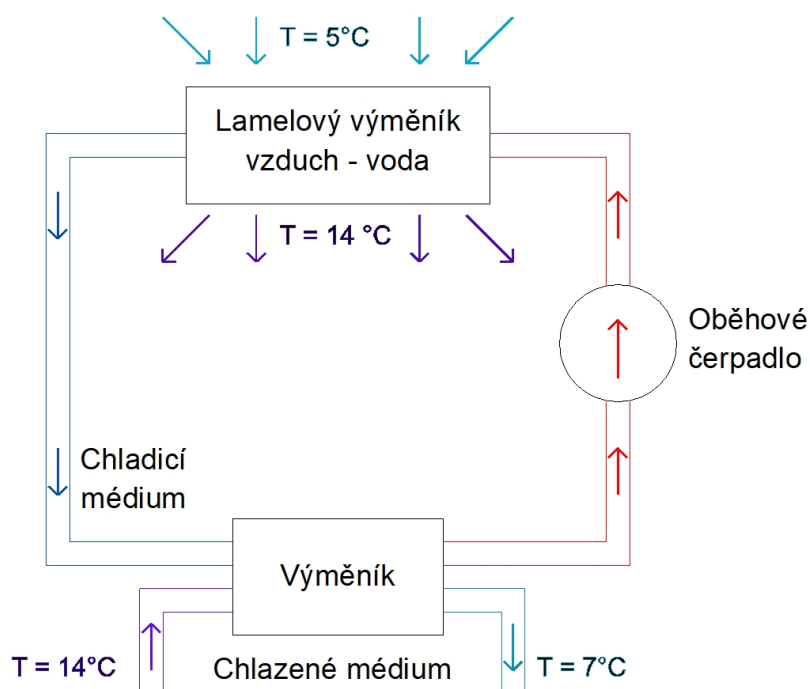


Schéma č. 3 schéma popisující princip freecoolingu

4.2. Výměníky

Výměník tepla je zařízení, které slouží k předávání tepelné energie mezi různými proudícími teplotnými médii. Tepelné výměníky lze rozdělit do tří základních technologických typů: [1] [2]

- Rekuperační - princip spočívá v tom, že oboje teplotná média protékají výměníkem současně, jsou navzájem oddělena nepropustnou, tepelně dobře vodivou stěnou, přes kterou je přenášena energie.
- Regenerační – Obě teplotná média nejsou oddělena, ale ve výměníku se střídají. Ohřívací médium předá část tepla výměníku a ten následně teplo v dalším cyklu předá ohřívanému médiu. Tento systém se často používá pro teploty a technologie, kde nelze využít výměník rekuperační. Jak již z popisu vyplývá, regenerační výměníky mají nižší účinnost, než rekuperační. Možné použití je například pro výměník spaliny – vzduch.
- Směšovací – Ohřívání médium se směšuje s ohřívajícím, tak že tvoří směs.

Mezi výměníky tepla, lze zařadit: ohříváky, chladiče, výparníky, kondenzátory, přehříváky, sušárny, odplynovány.

Tato kapitola bude převážně o rekuperačních výměnících, jejich provedení a konstrukci. Základní rozdělení pro popis vlastností na základě směru proudění teplotné látky je na výměníky souprůdné a protiprůdné. Dále pak mohou být výměníky křížové, se šikmým vzájemným proudem, vícenásobné souprůdné, protiprůdné a křížové, nebo s kombinovaným prouděním. V technické praxi se pak setkáváme s výměníky s trubkovou, deskovou, svazkovou, šroubovou, žebrovou, bubnovou konstrukcí.

Požadavky na výměník jsou co nejmenší rozměr, hmotnost, tlaková ztráta, a cena výměníku při co nejvyšší účinnosti a spolehlivosti provozu. Jak je patrné, některé z těchto požadavků jsou protichůdné. Proto samotný návrh výměníku musí projít technickoekonomickou optimalizací. [1] [2]

Tepelný výměník lze popsat za pomoci 1. termodynamického zákona pro otevřenou soustavu a stacionární děj. [1] [2]

$$dq = da + di + \frac{dw^2}{2} + qdz$$

Pro výměník však platí s dostatečnou přesností: $\frac{dw^2}{2} = 0, qdz = 0, a = 0$. Pak tedy platí, že změna tepla sdíleného mezi soustavou a okolím je roven změně entalpie. [1] [2]

$$dq = dh = h_e - h_i$$

Pro tepelný výměník pak platí rovnice, která vychází z energetické bilance výměníku a rovnice prostupu tepla. [1] [2]

$$\dot{Q}_b = M_1 * c_1 * (t_{11} - t_{12}) * \eta = M_2 * c_2 * (t_{22} - t_{21}) = k * \Delta t * S$$

t_{11}, t_{12}	teplota ohřívací látky na vstupu a výstupu (K)
t_{21}, t_{22}	teplota ohřívání látky na vstupu a výstupu (K)
c_1, c_2	střední měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
η	tepelná účinnost výměníku, běžně se pohybuje v rozmezí: 0,980 až 0,999, proto ji lze zanedbat
k	součinitel prostupu tepla ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
Δt	střední teplotní spád
S	velikost teplosměnné plochy v m^2

Prostup tepla u výměníku lze popsat, tak že ohřívací médium předává teplo konvekcí do teplosměnné plochy, kde je vedeno teplo vodivostí této bariéry a následně konvekcí předáváno do ohřívání média. Tento proces lze popsat rovnicemi: [1] [2]

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_{\alpha 1} + \dot{Q}_{\lambda} + \dot{Q}_{\alpha 2} = k * \Delta t * S$$

$$\dot{Q}_b = \alpha_1 * S * (t_1 - t_{s1}) + -\lambda * S * \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha_2 * S * (t_{s2} - t_2) = k * \Delta t * S$$

Pokud uvažujeme teplosměnnou stěnu dostatečně tenkou se zanedbaným rozdílem teploty ve stěně. Pak s jednou střední teplotou lze použít zjednodušení:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1 je součinitel sdílení tepla prouděním z ohřivací látky do stěny
($J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$)

α_2 je součinitel sdílení tepla prouděním ze stěny do ohřivané látky
($J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$)

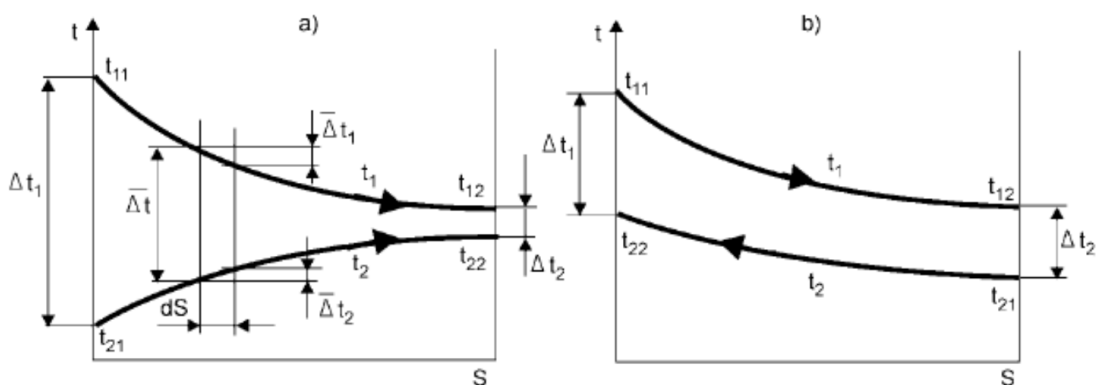
λ je součinitel přestupu tepla ze stěny do ohřivané látky ($J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$)

x je tloušťka teplosměnné stěny (m)

Protože ne vždy můžeme použít zjednodušení se středním aritmetickým spádem. Musíme počítat se středním logaritmickým teplotním spádem: [1] [2]

$$\Delta t = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

$\Delta t_1, \Delta t_2$ rozdíl teplot v daném místě výměníku



Graf č. 8 Graf teplotních spádů souproudého a) a protiproudého b) výměníku [2]

Střední logaritmický spád je však tímto vzorcem definovaný pouze pro souproudé a protiproudé výměníky. Pokud mají jinou geometrii, je třeba použít přepočít za pomoci součinitele charakterizujícího vzájemné proudění φ . [1] [2]

$$\Delta t = \varphi * \Delta t_{pr}$$

φ součinitel charakterizující druh vzájemného proudění

Δt_{pr} střední logaritmický spád dokonale protiproudého výměníku

4.3. Točivá redukce

Točivá redukce je strojní zařízení, které slouží k redukci tlaku páry z vyšší hodnoty na nižší. Konstrukčně se skládá z turbíny spojené přes převodovku s hřídelí generátoru. V okruhu páry, se točivá redukce řadí paralelně ke škrtícímu ventilu. Za turbínou je přímo dodávka páry do systému spotřeby tepla.

Výhodou oproti samotnému škrtícímu ventilu je transformace redukované energie na mechanickou energii, která pohání hřídel asynchronního generátoru. Takto při ztrátové změně parametrů páry dochází k výrobě elektrické energie. Prioritní však zůstává dodávka tepla, točivá redukce pouze zefektivňuje celkový tepelný oběh. Jedná se tak o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla.

Aplikace točivé redukce se přímo odvíjí od ekonomické návratnosti systému, neboť zařazení točivé redukce do systému představuje navýšení investičních nákladů, ale umožňuje generovat zisky z prodeje elektrické energie za mírného navýšení provozních nákladů. Dalším faktorem při návrhu je aktuální podpora kombinované výroby elektrické energie a tepla dle zákona o podporovaných zdrojích: č. 165/2012 Sb.

V současné době se používají točivé redukce o široké škále výkonů i s nižší termodynamickou účinností. Na termodynamické účinnosti u točivé redukce v podstatě nezáleží, neboť přídatné náklady na palivo jsou vždy úměrné vnitřnímu elektrickému výkonu. Spotřebitel při použití točivé redukce bude odebírat vyšší množství páry než při regulaci škrtícím ventilem. Toto navýšení výroby páry se rovná vnitřnímu výkonu točivé redukce. Pak tedy platí, že pokud má točivá redukce nižší termodynamickou účinnost, tak navýšení dodávky je nižší, než pokud má vyšší termodynamickou účinnost a navýšení dodávky páry v kJ/s je rovno vnitřnímu výkonu generátoru v kW při zanedbání jeho účinnosti. Volba točivé redukce tak podléhá ekonomické optimalizaci, kde mezi nejdůležitější faktory patří investiční náklady a termodynamická účinnost turbíny. [6] [14]

Z pohledu emisí CO₂ má točivá redukce zhruba třikrát nižší dopad na ovzduší. Je to opět způsobeno tím, že v případě točivé redukce platí: $\Delta Q_{pal} = P_i$, na rozdíl od

toho u zdrojů s kondenzační turbínou je účinnost celého cyklu okolo 30 %. [6]
[14]

Schéma zapojení točivé redukce a redukčního ventilu je ve schématu č. 4 společně se záznamem v h-s diagramu. Pro elektrický výkon točivé redukce platí rovnice:

$$P_{el} = \dot{m}_{pára} * (h_{páraA} - h_{páraE}) * \eta_{gen}$$

- Kde: P_{el} elektrický výkon generátoru (kW)
 $\dot{m}_{pára}$ hmotnostní průtok páry (kg)
 $h_{páraA}$ vstupní (admisní) entalpie páry (kJ/kg)
 $h_{páraE}$ výstupní (emisní) entalpie páry (kJ/kg)
 η_{gen} účinnost generátoru (-)

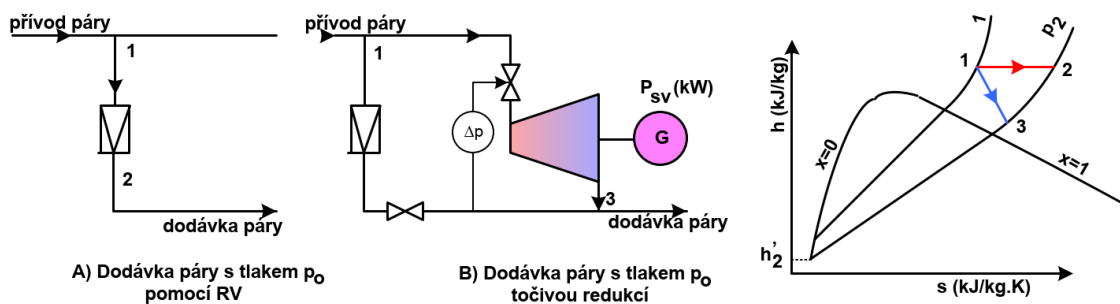


Schéma č. 4 Princip zařazení točivé redukce do systému se zobrazením v h – s diagramu [14]

5. Legislativa v oblasti podpory kombinované výroby elektřiny a tepla

5.1. Podpora kombinované výroby elektřiny a tepla

V případě aplikace točivé redukce do tepelného okruhu tento tepelný okruh měníme na okruh kombinované výroby elektřiny a tepla. Díky tomu zvyšujeme využití primární energie a tím v podstatě vzniká její úspora. Tato úspora je finančně podporována podle zákona č. 165/2012 Sb. Zákon o podporovaných zdrojích energie. Konkrétně se podpoře elektřiny z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla věnuje § 6, který definuje, které zdroje lze považovat za vysokoúčinnou kombinovanou výrobou elektřiny a tepla (KVET). Z technického hlediska je nejzásadnější odstavec 1, § 6:

- (1) *Pro účely stanovení podpory elektřiny z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla podle tohoto zákona se za elektřinu z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla považuje elektřina vyrobená ve společném procesu spojeném s dodávkou užitečného tepla v zařízení, na které ministerstvo vydalo osvědčení o původu elektřiny z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla, při jejíž výrobě se dosahuje úspory primární energie ve výši nejméně 10 % oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla. V případě zařízení s instalovaným elektrickým výkonem nižším než 1 MW se za elektřinu z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla považuje elektřina, při jejíž výrobě se dosahuje kladné hodnoty úspory primární energie. Způsob výpočtu úspory primární energie stanoví prováděcí právní předpis.[8]*

Forma podpory elektřiny je dle zákona č. 165/2012 Sb. § 8 dvojitá. Buď formou výkupních cen, nebo formou zelených bonusů. Na výrobu elektřiny z KVET se vztahuje pouze podpora formou zeleného bonusu.

Výši této podpory nastavuje Energetický regulační úřad (ERÚ), který pro každý rok vydává dokument: *Platné cenové rozhodnutí*, ve kterém jsou stanoveny parametry pro výši podpory.

Podpora zeleným bonusem se skládá ze základní a doplňkové sazby. Pro stanovení základní sazby platí rozdělení na zdroje KVET do 5 MWe a nad 5 MWe. U zdrojů s vyšším výkonem než je 5 MWe je pro výpočet podpory formou zeleného bonusu zásadní určení ÚPE, neboli úspory primární energie. Způsob určení ÚPE je pak popsán ve vyhlášce č. 37/2016 Sb. U výkonově menších zdrojů je parametrem pro výpočet základní sazby zeleného bonusu instalovaný elektrický výkon výroby a provozní hodiny v průběhu roku. Doplňková sazba je stanovena na základě paliva pro získání primární energie. Aktuální platné výše základní sazby zeleného bonusu z cenového rozhodnutí ERÚ č. 9/2018 a aktuální výše doplňkové sazby zeleného bonusu z platného cenového rozhodnutí č. 8/2017 jsou v tabulce níže:

5.1.1. Způsob stanovení zeleného bonusu

Základní sazba ročního zeleného bonusu na elektřinu z KVET pro výrobu elektřiny s celkovým instalovaným výkonem kogeneračních jednotek do 5 MWe včetně:

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Instalovaný výkon výroby [kW]		Provozní hodiny kogenerační jednotky [h/rok]	Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)		
	a	b	c	f	g	k	m
700	Elektřina z KVET s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny	-	31.12.2019	0	200	3 000	1092
701	podporované podle bodu (1) a/nebo (2.1.) cenového rozhodnutí a s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny spalující komunální odpad	-	31.12.2019	0	200	4 400	673
703		-	31.12.2019	200	1 000	3 000	725
704		-	31.12.2019	200	1 000	4 400	358
706		-	31.12.2019	1 000	5 000	3 000	435
707		-	31.12.2019	1 000	5 000	4 400	154
709	Elektřina z KVET vyrobená ve výrobně elektřiny současně podporované podle bodu (1) a/nebo (2.1.) cenového rozhodnutí a elektřina z KVET vyrobená ve výrobně elektřiny spalující komunální odpad	-	31.12.2015	0	5 000	8 400	45

Tabulka č. 2 Tabulka základní sazby zeleného bonusu pro kogenerační zdroje do 5 MWe [9]

Základní sazba ročního zeleného bonusu na elektřinu z KVET pro výrobu elektřiny s celkovým instalovaným výkonem kogeneračních jednotek nad 5 MWe:

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu*		ÚPE kogenerační jednotky [%]		Celková účinnost kogenerační jednotky [%]		Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)	od	do (včetně)	
	a	b	c	h	i	j	k	m
750	Elektřina z KVET	-	31.12.2019	10	15	-	-	173
751		-	31.12.2019	15	-	-	45	188
752		-	31.12.2019	15	-	45	75	268
753		-	31.12.2019	15	-	75	-	328
754	Elektřina z KVET v rekonstruované výrobně elektřiny	1.1.2013	31.12.2019	15	-	45	-	328

* V případě elektřiny z KVET v rekonstruované výrobně elektřiny datum ukončení rekonstrukce

Tabulka č. 3 Tabulka základní sazby zeleného bonusu pro kogenerační zdroje nad 5 MWe [9]

Doplňková sazba I k základní sazbě ročního zeleného bonusu za veškerou elektřinu z KVET:

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Instalovaný výkon výroby [kW]		Kategorie biomasy a proces využití	Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)		
	a	b	c	d	e	k	m
770	Výrobní elektřiny spalující čistou biomasu	1.1.2013	31.12.2013	0	5000	O	100
772	Výrobní elektřiny spalující (samostatně) plyn ze zplyňování pevné biomasy	1.1.2013	31.12.2015	0	2500	O	455
774	Výrobní elektřiny spalující bioplyn v bioplynové stanici	1.1.2013	31.12.2013	0	2500	AF	455
777	Výrobní elektřiny spalující důlní plyn	1.1.2013	31.12.2015	0	5000	-	455
778	Výroba elektřiny spalováním komunálního odpadu nebo společným spalováním komunálního odpadu s různými zdroji energie	-	31.12.2012	0	5000	-	155
779	Výrobní elektřiny spalující (samostatně) zemní plyn	-	31.12.2015	0	5000	-	455

Tabulka č. 4 Tabulka doplňkové sazby zeleného bonusu pro kogenerační zdroje [10]

Celková výše zeleného bonusu se pak stanoví na základě vzorce

$$C_{zb} = E_{VKET} * (ZB_{zákl.sazba} + ZB_{dopl.I})$$

Kde: C_{zb} je celková výše podpory
 E_{VKET} je dodaná elektrická energie
 $ZB_{zákl.sazba}$ je základní sazba zeleného bonusu
 $ZB_{dopl.I}$ je doplňková sazba k základní sazbě zeleného bonusu

5.1.2. Způsob určení úspory primární energie při kombinované výrobě elektřiny a tepla

Dle vyhlášky č. 37/2016 Sb. se pod kombinovanou výrobou elektřiny a tepla rozumí: [7]

- a) paroplynové zařízení s dodávkou tepla
- b) parní protitlaká turbína,
- c) parní kondenzační odběrová turbína
- d) plynová turbína s dodávkou tepla
- e) spalovací motor,
- f) mikroturbína,
- g) Stirlingův motor,
- h) palivový článek,
- i) parní stroj,
- j) organický Rankinův cyklus, nebo
- k) kombinace zařízení uvedených v písmenech a) až j), pokud může pracovat v režimu kombinované výroby elektřiny a tepla.

Za elektřinu z kombinované výroby elektřiny a tepla lze považovat elektřinu měřenou na svorkách generátoru, pokud celková účinnost za vykazované období dosáhla 75 % pro parní protitlakou turbínu, plynovou turbínu s dodávkou tepla a kombinaci zařízení uvedených pod bodem a) až j), pokud můžou pracovat v režimu kombinované výroby elektřiny a tepla. Nebo 80 % pro paroplynové zařízení s dodávkou tepla a parní kondenzační odběrovou turbínu. Pokud je účinnost kogenerační jednotky za dané období nižší, stanoví se množství

elektřiny z kombinované výroby elektřiny a tepla podle přílohy č. 1 vyhlášky č. 37/2016:

Celková účinnost kogenerační jednotky se stanoví dle vztahu:

$$\eta_{\text{celk}} = \frac{E_{SV} + E_M + Q_{U\check{Z}}}{Q_{PAL}}$$

Kde:

E_{SV} je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů (MWh).

E_M je množství mechanické energie získané transformací energie v kogenerační jednotce v procesu kombinované výroby elektřiny a tepla, která není dále transformována na elektřinu (MWh).

$Q_{U\check{Z}}$ je množství užitečného tepla (MWh).

Q_{PAL} je množství celkového paliva (MWh).

Pokud je celková účinnost nižší, než je stanoveno, rozděluje se celkové množství elektřiny a na elektřinu vázanou na užitečné teplo a elektřinu nevázanou na užitečné teplo. Množství elektřiny z kombinované výroby elektřiny a tepla se stanoví: [7]

$$E_{KVET} = C_{SKUT} * Q_{U\check{Z}}$$

Kde:

C_{SKUT} je poměr elektřiny a tepla

E_{KVET} je množství elektřiny z kombinované výroby elektřiny a tepla (MWh)

$Q_{U\check{Z}}$ je množství užitečného tepla (MWh)

Pokud provoz není s ohledem na poptávku po užitečném teple, nebo technickým vlastnostem kogenerační jednotky schopen plného kombinovaného režimu s výrobou elektřiny vázanou pouze na užitečné teplo, pak se poměr C_{SKUT} určí podle vyhlášky č. 37/2016 podle vztahu: [7]

$$C_{SKUT} = \frac{E_{SV1} - E_{SV2}}{Q_{U\check{Z}}}$$

Kde:

E_{SV1} je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů při provozním stavu s nejvyšší v běžném provozu dosažitelnou výrobou užitečného tepla $Q_{UŽ}$ a současně při nejvyšší v běžném provozu dosažitelné spotřebě paliva (MWh)

E_{SV2} je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů při provozním stavu vycházejícím z provozního stavu měření E_{SV1} , kdy je zastavena dodávka užitečného tepla a dodávka paliva je snížena takovým způsobem, aby produkce jiného než užitečného tepla byla totožná s provozním stavem při stanovení E_{SV1} (MWh)

$Q_{UŽ}$ je množství užitečného tepla (MWh)

Měření se provádí po stejnou dobu pro oba provozní stavy při venkovní teplotě do 15 °C. Pokud je to možné, je venkovní teplota stejná pro oba provozní stavy. Pokud nelze věrohodně stanovit poměr C_{SKUT} z naměřených hodnot získaných v rámci jednorázového měření, je možné tuto hodnotu určit na základě energetické bilance průměrem z měsíčních naměřených dat.

Výše úspory primární energie (UPE) při kombinované výrobě elektřiny a tepla (KVET) vychází z rovnice uvedené v příloze č. 2 ve vyhlášce 37/2016 Sb.: [7]

$$UPE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_q^T}{\eta_r^T} + \frac{\eta_e^T}{\eta_r^E}}$$

$$\eta_q^T = \frac{Q_{UŽ}}{Q_{PAL\ KVET}}$$

$$\eta_e^T = \frac{E_{KVET}}{Q_{PAL\ KVET}}$$

Kde:

η_q^T je účinnost tepla z kombinované výroby elektřiny a tepla definovaná jako množství užitečného tepla vyrobeného v kogenerační jednotce dělené množstvím části celkového

paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla, mechanické energie a užitečného tepla.

η_e^T je elektrická účinnost kombinované výroby elektřiny a tepla definovaná jako množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce vázané na výrobu užitečného tepla dělené množstvím části celkového paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla, mechanické energie a užitečného tepla; pokud kogenerační jednotka vyrábí mechanickou energii, může být elektřina z kombinované výroby elektřiny a tepla navýšena o množství elektřiny ekvivalentní této mechanické energii uvedené v bodě 3 přílohy č. 1 k této vyhlášce

η_r^V je harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu tepla uvedená v přímo použitelném předpisu Evropské unie, kterým se stanoví harmonizované referenční hodnoty účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny a tepla

η_r^E je harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny stanovená podle přímo použitelného předpisu Evropské unie, kterým se stanoví harmonizované referenční hodnoty účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny a tepla přizpůsobená průměrným klimatickým podmínkám v České republice na průměrnou roční teplotu 8 °C

6. Popis navrhovaného systému

6.1. Popis systému

Pro stabilní provoz datacentra je nezbytné zajistit jeho chlazení. Neboť velká část energie proudící do počítačové techniky se mění v teplo, které je třeba odvádět a počítačové komponenty je nutné chladit. Chlazení je nutné navrhnout tak, aby splňovalo požadavky na vhodnou pracovní teplotu jednotlivých součástí datacentra, a to tak aby byl provoz pokud možno ekonomicky a environmentálně optimální.

Prvním řešením tj. varianta 1 je použití kompresorové chladicí jednotky, jejichž funkčnost je popsána v kapitole Teoretický úvod k jednotlivým prvkům systému 4.1.4. Tyto chladicí jednotky odebírají energii ve formě elektrické energie pro tvorbu chladu. Takovýto systém by byl vhodný v případě, že by nebyl v dostupném perimetru jiný zdroj energie, například elektrárna s odběrovou turbínou, teplárna atd.

Pokud je dostupná energie ve formě tepla, je vhodnější druhé řešení a to je využití absorpčních chladicích jednotek v kombinaci s točivou redukcí parametrů páry tj. varianta 2 a 3. Jako primární energii pro výrobu chladu tak můžeme využít vnější zdroje tepla, například: odběrovou páru z turbíny, horkou vodu, či vlastní zdroje energie: plynový, nebo olejový hořák. Nevýhodou absorpčního chladicího systému je, že absorpční jednotky pracují jen v omezeném výkonovém pásu. Absorpční jednotky obvykle nejsou schopny pracovat na nižším než 20 % zatížení, proto musí být aplikovány v kombinaci s jiným zdrojem chladu. Jedná se tak například o kombinaci absorpčního a kompresorového chlazení, kdy je systém navržen tak, že absorpční chladicí jednotky dodávají chlad v základním zatížení tzv. baseload a kompresorové jednotky fungují jako špičkový zdroj, který navíc dodává chlad v průběhu odstávky zdroje páry či při technologické odstávce absorpčního chladicího systému. Chladicí jednotky budou řazeny do denního diagramu zatížení na základě optimalizace, která bude provedena v kapitole: Optimalizace 8.2.3. Lze očekávat, že tato varianta s absorpčním a kompresorovým chladicím systémem bude investičně nejnáročnější, avšak bude provozována s nižšími provozními náklady.

Z požadavků na parametry dodávaného chladu, byla zvolena jako teplotní médium demineralizovaná voda s teplotním spádem 7°/14 °C.

Celková poptávka po chladu činí 23 MW. Jedná se o tři odběrná místa s potřebou chladicího výkonu 7 MW a dvakrát 8 MW. Chlazení počítačové technologie je prováděno vzduchem. Pro energeticky optimální systém chlazení je vhodné nechladit procesory přímo, ale dochlazovat vzduch z okolí, tím lze dosáhnout výrazné úspory energie.

S ohledem k spotřebě chladu byl systém navržen s použitím tří absorpčních a dvou kompresorových jednotek pracujících do společného směšovače. Na základě aktuální potřeby chlazení budou v provozu jen dílčí zdroje chladu. Jejich řazení bude prováděno na základě optimalizace s ohledem na nejšetnější energetický a ekonomický provoz.

V případě, že okolní teplota klesne pod požadovanou teplotu, tedy 7°C, není ekonomicky vhodné dodávat chlad z absorpčních jednotek. V tuto situaci je výhodnější využít technologie takzvaného volného chlazení, někdy též označované cizím slovem freecooling, kde je chladicí médium chlazeno na přímém výměníku vzduch – voda. S ohledem na klimatická data pro místo aplikace, lze předpokládat, že toto chlazení bude využíváno až 5 měsíců v roce. Na základě využití této technologie, můžeme očekávat úsporu primární energie na výrobu chladu a tedy i provozních nákladů.

Zdrojem primární energie, pro absorpční jednotky má být v tomto případě odběrová pára z turbíny z Elektrárny Hodonín, společnosti ČEZ a.s. Z environmentálního hlediska tato systémová teplárna je navíc dle Zákona č. 165/2012 Sb. klasifikována jako obnovitelný zdroj na biomasu. Tedy dodávky páry pro výrobu chladu v absorpčních jednotkách jsou z plně obnovitelného zdroje s nulovými emisemi CO₂. Dodávaná odběrová pára je o parametrech 240°C a tlakem 1,3 MPa. Na vstupu do absorpční jednotky, však není povolen vyšší tlak než 0,8 MPa. Změnu tlaku lze vyřešit redukčním ventilem, tato regulace je však ztrátová. Proto je vhodnější použít točivou redukci.

Při využití absorpčních jednotek je nutné počítat s odpadním teplem. V ideálním případě toto teplo bude dále využito pro vytápění, sušení dřeva, či zemědělských

plodin. Pak tato koncepce maximálně využije vstupní energii a hospodárně naloží s odpadním teplem.

6.1.1. Schéma varianty 1

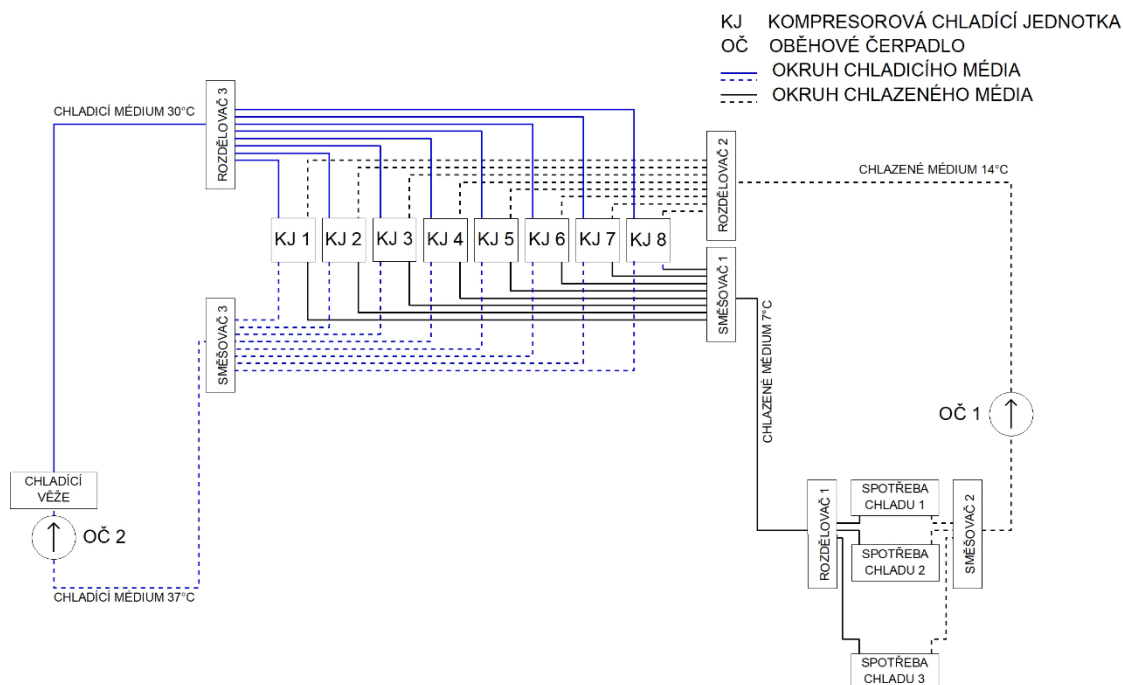


Schéma č. 5 Schéma zapojení varianty 1

6.1.2. Popis schématu varianty 1

Varianta 1 počítá s chlazením za pomoci 8 kompresorových chladicích jednotek. Ve schématu jsou patrné dva okruhy, je to okruh chlazeného média a okruh chladicího média.

Okruh chlazeného média (černě)

Chlazené médium je žádaný produkt z chladicích jednotek. Všechny kompresorové jednotky pracují do společného směšovače. Následně je chlazené médium o teplotě 7 °C dopraveno k místu spotřeby, kde je rozdělováno v rozdělovači do jednotlivých výměníků. Ve výměníku médium předá chladicí energii, ohřeje se na 14 °C a putuje do směšovače č. 2 a je oběhovým čerpadlem hnáno k místu výroby chladu, kde je v rozdělovači č. 2 rozděleno do jednotlivých chladicích jednotek a v kompresorové chladicí jednotce ochlazeno.

Okruh chladicího média (modře)

Chladicí médium je kapalina, která odvádí nadbytečné teplo z výroby chladu v kompresorových chladicích jednotkách. Potrubí je svedeno do směšovače č. 3

a následně odvedeno do chladicích věží. Odkud vede do rozdělovače č. 3 a následně je dovedeno do chladicích jednotek. Oběh chladicího média zprostředkovává oběhové čerpadlo č. 2.

6.1.3. Schéma varianty 2 a 3

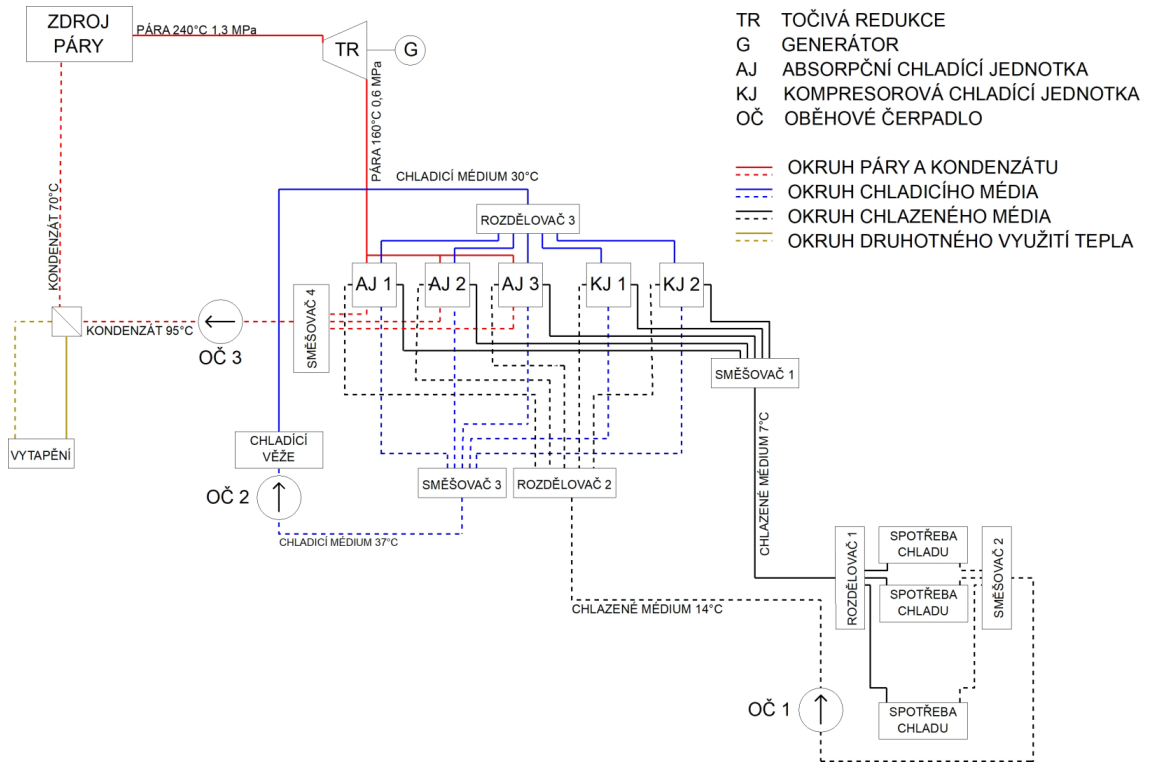


Schéma č. 6 Schéma zapojení varianty 2 a 3

6.1.4. Popis schématu varianty 2 a 3

Ze schématu je patrné, že systém pro variantu 2 a 3 můžeme rozdělit na tři hlavní okruhy, podle použitého média. První okruh je okruh odběrové páry a kondenzátu. Druhým okruhem je okruh chladicího média a třetí je okruh chlazeného média, který je produktem systému.

Okruh odběrové páry (červeně)

Voda je vypařena v kotli, následně přehřívána v přehříváči páry. Tato admissní pára vstupuje do turbíny, kde vykonává mechanickou práci. Protože se jedná o odběrovou turbínu, můžeme páru o daných parametrech z turbíny odebírat k dalšímu využití. V našem případě odběrovou páru redukuje na parametry vhodné pro absorpční jednotky za pomoci točivé redukce. Páru pak využíváme k výrobě chladu v absorpčních jednotkách. Kondenzát na výstupu absorpční jednotky vracíme do systému přes výměník, ve kterém z kondenzátu ještě

odebíráme teplo pro vytápění, sušení a další využití. Tím je okruh odběrové páry uzavřen.

Okruh chlazeného média (černě)

Chlazené médium je žádaný produkt z absorpční jednotky. Chlazené médium získáváme z absorpčních a kompresorových jednotek. Řazení absorpčních a kompresorových jednotek je do kaskády, další rozsah regulace je zajištěn regulačním pásmem, každé chladicí jednotky. Chlazené médium poté mícháme ve směšovači a následně distribuujeme k jednotlivým místům odběru. Médium po odvedení tepla z datacentra vracíme do směšovače a rozdělujeme do jednotlivých chladicích jednotek. K řízení průtoku využíváme frekvenčním měničem řízená čerpadla. Systém s frekvenčním měničem je výhodný zvláště proto, že spotřeba čerpadla je úměrná průtoku média v každém jednotlivém okamžiku. V úvahu by kromě regulace s frekvenčním měničem byla i regulace s obtokem, nebo škrcením. Toto řešení by však bylo nevhodné ke spotřebě energií, neboť se jedná o energeticky ztrátovou regulaci. Možné použití této ztrátové regulace lze zvážit v případě technologie s nepřetržitým provozem na jmenovitém výkonu, to však není tento příklad, jak je patrné z grafu č. 13 průtoku chlazeného média v matematickém modelu.

Okruh chladicího média (modře)

Chladicí voda odebírá teplo z jednotlivých absorpčních a kompresorových jednotek, následně je smíchána ve směšovači a ochlazená v chladicích věžích. Možné využití tepla z chladicí vody je kvůli jeho nízkému potenciálu, téměř nerentabilní, proto ho v tomto systému neuvažujeme.

7. Matematický model

7.1. Vstupy, předpoklady

7.1.1. Základní fyzikální parametry vody

Pro výpočet jednotlivých parametrů prvků systému, jsou nezbytné vstupní parametry, ze kterých budeme ve výpočtech vyházet. Mezi nejzákladnější parametry patří tabulkové fyzikální parametry použitého média. V našem případě demineralizované vody:

- Hustota vody $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Měrná tepelná kapacita vody $c = 4\,180 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$



Graf č. 9 Závislost kinematické viskozity vody na teplotě [24]

Teplota (°C)	Dynamická viskozita $10^{-3} \text{ (Pa}\cdot\text{s)}$	Kinematická viskozita $10^{-6} \text{ (m}^2\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$
0	1,787	1,787
5	1,519	1,519
10	1,307	1,307
20	1,002	1,004
30	0,798	0,801
40	0,653	0,658
50	0,547	0,553
60	0,467	0,475
70	0,404	0,413
80	0,355	0,365
90	0,315	0,326
100	0,282	0,294

Tabulka č. 5 Závislost dynamické a kinematické viskozity na teplotě [24]

7.1.2. Teploty a tlaky vody a páry v jednotlivých technologických okruzích

Návrh chladicího systému je řešen po tepelný výměník v místě spotřeby chladu. Na vstupu do tohoto výměníku počítáme s návrhovou teplotou 7 °C, na výstupu z výměníku po předání chladu je uvažováno s teplotou 14 °C. Tyto teploty byly zvoleny na základě charakteru místa spotřeby chladu. Okruh chladicího média je pak s teplotním spádem 37/30 °C. Pára vstupující do systému z elektrárny je o teplotě 240 °C a tlaku 1,3 MPa. Dále předpokládáme se snížením jejího tlaku za pomoci točivé redukce na 0,6 MPa a teplotu 160 °C. Kondenzát z absorpční jednotky pak má dle technického listu absorpčních jednotek 95 °C.

Teplotní spády technologický okruhů v chladicí jednotce	Vstupní teplota °C	Výstupní teplota °C
Chlazené médium	14	7
Chladicí médium	30	37

Tabulka č. 6 Teplotní spády jednotlivých technologických okruhů

Parametry páry a kondenzátu	Teplota (°C)	Tlak (MPa)
Pára na vstupu do systému	240	1,30
Pára na vstupu do absorpční jednotky	160	0,6
Kondenzát	95	

Tabulka č. 7 Parametry páry a kondenzátu

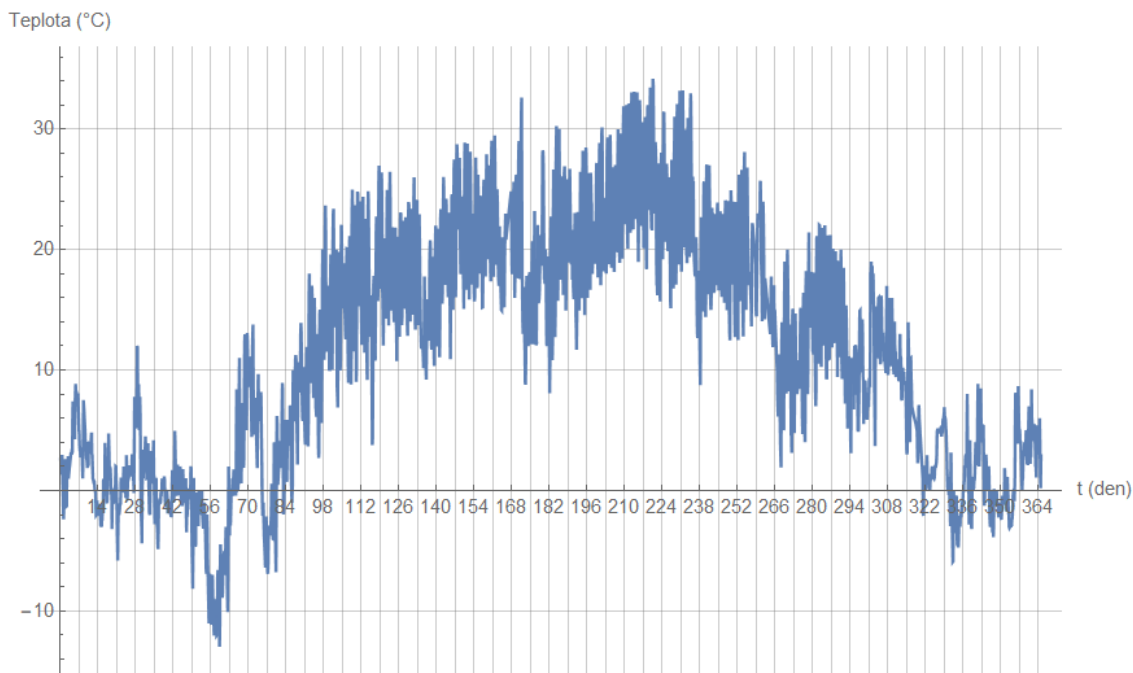
7.1.3. Okolní teploty, potřeba chladu

Pro celkové navržení chladicího systému jsou nezbytná klimatická data z místa spotřeby chladu. Na základě těch, vnitřní technologie a uspořádání datacentra je stanovena spotřeba chladu v čase. Výpočet této spotřeby je nad rámec této diplomové práce. Průběh potřebného chladicího výkonu v čase tedy bereme pouze jako vstup do matematického modelu. Pro výpočet byl použit reálný roční průběh teploty z roku 2018. Měření bylo prováděno po půlhodině. Tato data lze považovat za dostatečně přesná pro další výpočty. Navíc rok 2018 je z pohledu teplot vzduchu spíše nadprůměrný a proto vhodný pro dimenzování systému chlazení.

Záměrně byl použit jeden roční průběh pro možné řešení reakcí systému na změny teploty okolí. Kdybychom použili průměrné teploty v regionu, přišli bychom o teplotní

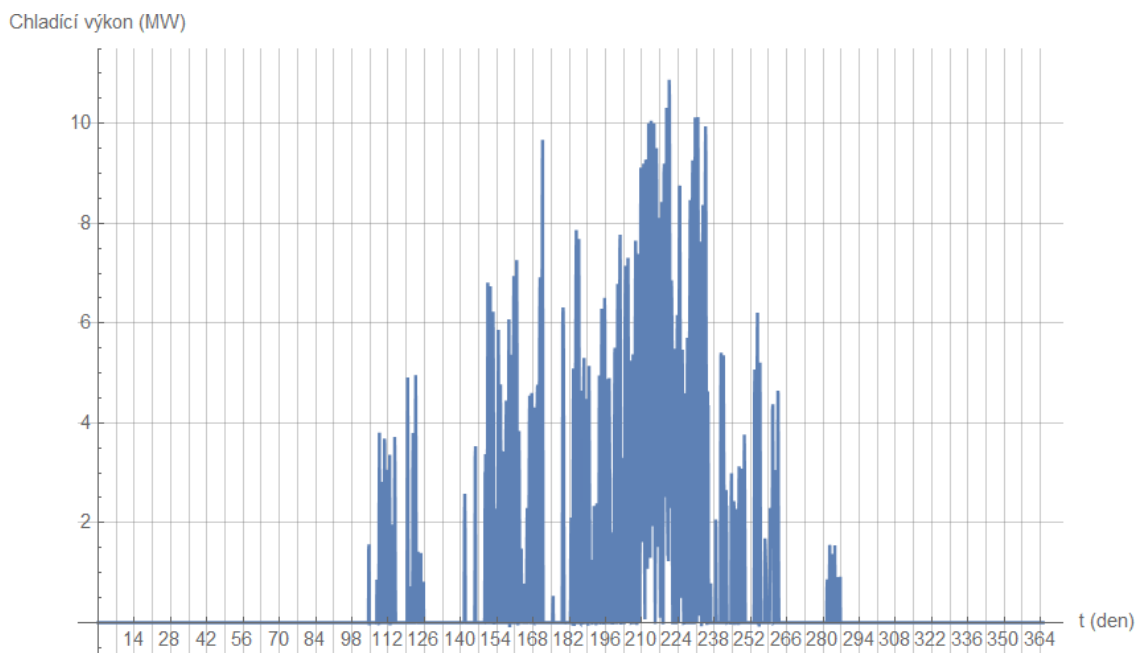
minima a maxima a tím zanesly do modelu výraznou chybu. Pro dimenzování maximálního chladicího výkonu přihlížíme v tomto případě i k rekordním teplotám. Rekordní teplota vzduchu v České republice je 40,4 °C, naměřená na meteorologické stanici v Dobřichovicích 20. 8. 2012. Této teplotě pak odpovídá chladicí výkon 15,34 MW. Z důvodů zajištění bezpečné funkčnosti systému je vhodné zahrnout do návrhu i výkonovou rezervu, tu lze získat například dimenzováním chlazení na dlouhodobé maximum. V dané lokalitě v roce 2018 byla maximální naměřená teplota 34.1 °C. Rekordní teplota 40.4 °C je tedy o 18.5 % vyšší, což lze brát za dostatečnou rezervu. Průběh teplot pro lokalitu Jižní Moravy a potřebný chladicí výkon je patrný z grafických průběhů č. 10 Na základě těchto průběhů byl dimenzován systém a počítána jeho roční spotřeba energií.

Průběh teploty v roce 2018



Graf č. 10 Průběh teploty v roce 2018 s půlhodinovým vzorkováním

Potřebný chladicí výkon pro chlazení datacentra v čase



Graf č. 11 Průběh potřebného chladicího výkonu pro datacentrum

Integrací potřebného chladicího výkonu v čase byla zjištěna spotřeba chladu 6 776 MWh v modelovém roce 2018.

Návrhový výkon systému a roční spotřeba chladu		
Maximální chladicí výkon systému	15,34	MW
Spotřeba chladu	6 776	MWh

Tabulka č. 8 Navrhovaný výkon systému a roční spotřeba chladu

7.2. Parametry použitých zařízení

Pro správný návrh systému je nezbytné počítat s reálnými parametry jednotlivých použitých komponent. Ať již se jedná o účinnosti a výkonová omezení oběhových čerpadel, použité točivé redukce nebo chladicí faktory a výkonová omezení absorpčních a kompresorových jednotek.

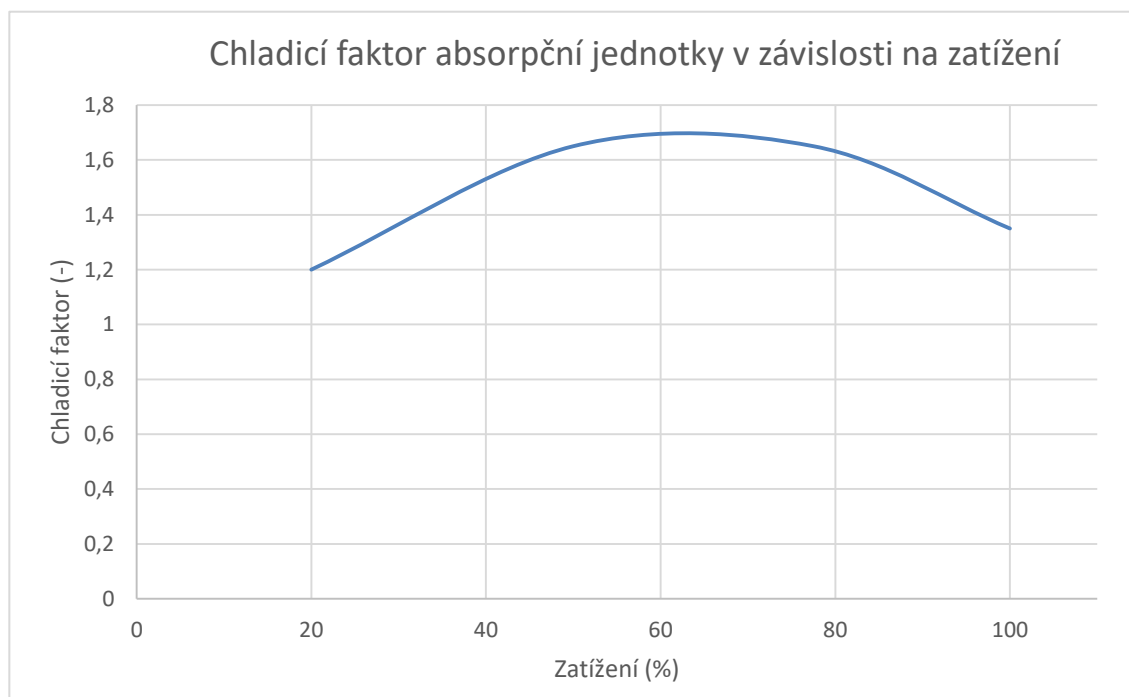
7.2.1. Absorpční jednotky

Pro absorpční jednotky platí, že je jejich chladicí faktor závislý na výkonovém zatížení. K tomu je navíc ještě absorpční jednotka výkonově omezena, neboť nemůže pracovat na nižším výkonu, než je 20 % jmenovitého. To je jedním z nezbytných vstupů do optimalizace a řazení zdrojů do diagramu zatížení.

Základní parametry absorpčních jednotek nezbytných pro vytvoření matematického modelu jsou uvedeny v tabulce č. 9:

Absorpční chladicí jednotky		
Chladicí faktor	Viz. Graf č. 12	
AJ 1 - Absorpční jednotka Broad BS 400		
Chladicí výkon	4652	kW
Výkonové rozmezí	20 – 100%	(-)
Vlastní spotřeba - elektrické energie	13,2	kW
Tlaková ztráta chladicího okruhu	60	kPa
Tlaková ztráta chlazeného okruhu	50	kPa
AJ 2, AJ 3 - Absorpční jednotka Broad BS 300		
Chladicí výkon	3489	kW
Výkonové rozmezí	20 – 100%	(-)
Vlastní spotřeba - elektrické energie	11,7	kW
Tlaková ztráta chladicího okruhu	60	kPa
Tlaková ztráta chlazeného okruhu	50	kPa

Tabulka č. 9 Technické parametry absorpčních jednotek Broad [27]



Graf č. 12 Grafický průběh chladicího faktoru absorpční jednotky Broad v závislosti na jejím výkonovém zatížení [27]

V systému byly použity dvě absorpční jednotky Broad BS 300 a jedna absorpční jednotka Broad BS 400. Oba použité modely absorpční jednotky jsou určeny pro provoz s chlazenou vodou 7/14 °C, chladicí vodou 37/30 °C, teplotou kondenzátu 95 °C. Nejnižší dovolená teplota na výstupu chlazené vody je 5 °C a nejnižší dovolená teplota vstupu chladicí vody je 10 °C. Další parametry absorpčních jsou uvedeny v technickém listu [27].

7.2.2. Kompresorové jednotky

Mezi základní parametry kompresorové chladicí jednotky patří její chladicí faktor. Kompresorová chladicí jednotka má z principu svůj chladicí faktor závislý na okolní teplotě. Pokud však vysokotlakou část kompresorové jednotky nechladíme okolním vzduchem, ale chladicím médiem, které pracuje na konstantní teplotě, můžeme považovat chladicí faktor za konstantní. Pro návrh systému byla zvolena jednotka EWADC20T s chladicím faktorem 2,987 a pozvolným řízením chladicího výkonu. Parametry použité dále ve výpočtu jsou uvedené v tabulce č. 10, ostatní parametry chladicí jednotky jsou dostupné v technickém listě. [25]

KJ - Kompresorová chladicí jednotka EWADC20T		
Chladicí faktor	2,987	(-)
Chladicí výkon	2088	kW
Tlaková ztráta	66,1	kPa

Tabulka č. 10 Technické parametry kompresorové chladicí jednotky EWAD [25]

7.2.3. Točivá redukce

Pro zvolený systém byla vybrána točivá redukce TR 320, která je určena pro větší entalpické spády než je $\Delta h = 120$ kJ/kg. Mezi turbínovým kolem a generátorem elektrické energie je umístěna převodovka, která umožňuje chod točivé redukce při různém hmotnostním průtoku páry. Pro systém byla zvolena točivá redukce o jmenovitém výkonu elektrického generátoru 400 kW s parametry, které odpovídají parametrům systému, neboť vstupní teplota páry je 240 °C a tlak 1,3 MPa a výstupní tlak 0,6 MPa.

TR – Točivá redukce TR 320		
Výkon	200 - 700	kW
Množství páry	4 - 25	t/hod
Vstupní tlak páry	0,6 - 6,3	MPa
Výstupní tlak páry	0,05 - 1,4	MPa
Maximální vstupní teplota páry	420	°C

Tabulka č. 11 Technické parametry točivé redukce TR320 [28]

7.2.4. Výměník voda – voda

System je navržen tak, že chlad z chladicích jednotek je distribuován do paralelně řazených deskových výměníků voda-voda, které vytváří hranici mezi systémem na straně výroby a spotřeby chladu. Chlad z deskového výměníku je dále rozveden do lokálních výměníků voda – vzduch a použit k chlazení počítačové techniky. Protože potřebný chladu dodaný do výměníku je vstupem do matematického modelu, tak nás z technického listu výměníku zajímá pouze tlaková ztráta, která je pro daný výměník 120 kPa.

Výměník Ares voda - voda		
Tlaková ztráta	120	kPa

Tabulka č. 12 Technické parametry výměníku voda – voda od společnosti Ares [26]

7.3. Parametry použitého potrubí

Abychom mohli správně dimenzovat oběhová čerpadla, je nezbytné znát hrubost materiálu použitého potrubí, počet kolen potrubí, jeho větvení pro určení lokálních tlakových ztrát. Dále pak je pro výpočet nezbytná délka potrubí.

Tyto hodnoty byly dosazeny do matematického modelu na základě odhadu. V případě dimenzování čerpadel lze vždy vstupy upravit podle aktuálních dat a výpočet tak zpřesnit.

Parametry potrubí		
Maximální rychlost kapaliny v potrubí - v_{max}	3	m/s
Hrúbost materiálu - δ	0,01	mm
Chlazený okruh - délka	400	m
Chlazený okruh - počet kolen	6	
Chladicí okruh - délka	300	m
Chladicí okruh - počet kolen	4	

Tabulka č. 13 Technické parametry potrubí

Dalším parametrem pro návrh čerpadel je průměr daného potrubí, ten stanovíme výpočtem v další kapitole.

7.4. Dimenzování potrubí a oběhových čerpadel

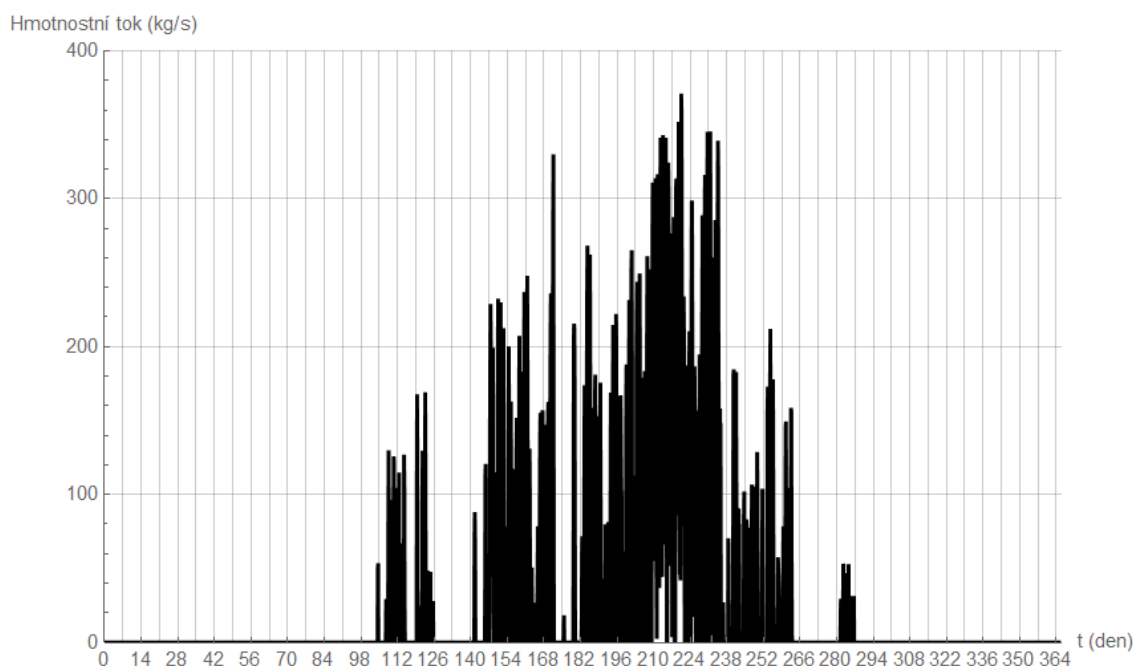
Na základě teoretických vztahů uvedených v kapitole věnované potrubním systémům vypočítáme celkovou tlakovou ztrátu okruhu chlazeného a chladicího média. Pro stanovení tlakové ztráty a dimenzování čerpadla je nezbytné nejprve spočítat průměr potrubí. Pro výpočet průřezu potrubí musíme znát maximální hmotnostní tok. Ten získám z rovnice energetické bilance výměníku v místě spotřeby.

$$P_{chlaz} = \dot{m}_{chlaz} * c * (T_{chlazOUT} - T_{chlazIN})$$

P_{chlaz}	Výkon dodávaný soustavou do místa spotřeby (W)
\dot{m}_{chlaz}	Hmotnostní tok chlazeného média ($kg \cdot s^{-1}$)
c	Tepelná kapacita vody ($J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$)
$T_{chlazOUT}$	Teplota chlazeného média na výstupu z výměníku (K)
$T_{chlazIN}$	Teplota chlazeného média na vstupu do výměníku (K)
v_{max}	Doporučená maximální rychlost kapaliny v potrubí ($m \cdot s^{-1}$)

Maximální hmotnostní tok chlazené vody na základě vypočítaného průběhu za rok 2018 je 371,51 kg/s. Celý průběh hmotnostního toku je níže:

Průběh hmotnostního toku chlazeného média v čase



Graf č. 13 Průběh hmotnostního toku chlazeného média v modelovém roce

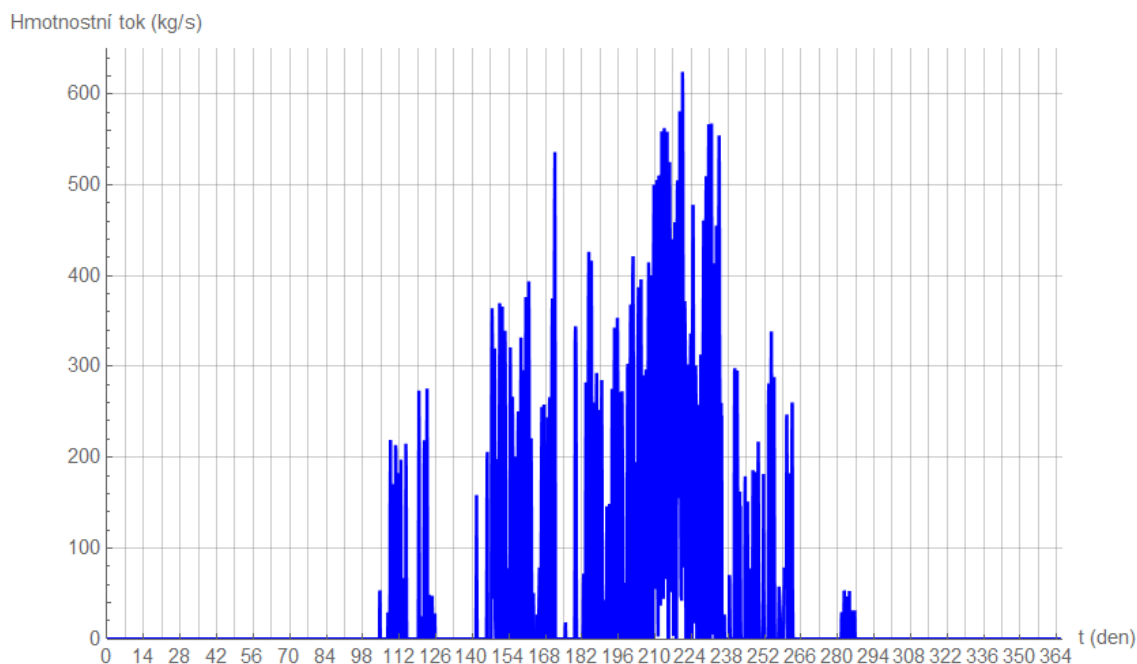
Na základě maximální hodnoty hmotnostního toku pak spočítáme doporučený průměr potrubí.

$$d = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{chlaz}}{\pi * v_{max} * \rho}}$$

Průměr potrubí na základě těchto parametrů je 39.71 cm. Zvolíme tedy nejbližší vyšší průměr z typových průměrů. V tomto případě se jedná o 40 cm. Tento průřez by měl být dostačující.

Pro výpočet průřezu chladicího média volíme identický postup. Výsledkem pak je maximální hmotnostní tok chladicí vody 606.81 kg/s a průměr potrubí 50,75 cm. Zde zvolíme nejbližší hodnotu průměru potrubí. V tomto případě se jedná o průměr 50 cm.

Průběh hmotnostního toku chladicího média v čase



Graf č. 14 Průběh hmotnostního toku chladicího média v modelovém roce

Na základě parametrů potrubí spočítáme tlakovou ztrátu, na jejíž základě výkonově dimenzujeme oběhové čerpadlo. Kromě poklesu tlaku zaviněným třením počítáme i s místními ztrátami tlaku v kolenech, odbočkách na ventilech, v chladicí technologii a ve výměníku. Při výpočtu uvažujeme vztahy uvedené v kapitole věnované tlakovým ztrátám a návrhu čerpadel. Z těchto vztahů máme napsanou funkci pro výpočet elektrického výkonu čerpadla, kterou aplikujeme na vstupy všech vodních okruhů a úseků potrubí:

$$\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi$$

$$\Delta p_\lambda = \lambda * \frac{l}{d} * \rho * \frac{c^2}{2}$$

Pro laminární:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Pro turbulentní:

$$\lambda = \left\{ 2 * \log \left[\left(\frac{6,97}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 * \frac{\delta}{d} \right] \right\}^{-2}$$

$$\Delta p_\xi = \xi * \rho * \frac{c^2}{2}$$

Kde: Δp_λ pokles tlaku zaviněný třením

Δp_ξ pokles tlaku zaviněný místními odpory

l je délka přímé trubky (m)

λ je součinitel tření

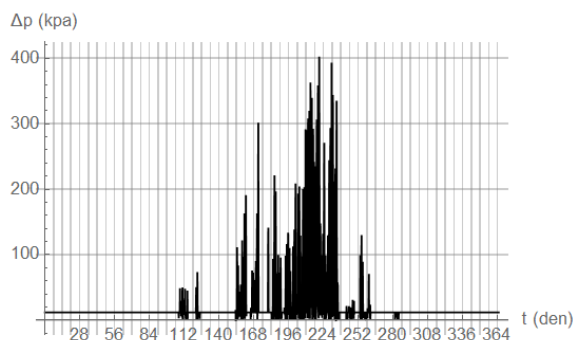
- c je rychlost proudění v trubce ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
- d je průměr potrubí (m)
- ρ hustota vody ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
- δ je drsnost povrchu (mm)
- ξ je součinitel místních odporů

$$P_{el} = \frac{Q * \Delta p_z}{\eta}$$

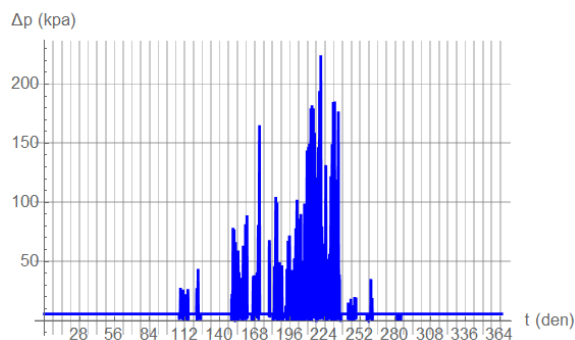
- Kde: P_{el} je příkon čerpadla (W)
- η je účinnost čerpadla (-)
- Q je dopravované množství tekutiny ($\text{m}^3 * \text{s}^{-1}$)
- Δp_z jsou tlakové ztráty (Pa)

Výpočet provádíme pro dva stavy. Prvním stavem je situace, kdy chladicí jednotky dodávají chlad do místa spotřeby, pak je výkon čerpadel odpovídá potřebnému hmotnostního průtoku pro předání chladu. Druhý stav nastává v zimních měsících, kdy není nutné vyrábět chlad pro počítačovou techniku. V tu chvíli existují dvě možnosti, buď technologii odstavit a potrubí vypustit a zabránit tak zamrznutí teplotnosného média, nebo systém udržovat v provozu za pomoci oběhových čerpadel, které pomocí proudění a pasivnímu odběru tepla z výměníku brání kapalině zamrznout. Druhá možnost se jeví pro použitou technologii jako vhodnější, neboť je schopná pružně reagovat na náhle změny počasí, popřípadě náhlé potřeby chlazení. Výkon oběhové čerpadla je pak v zimním období závislý na teplotě okolí. Pro zjednodušení budeme počítat s rychlostí proudění 0,5 m/s. Z průběhu elektrického výkonu čerpadla pak integrační funkcí spočítáme jeho roční spotřebu elektrické energie. Roční průběh čerpadel a tlakových ztrát chlazeného a chladicího okruhu jsou v grafech níže.

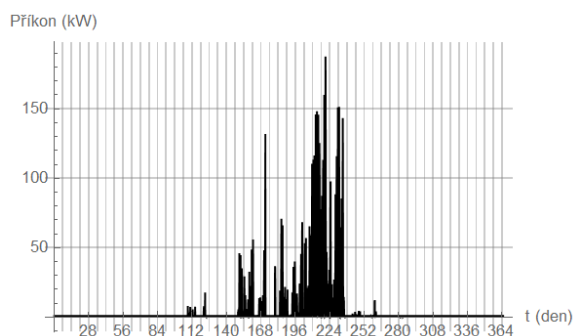
Tlaková ztráta v okruhu chlazené vody v průběhu roku



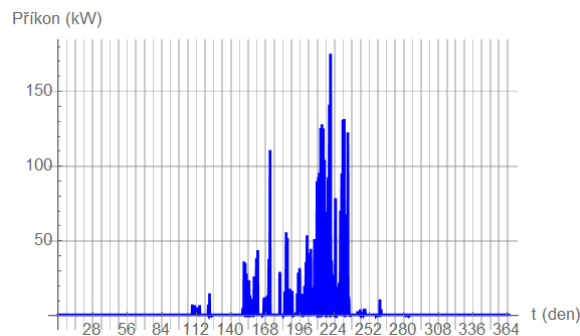
Tlaková ztráta v okruhu chladicí vody v průběhu roku



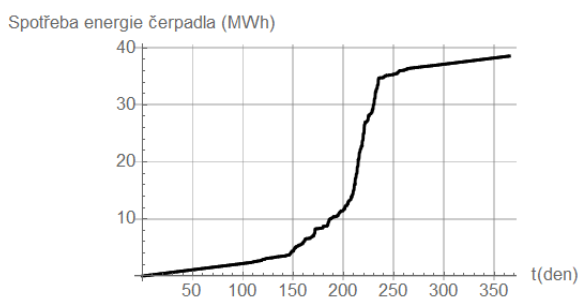
Aktuální elektrický příkon čerpadla v okruhu chlazené vody v průběhu roku



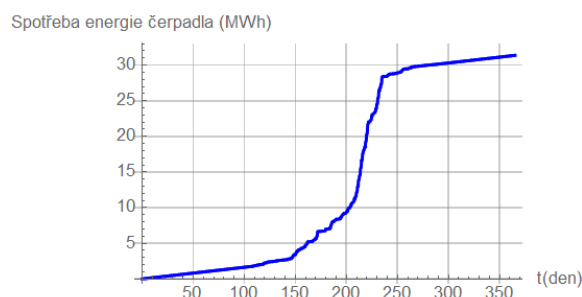
Aktuální elektrický příkon čerpadla v okruhu chladicí vody v průběhu roku



Kumulovaná spotřeba čerpadla chlazené vody



Kumulovaná spotřeba čerpadla chladicí vody



Graf č. 14-19 Průběh tlakové ztráty a potřebného elektrického příkonu čerpadla v modelovém roce v okruhu chladicího a chlazeného média. Kumulovaná spotřeba elektrické energie chlazeného a chladicího média.

Výstupem z programu je roční spotřeba oběhového čerpadla chlazené vody. Ta dosahuje hodnoty 39 MWh, pokud tedy uvažujeme čerpadla pracující s celkovou účinností čerpadla a elektrického pohonu $\eta = 0.8$. Pro návrh soustavy pak lze zvolit čerpadlo o čerpacím výkonu 150 kW. Systém oběhových čerpadel chladicí vody pak je také o celkovém čerpacím výkonu 150 kW. Roční spotřeba elektrické

energie pak je 31 MWh za předpokladu, že opět uvažujeme systém čerpadel s celkovou účinností čerpadla a elektrického pohonu $\eta = 0.8$. Celková roční spotřeba na pohon čerpadel se rovná hodnotě 70 MWh.

7.5. Ztráty chladu v potrubí

Na základě kapitoly v teoretickém úvodu k problematice rozvodů energií 3.3. určíme tepelné zisky a ztráty potrubí vedeného od místa výroby do místa spotřeby chladu. Tepelné zisky jsou v případě rozvodů chladů nežádoucí ztrátou, se kterou je třeba počítat a na kterou je třeba dimenzovat zdroje chladu. Při výpočtu vycházíme z rovnic pro kondukcii, konvekci, radiaci a solární zisky potrubí:

$$\dot{Q}_\lambda = \frac{t_{povrch} - t_{uvnitř}}{R_{th}}$$

$$\dot{Q}_\lambda = a * D * l * I * \sin\omega + \alpha * S * (T_0 - T_s) + \sigma * \varepsilon * S * [T_0^4 - T_s^4]$$

Kde: \dot{Q}_λ je tok tepla vedeného kondukcí (W)

Δt je rozdíl teploty na vnitřním a vnějším povrchu (K)

R_{th} je tepelný odpor ($m^2 * K * W^{-1}$)

T_0 je teplota okolí (K)

T_s je teplota povrchu materiálu (K)

ε je emisivita povrchu $\varepsilon \leq 1$ (-)

S je plocha prostředí, kolmého na směr vedení tepla (m^2)

α je součinitel sdílení tepla prouděním ($J * m^{-2} * s^{-1} * K^{-1}$)

t_{povrch} je teplota povrchu potrubí ($^{\circ}C$)

$t_{uvnitř}$ je teplota uvnitř potrubí ($^{\circ}C$)

Kde neznámou je teplota povrchu a teplo přivedené kondukcí. Výpočet byl proveden v softwaru Mathematica za pomoci funkce *FindRoot*. Vypočítaná teplota potrubí při extrémních teplotních podmínkách byla $58^{\circ}C$ a ztráty chladu pak byly zhruba 3 kW. Vzhledem k tomu, že výkon dodávaného chladu je na úrovni megawatt, tedy řádově větší, lze brát tuto ztrátu jako zanedbatelnou a proto s ní nebylo dále počítáno.

8. Optimalizace

8.1. Náklady na energie

8.1.1. Ceny energií

Pro optimalizaci na základě nákladových křivek jsou nezbytné ceny jednotlivých energií. A to konkrétně ceny elektrické energie pro vlastní spotřebu datacentra, smluvní cena páry z Elektrárny Hodonín (EHO) a výkupní ceny elektrické energie. Další položkou pak je výše dotace pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla KVET. Tyto ceny jsou shrnuty v tabulce níže.

Ceny jednotlivých energií		
Teplo z EHO	220	Kč/GJ
Cena EE pro vlastní spotřebu	1 780	Kč/MWh
Výkupní cena EE	3 300	Kč/MWh
Podpora KVET	725	Kč/MWh

Tabulka č. 14 Ceny jednotlivých energií na vstupu a výstupu ze systému

Rozdíl mezi výkupní cenou elektrické energie a cenou elektrické energie je dán optimalizací za účelem snížení nákladů na chlazení a maximalizace zisků z výroby elektrické energie. Cena pro vlastní spotřebu elektrické energie je smluvní cenou mezi výrobcem elektrické energie a odběratelem. Jedná se o přímou dodávku elektřiny bez nutnosti využití distribuční soustavy, toto řešení umožňuje, aby v ceně elektřiny nebyly zahrnuty poplatky za distribuci ani další regulované složky. To také vysvětluje, proč je tato cena výrazně nižší, než cena za kterou dodáváme elektrickou energii do sítě. Výkupní cena pro vyrobenou elektrickou energii je naopak nasmlouvána mezi výrobcem elektrické energie a lokální distribuční soustavou. Podmínky pro získání podpory KVET jsou podrobněji rozebrána v kapitole: Podpora kombinované výroby elektřiny a tepla 5.1. Protože je počítáno s provozem absorpčních jednotek a tedy i točivé redukce kratším než 3000 h ročně a zdroj elektrické energie patří do výkonové kategorie 200 až 1000 kW, pak hodnota základní sazba zeleného bonusu dosahuje částky 725 Kč/MWh. Doplňková sazba podpory formou se určuje na základě zdroje primární energie. V tomto případě se primární energie získává spalováním

biomasy. Zdroje spalující čistou biomasu jsou podporovány za podmínky, že byly výrobní uvedeny do provozu před datem 31.12.2013. To ale není náš případ. Proto aktuální podpora dle platného cenového rozhodnutí ERÚ je pro variantu 2 a 3: 725 Kč/MWh.

Na základě cen energií, chladicích faktorů a výkonových omezení byla vytvořena závislost nákladů na výrobě chladu pro jednotlivé chladicí jednotky. Do křivek pro absorpční jednotky byly zahrnuty i výnosy z prodeje elektrické energie vyrobené točivou redukcí. Bylo tak učiněno proto, aby oba zdroje byly nákladově porovnatelné. Spotřeba oběhových čerpadel nebyla v této funkci předpokládána, neboť všechny chladicí jednotky pracují do jednoho směšovače a tedy spotřeba čerpadel, je na skladbě zdrojů chladu nezávislá.

8.1.2. Absorpční jednotka

Pro absorpční jednotku jsou náklady na palivo stanoveny na základě rovnice zohledňující spotřebu páry v závislosti na zatížení chladicí jednotky, nebo-li poměru chladicího výkonu k výkonu instalovanému. Dále pak je v rovnici zahrnut příkon elektrické energie potřebné pro chod chladicí jednotky, ten byl na základě zjednodušení modelu považován za nezávislý na zatížení. Rovnice pro náklady pak je:

$$\text{Provozní náklady AJ} = \text{Náklady na energii AJ} - \text{Výnosy z prodeje elektrické energie}$$

$$\text{Náklady na energii AJ} = \text{Cena páry} * \frac{3.6}{1\,000\,000} * \frac{P_{\text{chladicí}}}{\text{cop} \left[\frac{P_{\text{chladicí}}}{P_{\text{instalovaný}}} \right]} * t + \text{Elektrický příkon} * \frac{\text{Cena EE}}{1\,000\,000} * t$$

Kde: <i>Cena páry</i>	(Kč/GJ)
<i>Elektrický příkon</i>	(W)
<i>Cena EE</i>	Cena elektrické energie pro vlastní spotřebu (Kč/MWh)
<i>P_{chladicí}</i>	chladicí výkon (W)
<i>P_{instalovaný}</i>	instalovaný výkon (W)
<i>t</i>	čas (hod)
<i>cop</i>	chladicí faktor (-)

Z rovnic pro Absorpční jednotku byl stanoven hmotnostní průtok páry do absorpční jednotky.

$$P_{hnací} = \frac{P_{chladící}}{\text{Chladicí faktor} \left[\frac{P_{chladící}}{P_{instalovaný}} \right]}$$

$$P_{hnací} = \dot{m}_{pára} * (h_{páraE} - h_{kondenzátu})$$

Kde: $P_{hnací}$ hnací výkon (W)
 $\dot{m}_{pára}$ hmotnostní průtok páry (kg)
 $h_{páraE}$ výstupní (emisní) entalpie páry z točivé redukce (kJ/kg)
 $h_{kondenzátu}$ výstupní (emisní) entalpie páry z absorpční jednotky (kJ/kg)

Na základě tohoto hmotnostního průtoku páry byl stanoven elektrický výkon točivé redukce a byly dopočítány výnosy z prodeje elektrické energie.

$$P_{el} = \dot{m}_{pára} * (h_{páraA} - h_{páraE}) * \eta_{gen}$$

$$\text{Výnosy z prodeje elektrické energie} = P_{el} * t * \text{výkupní cena EE}$$

Kde: P_{el} elektrický výkon generátoru (kW)
 $\dot{m}_{pára}$ hmotnostní průtok páry (kg)
 $h_{páraA}$ vstupní (admisní) entalpie páry (kJ/kg)
 $h_{páraE}$ výstupní (emisní) entalpie páry (kJ/kg)
 η_{gen} účinnost generátoru (-)
 t čas (hod)

8.1.3. Kompresorová jednotka

Pro kompresorovou jednotku byly palivové náklady stanoveny na základě ceny elektrické energie, chladicího faktoru dané kompresorové jednotky a chladicího výkonu. Pro náklady na energie kompresorové jednotky platí rovnice:

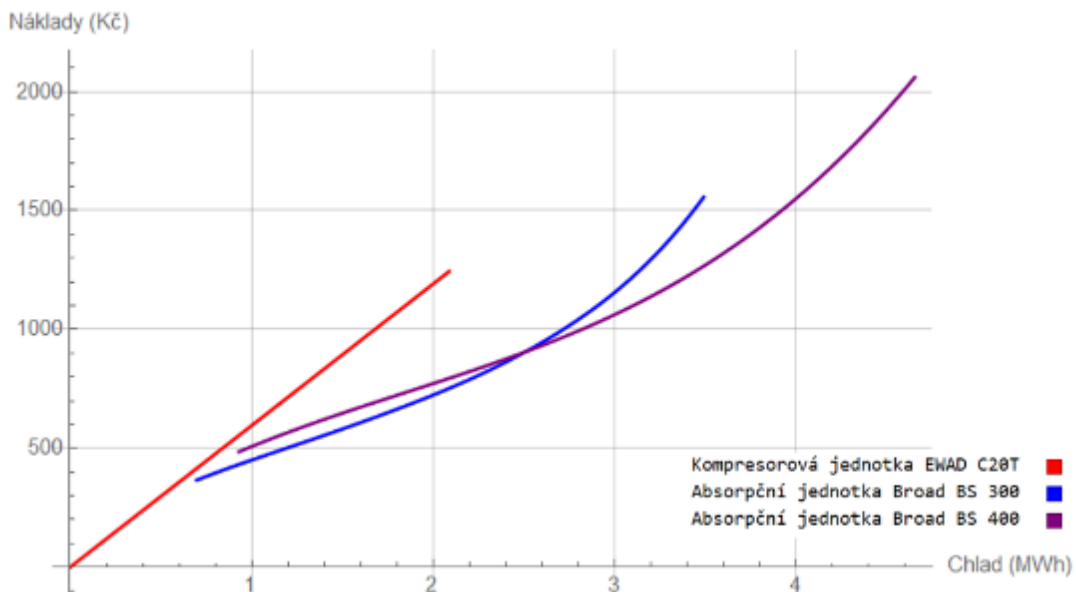
$$\text{Palivové náklady KJ} = \frac{\text{Cena EE}}{1\ 000\ 000} * \frac{P_{chladící}}{cop}$$

Kde: $P_{\text{palivové náklady KJ}}$	(Kč)
$C_{\text{ena EE}}$	Cena elektrické energie pro vlastní spotřebu (Kč/MWh)
$P_{\text{chladící}}$	(W)
cop	chladicí faktor (-)

8.1.4. Křivky nákladů

Na základě rovnic a vstupních parametrů z předchozích kapitol byly vytvořeny nákladové křivky:

Náklady na energie jednotlivých zdrojů chladu



Graf č. 20 Náklady na energie jednotlivých zdrojů chladu v závislosti na zatížení zdroje

8.2. Varianty řešení

8.2.1. Varianta 1: Kompresorové chlazení

Při variantě s kompresorovým chlazením, počítáme s tím, že jsou náklady na energii téměř přímo úměrné spotřebě chladu. Spínání a řazení zdrojů uvažujeme tak, že po vyčerpání regulačního pásma jedné chladicí jednotky připojujeme další. Toto řazení díky zjednodušení nákladové křivky na přímou úměru však nemá na roční náklady na energii vliv a proto s ním nebylo dále počítáno.

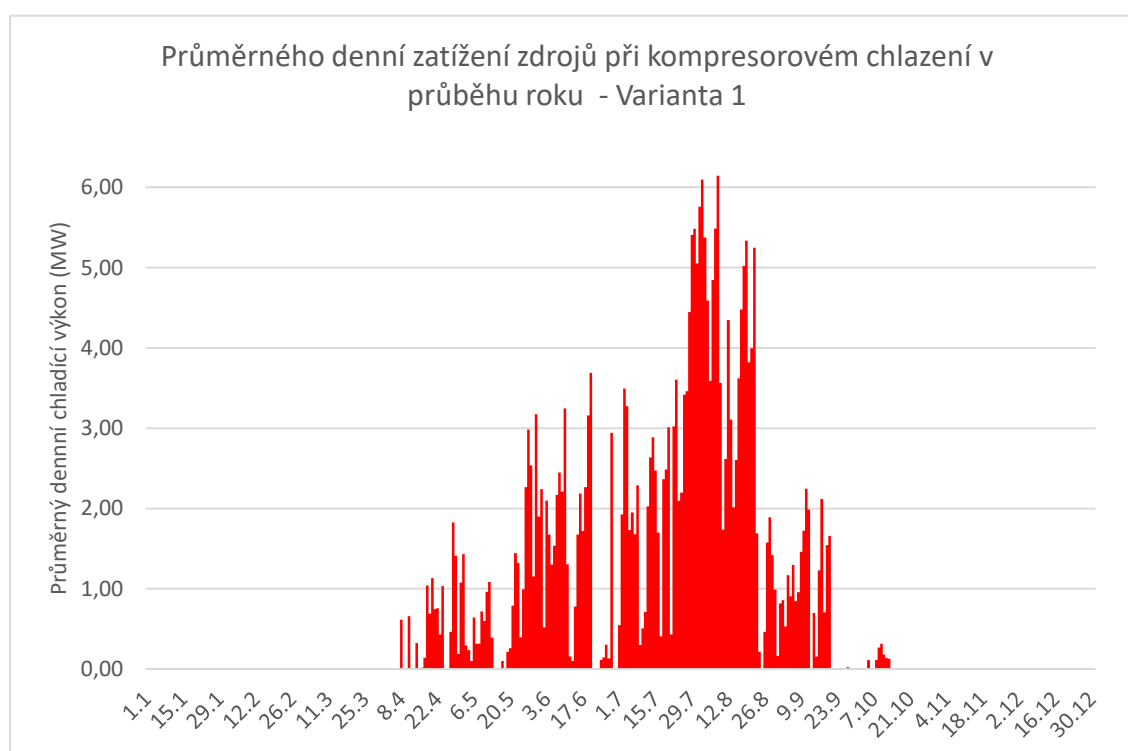
Díky přímému vedení je zajištěna poměrně nízká cena elektrické energie, která snižuje náklady na chlad oproti obvyklým hodnotám. Roční spotřeba chladu

vyrobeného v kompresorových jednotkách je 6776 MWh, pak roční spotřeba elektrické energie na výrobu chladu činí 2268 MWh

Varianta 1: Náklady ze systému s kompresorovými jednotkami		
Náklady na provoz chladicích jednotek	- 4 038	tis. Kč
Náklady na provoz čerpadel	-124	tis. Kč
Rozdíl nákladů a výnosů na provoz	- 4 162	tis. Kč

Tabulka č. 15 Vyhodnocení nákladů na energie ve variantě 1

Roční průměrná cena za energie na výrobu chlad pak činí 614,3 Kč/MWh



Graf č. 21 Průběh průměrného denního zatížení zdrojů chladu při kompresorovém chlazení – Varianta 1

8.2.2. Varianta 2: Absorpční a kompresorové chlazení bez optimalizace skladby a řazení zdrojů chladu

Náklady na roční provoz vychází z roční spotřeby chladu. Pokud neprovedeme optimalizaci řazení a regulace zdrojů, tak se na požadovaném chladicím výkonu budou podílet všechny tři absorpční jednotky se stejným zatížením. V případě potřeby chladu nižší než je minimum pro provoz absorpční jednotky, budou chlad dodávat kompresorové chladicí jednotky. Pokud bude požadavek na chladicí výkon vyšší, než je instalovaný výkon absorpčních jednotek budou dodávat plně zatížené absorpční jednotky a kompresorové jednotky budou fungovat jako doplňkový zdroj chladu. Výroba chladu z absorpčních jednotek v modelovém roce byla 5723 MWh a z kompresorových 1053 MWh. Podíl jednotlivých zdrojů chladu na výrobě chladu v modelovém roce je v tabulce č. 16. Tento provoz je zvolen tak, aby demonstroval možnou variantu řazení zdrojů bez předem udělané nákladové optimalizace.

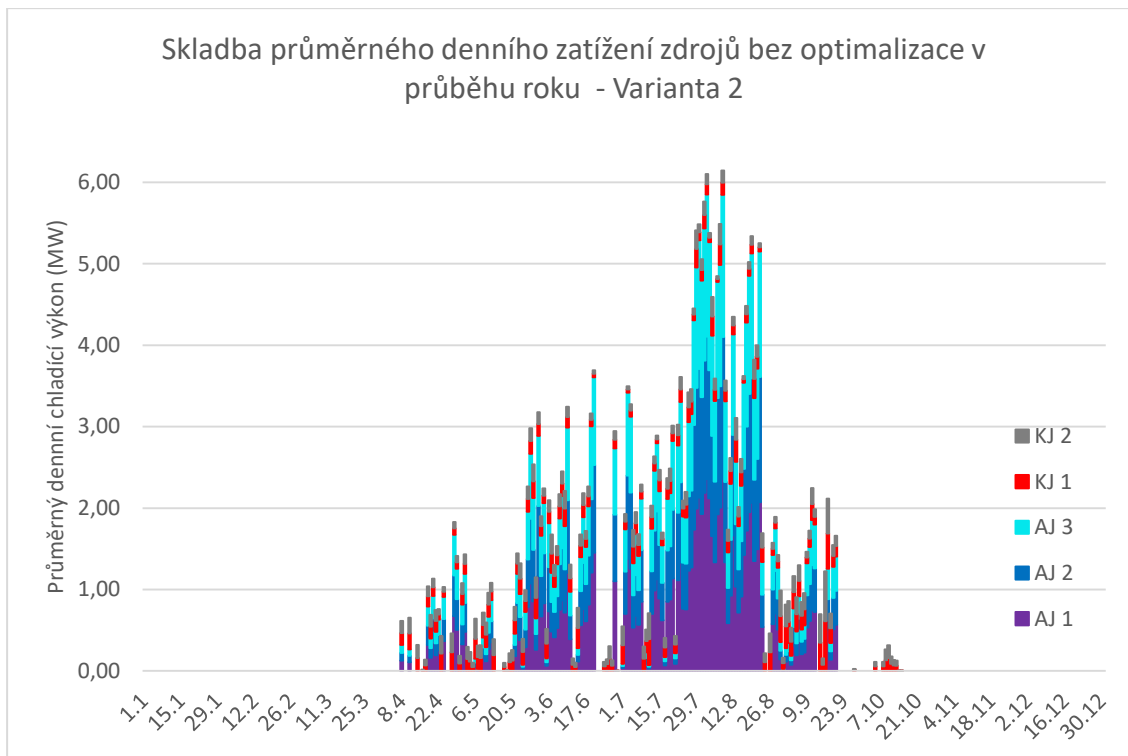
Zdroje chladu	AJ 1	AJ 2	AJ 3	KJ 1	KJ 2
Podíl na roční výrobě (%)	34,0 %	25,2 %	25,2%	7,8 %	7,8 %

Tabulka č. 16 Podíl na roční výrobě v modelovém roce u neoptimalizovaného provozu absorpčních a kompresorových jednotek – Varianta 2

Náklady a výnosy z neoptimalizovaného provozu systému	
Náklady na provoz chladicích jednotek	-3 583 tis. Kč
Výnos z TR	732 tis. Kč
Náklady na provoz čerpadel	-124 tis. Kč
Rozdíl nákladů a výnosů na provoz	-2 975 tis. Kč

Tabulka č. 17 Ceny jednotlivých energií na vstupu a výstupu ze systému u neoptimalizovaného provozu absorpčních a kompresorových jednotek – Varianta 2

Výsledná průměrná roční cena za chlad pak je 439,1 Kč/MWh. Skladba průměrného denního nasazování zdrojů v průběhu roku je:

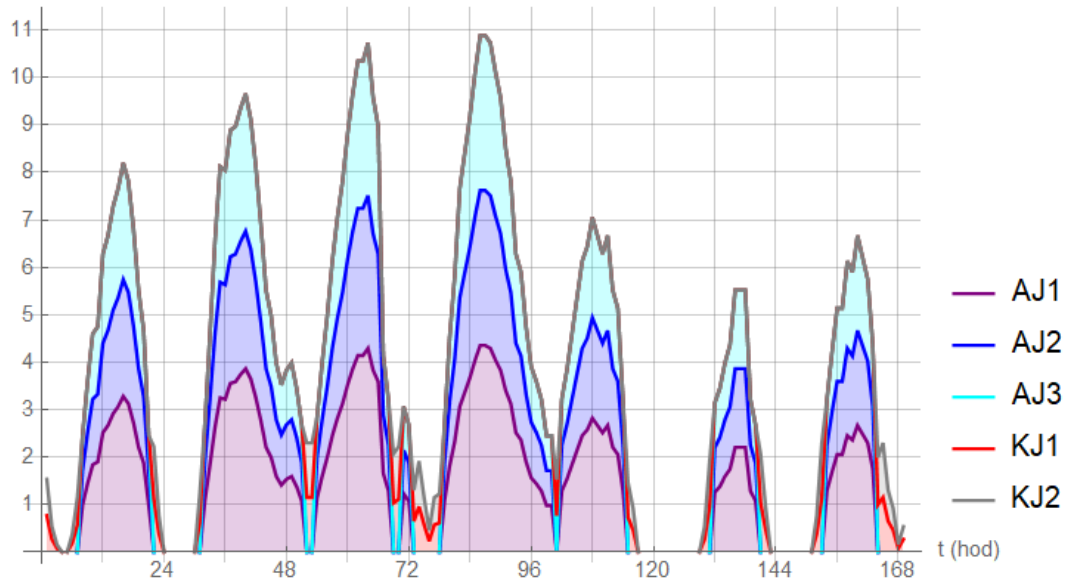


Graf č. 22 Průběh průměrného denního zatížení jednotlivých zdrojů chladu při neoptimalizovaném absorpčním a kompresorovém chlazení – Varianta 2

Z grafu je patrné, že v nejteplejší dny je průměrný denní chladičí výkon na hodnotě okolo 6 MW. Nutno podotknout, že se jedná o průměrnou denní zátěž, kdy je průměr snižován nočními nízkými teplotami. Maximální zatížení v modelovém roce dosahuje téměř až 11 MW. Zatížení bylo vypočteno pro jednotlivé zdroje s půlhodinovým vzorkováním a následně zprůměrováno a zobrazeno v grafu. Pro detailní zobrazení řazení zdrojů slouží graf č. 23, kde je zobrazeno řazení zdrojů v průběhu letního týdne. Pro tento graf byla vybrána meteorologická data ze dne 6.8.2018 až 12.8.2018 pro region Jižní Moravy.

Skladba průměrného hodinového zatížení zdrojů v průběhu letního týdne

Chladicí výkon (MW)

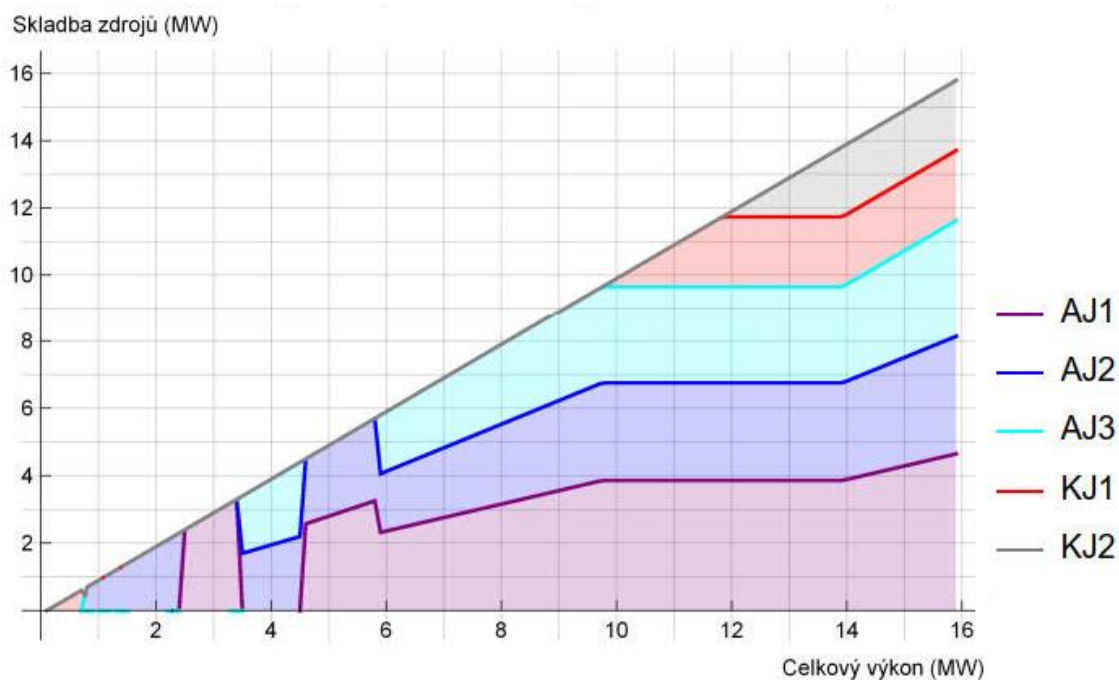


Graf č. 23 Týdenní průběh zatížení jednotlivých zdrojů chladu při neoptimalizovaném absorpčním a kompresorovém chlazení – Varianta 2

8.2.3. Varianta s optimalizací skladby a řazení zdrojů chladu

Na základě nákladových křivek jednotlivých zdrojů chladu byla provedena optimalizace nákladů, pro tu byly stanoveny výkony jednotlivých zdrojů. Křivky nákladů na energie byly rozděleny do listu bodů a následně interpolovány polynomem 3. řádu. Bylo tak učiněno, protože funkce pro optimalizaci je datově velmi náročná a tak je lepší počítat s jednoduchými funkcemi, které mají nižší, avšak dostatečnou přesnost, než počítat s funkcemi složitými. Nasazování zdrojů bylo řešeno v softwaru Mathematica pomocí funkce NMinimize s podmínkami výpočtu, které obsahovaly výkonové omezení jednotlivých zdrojů chladu. Výsledek nasazování jednotlivých zdrojů je v grafu níže. Algoritmus výpočtu vychází z látky odpřednášené v předmětu B1M15IAP a materiálů předmětu [17]

Nasazování jednotlivých zdrojů



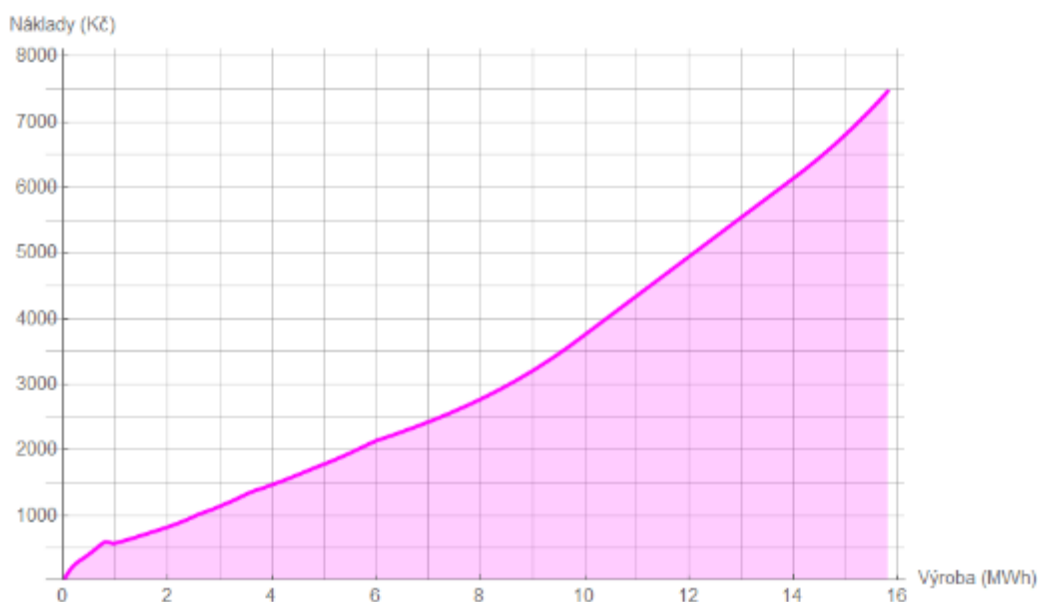
Graf č. 24 Graf nasazování jednotlivých zdrojů v závislosti na požadovaném chladičím výkonu

Z grafu je zřejmé, že dodávka chladu pod 0,85 MW je řešena kompresorovou chladič jednotkou, následně se vzrůstající spotřebou chladu je chlad dodáván kombinací absorpčních jednotek. Kde se nejprve uplatňuje výkonově menší absorpční jednotka, následně výkonově větší a pak dojde na kombinaci jednotlivých absorpčních zdrojů chladu. Na úrovni potřeby chladičeho výkonu cca 10 MW jsou pak k absorpčním jednotkám nasazeny i jednotky

kompresorové, neboť další zvyšování výkonu absorpčních jednotek je doprovázeno snížením chladicího faktoru a tudíž zvýšení nákladů. Nad potřebu cca 14 MW chladicího výkonu, jsou již kompresorové jednotky na plném výkonu a pokrytí spotřeby je řešeno absorpčními zdroji chladu za vyšších měrných nákladů.

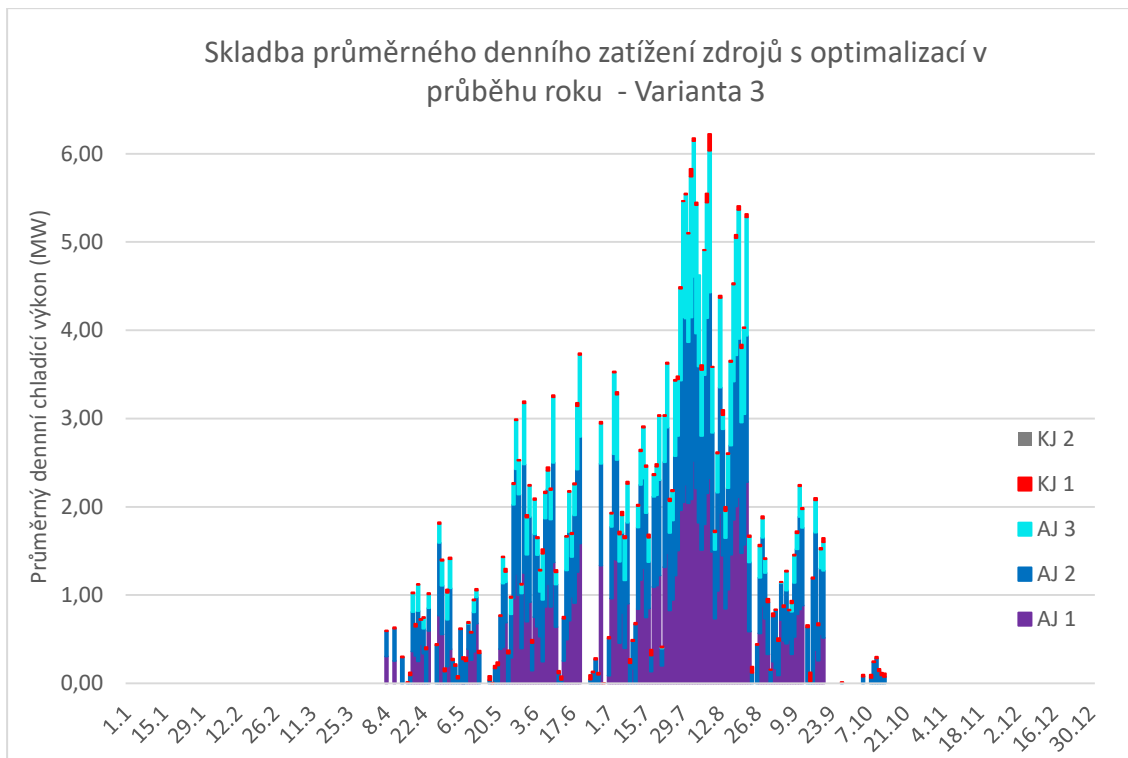
Nákladová křivka na výrobu chladu odpovídá složení jednotlivých nákladových křivek podle aktuálního nasazení zdrojů při výrobě konstantní hodnoty chladu po dobu jedné hodiny:

Nákladová křivka



Graf č. 25 Nákladová křivka při výrobě konstantní hodnoty chladu po dobu jedné hodiny

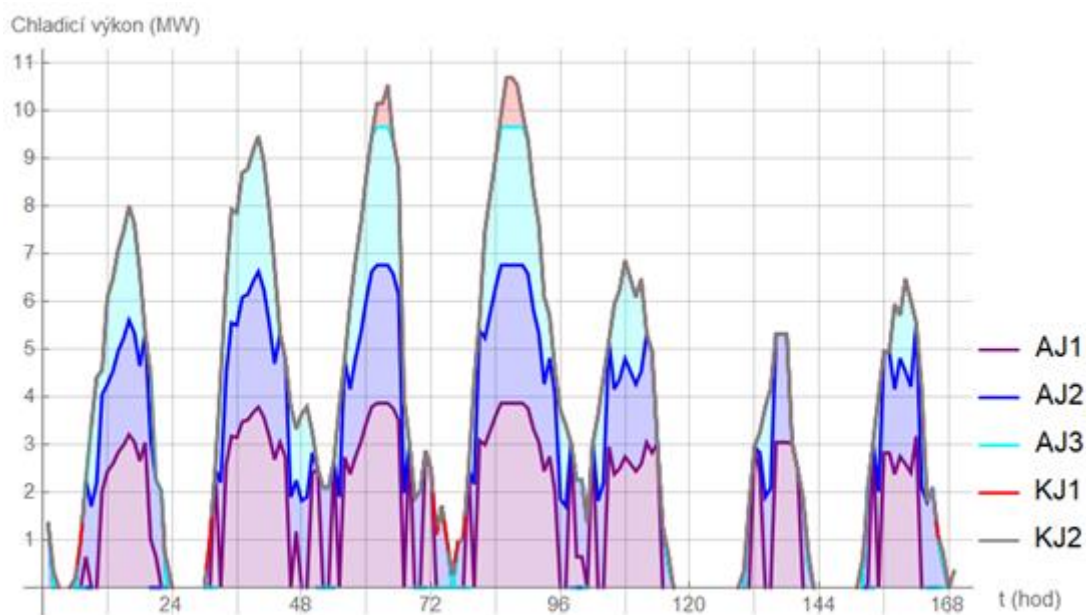
Funkce nasazování jednotlivých zdrojů byla aplikována na roční průběh požadovaného chladicího výkonu. Z toho je pak vytvořen graf skladby průměrného denního zatížení zdrojů v průběhu roku. Průměrná hodnota zatížení od maximální denní hodnoty zatížení se může poměrně výrazně lišit.



Graf č. 26 Průběh průměrného denního zatížení jednotlivých zdrojů chladu při optimalizovaném absorpčním a kompresorovém chlazení – Varianta 3

Pro detailní zobrazení pak poslouží graf s nasazováním jednotlivých zdrojů chladu v průběhu letního týdne. Pro tento graf byla vybrána stejná meteorologická dat jako pro graf č. 23.

Skladba průměrného hodinového zatížení zdrojů v průběhu letního týdne



Graf č. 27 Týdenní průběh zatížení jednotlivých zdrojů chladu při optimalizovaném absorpčním a kompresorovém chlazení – Varianta 3

Z obou průběhů je patrné, že chlad dodávají do systému převážně absorpční jednotky a kompresorové jednotky slouží jako pomocný zdroj chladu, který je využit ve dnech s vysokou teplotou vzduchu anebo v přechodném období, kdy je potřeba výkonu nižší, než je minimální výkon absorpční jednotky. Kompresorová jednotka č. 2 se v modelu neuplatnila, neboť systém je navržen na maximální teplotu naměřenou v České republice, ta však v roce 2018, nebyla dosažena. Lze očekávat, že řazení zdrojů v reálném provozu bude mírně odlišné, neboť tento model zanedbává náklady způsobené spínáním jednotlivých zdrojů. Výroba chladu z absorpčních jednotek v modelovém roce byla 6684 MWh a z kompresorových jednotek 92 MWh. Podíl na výrobě chladu jednotlivých zdrojů v průběhu modelového roku je v tabulce č. 18.

Zdroje chladu	AJ 1	AJ 2	AJ 3	KJ 1	KJ 2
Podíl na roční výrobě (%)	38,6 %	41,6 %	18,5 %	1,4 %	0,0 %

Tabulka č. 18 Podíl na roční výrobě v modelovém roce u optimalizovaného provozu absorpčních a kompresorových jednotek – Varianta 3

Náklady a výnosy z optimalizovaného provozu systému		
Rozdíl nákladů na provoz chladicích jednotek a výnosů z točivé redukce	-2 660	tis. Kč
Náklady na provoz čerpadel	-124	tis. Kč
Rozdíl nákladů a výnosů na provoz	-2 784	tis. Kč

Tabulka č. 19 Ceny jednotlivých energií na vstupu a výstupu ze systému u optimalizovaného provozu absorpčních a kompresorových jednotek – Varianta 3

Výsledná průměrná roční cena za chlad pak je 410,9 Kč/MWh.

Roční úspora na energiích oproti neoptimálně řízenému systému je 191 tisíc Kč ročně, tedy optimalizací řazení zdrojů chladu ušetříme 6.4 %.

9. Ekonomické zhodnocení

9.1. Teoretický úvod

Pro popis ekonomického zhodnocení je potřeba vysvětlit několik základních pojmů, které se používají při hodnocení investic do úspor.

Čistá současná hodnota neboli: „Net present value“ představuje diskontovanou hodnotu finančních toků. Zohledňuje tedy cenu ušlé příležitosti. Počítá se obvykle na časový úsek daný životností projektu.

Diskontní míra je hodnota udávaná v procentech, kterou se přepočítávají budoucí příjmy a náklady na současnou hodnotu. Výše diskontu, závisí na jiných investičních příležitostech investora.

Pro ekonomické zhodnocení je nezbytné nejprve určit tok hotovostí, zvaný též jako Cash – flow, který vychází ze vztahu:

$$CF = U - N$$

Kde: CF Cash flow (Kč)
 U Příjmy (Kč)
 N Náklady (Kč)

Čistá současná hodnota pak je:

$$NPV = \sum_{t=0}^{T_h} CF_t * (1 + r)^{-t}$$

Kde: CF_t Cash flow v daném roce (Kč)
 T_h Doba hodnocení - životnost projektu (rok)
 r Diskontní míra (-)

9.2. Vlastní ekonomické zhodnocení

Pro vlastní ekonomické zhodnocení je nezbytné počítat s investičními a provozními náklady. Diskontní míra byla stanovena konzervativně na 5 %.

Investiční náklady u projektu byly stanoveny odhadem dílčích položek projektu a následným součtem:

Varianta 1: Investiční náklady KJ			Varianta 2 a 3: Investiční náklady AJ + KJ		
Kompresorové chlazení	36 000	tis. Kč	Kompresorové chlazení	9 000	tis. Kč
Rekonstrukce ÚV	1 000	tis. Kč	Turbína, parní hospodářství	9 000	tis. Kč
Rozvody chladu	8 500	tis. Kč	Rekonstrukce ÚV	1 000	tis. Kč
Čerpadlové skupiny	13 870	tis. Kč	Absorpční chlazení	36 000	tis. Kč
MaR	700	tis. Kč	Rozvody chladu	8 500	tis. Kč
Elektro	840	tis. Kč	Čerpadlové skupiny	13 870	tis. Kč
Chladicí věže	10 558	tis. Kč	MaR	1 500	tis. Kč
Stavba	500	tis. Kč	Elektro	2 500	tis. Kč
Projekce a Služby	1 300	tis. Kč	Chladicí věže	10 558	tis. Kč
Rezerva	1 500	tis. Kč	Stavba	1 500	tis. Kč
Investiční náklady	74 768	tis. Kč	Projekce a Služby	4 000	tis. Kč
			Rezerva	2 000	tis. Kč
			Investiční náklady	99 428	tis. Kč

Tabulka č.20 Investiční náklady jednotlivých variant

Na základě výpočtu nákladů na energie u jednotlivých variant a servisních nákladů byly stanoveny roční provozní náklady. Servisní náklady byly stanoveny odhadem jako 5 % z investice u varianty 1, tedy u chlazení pouze kompresorovými chladicími jednotkami a 2 % u varianty 2 a 3, tedy u systému s absorpčním a kompresorovým chlazením. Výrazně vyšší servisní náklady u kompresorového chlazení zohledňují fakt, že kompresorové jednotky obsahují více rotujících částí, u kterých lze předpokládat rychlejší opotřebení. Proto musíme počítat s jejich výměnou v průběhu předpokládané životnosti systému. Roční provozní náklady pak jsou:

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	
Diskont	5	5	5	%
Počáteční investice	74 768 000	99 428 000	99 428 000	Kč
Servisní náklady (poměrné)	5	2	2	% z investičních
Náklady na energie	-4 037 924	-2 850 382	-2 660 279	Kč/rok
Servisní náklady	-3 738 400	-1 988 560	-1 988 560	Kč/rok
Náklady na čerpadla	-124 600	-124 600	-124 600	Kč/rok
Roční provozní náklady	-7 900 924	-4 963 542	-4 773 439	Kč/rok

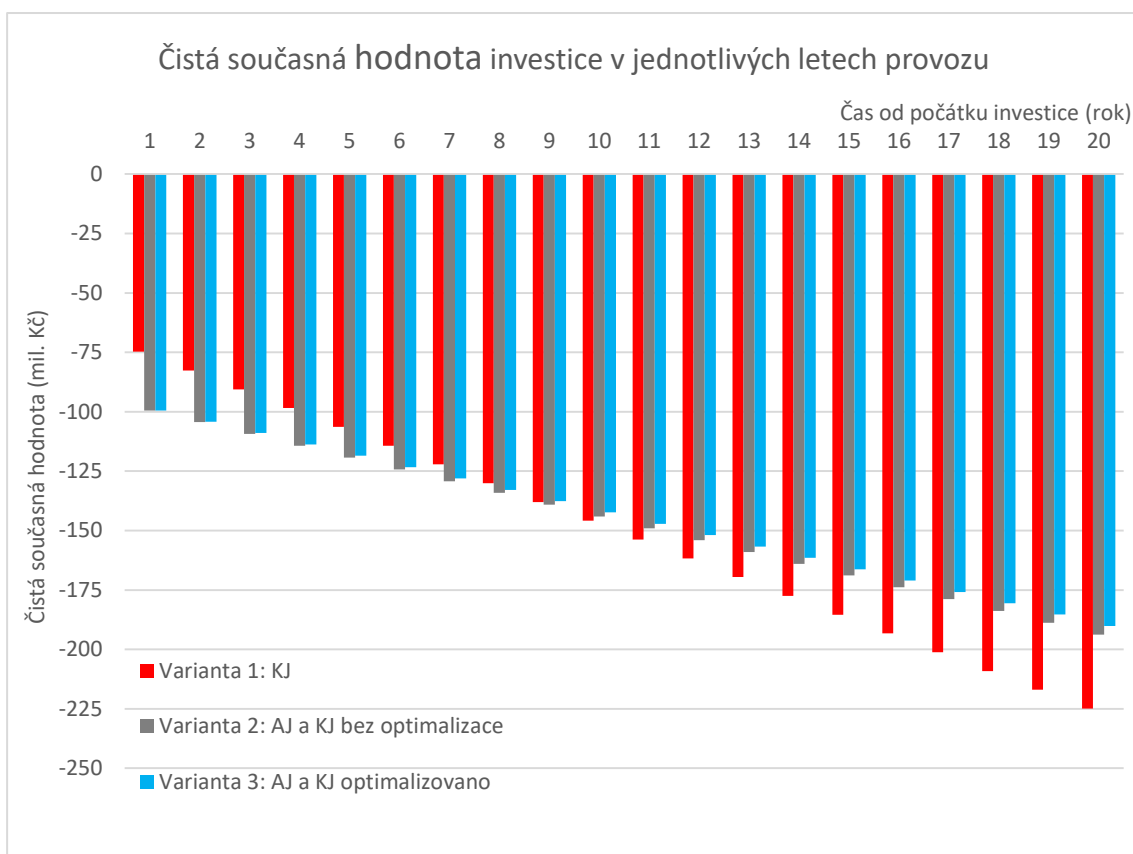
Tabulka č. 19 Tabulka ročních provozních nákladů pro jednotlivé varianty

Výroba chladu v modelovém roce byla 6776 MWh. Na základě této hodnoty byl proveden přepočítání ceny chladu na 1 MWh a to jak čistě pro náklady na energie, tak pro provozní náklady.

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	
Roční provozní náklady	-7 900 924	-4 963 542	-4 773 439	Kč/rok
Roční náklady na energie včetně čerpadel	-4 162 524	-2 974 982	-2 786 308	Kč/rok
Roční spotřeba chladu	6 776	6 776	6 776	MWh
Průměrná cena chladu (pouze za energie)	614,30	439,05	410,99	Kč/Mwh
Průměrná cena chladu (roční provozní náklady)	1166,02	732,52	704,46	Kč/Mwh

Tabulka č. 21 Tabulka měrných nákladů na 1 MWh chladu pro jednotlivé varianty

Na základě těchto parametrů byla spočítána čistá současná hodnota v jednotlivých letech provozu a zobrazena v grafu č. 28



Graf č. 28 Čistá současná hodnota investice v jednotlivých letech provozu

Z hodnot uvedených v tabulkách a následného grafického zobrazení je patrné, že nejnižší investiční náklady představuje varianta 1 pouze s kompresorovým

chlazením. Varianty 2 a 3 však mají nižší provozní náklady. Pokud by byl systém navrhován na méně než 9 let, lze doporučit kompresorové chlazení. Na základě stanovených vstupů je z dlouhodobého hlediska s přihlédnutím k předpokládané životnosti nejméně 20 let lepším řešením chlazení datacentra s absorpčními jednotkami v kombinaci s kompresorovými. Jako ekonomicky nejoptimálnější se jeví varianta 3, kde byla provedena optimalizace řízení a regulace jednotlivých zdrojů chladu. Tato optimalizace v modelovém roce vytvořila úsporu 6,4 % oproti variantě 2, kde řízení bylo stanoveno pouze na základě odhadu.

Do posouzení varianty s kompresorovým chlazením a kombinací absorpčního a kompresorového chlazení by měla být zahrnuta i analýza růstu cen páry a elektrické energie. Lze však u tohoto projektu předpokládat, že případný nárůst, či pokles ceny páry bude poměrně přesně kopírovat cenu elektrické energie, neboť elektrická i tepelná energie je přivedena do systému přímou linkou a pochází z jednoho technologického soustrojí turbína – generátor. Proto případný vývoj cen energií s největší pravděpodobností nezmění výsledek výběru nejvýhodnějších varianty.

10. Závěr

V této diplomové práci byla řešena problematika chlazení a vysvětlen princip jednotlivých prvků v technologickém systému chlazení, včetně točivé redukce, výměníků a samotných chladicích jednotek.

Kromě principů jednotlivých chladicích jednotek byla řešena problematika rozvodů chladu a proudění kapaliny. V teoretickém úvodu byl zpracován postup pro návrh průměru potrubí a dimenzování čerpadla. V této kapitole byly řešeny i tepelné zisky a ztráty potrubí.

Dále byla v této diplomové práci řešena platná legislativa pro podporu kombinované výroby elektřiny a tepla. Byla provedena rešerše z cenových rozhodnutí Energetického regulačního úřadu a napsán postup pro výpočet podpory zeleným bonusem.

V praktické části diplomové práce byl vytvořen návrh chladicích systému. Byly uvažovány dvě technologické varianty. V obou variantách bylo řešeno chlazení datacentra vzduchem. Z důvodu úspory energií se nechladí výpočetní technika přímo dodaným chladem, ale pouze se dochlazuje vzduch z okolí. V první variantě bylo počítáno s čistě kompresorovým chlazením. U kompresorových jednotek bylo v systému chlazení počítáno s chlazením jejich kondenzátoru s vodním chladicím okruhem s chladicí věží. Z důvodu vysokých výkonů byla zavržena varianta s chladicími jednotkami, jejichž kondenzátor je chlazen okolním vzduchem. Druhou technologickou variantou chlazení byl návrh absorpčního chlazení v kombinaci s kompresorovým. Vzhledem k proměnné spotřebě chladu v průběhu roku bylo vhodné absorpční jednotky pracující výhradně na základní zatížení doplnit o kompresorové chladicí jednotky, které pracují jako špičkový zdroj anebo ve chvíli, kdy spotřeba chladu je nižší, než je spodní výkonové omezení absorpční jednotky. Systém byl navržen s návrhovým chladicím výkonem 15,3 MW. Tato hodnota odpovídá venkovní teplotě 40,4 °C, což je rekordní teplota naměřená na území České republiky. Návrhem systému na rekordní teplotu vzduchu vzniká dostatečná výkonová rezerva pro stabilní provoz systému.

Nad variantou s absorpčním chlazením byla provedena optimalizace za účelem snížení nákladů na energie. V rámci optimalizace by vypočítán diagram pro řazení a zatěžování jednotlivých zdrojů v závislosti na aktuální spotřebě chladu. Nasazování zdrojů před optimalizací a po optimalizaci bylo demonstrováno na klimatických podmínkách a potřebách chlazení v modelovém roce. Následně byly všechny varianty vyhodnoceny z hlediska nákladů na energie. Optimalizace řazení zdrojů chladu pak přinesla úsporu o výši 6,4 % oproti neoptimalizovanému chodu.

Z energetického hlediska s ohledem k životnímu prostředí lze vyhodnotit jako vhodnější variantu s absorpčním chlazením, neboť spotřeba energie pro výrobu chladu je ve formě tepla, což je méně kvalitní forma energie než elektřina u kompresorového chlazení. Tudíž absorpčním chlazením dojde k úspoře kvalitní elektrické energie na úkor spotřebě hůře využitelného a tedy méně cenného tepla.

Z ekonomického hlediska je nutné počítat s investičními a provozními náklady. Systém s kompresorovým chlazením je provozován s vyššími provozními náklady, ale nižšími investičními. Výrazným rozdílem mezi variantou s absorpčním chlazením a kompresorovým je v servisních nákladech, kde u kompresorového chlazení, tj. u chladicích jednotek s velkým množstvím rotujících komponent lze očekávat rychlejší opotřebení a tedy nižší životnost. Do servisních nákladů jsou pak rozpuštěny náklady na výměnu a údržbu těchto strojních zařízení. Na základě cen jednotlivých energií, spotřeby energií a servisních nákladů bylo provedeno ekonomické zhodnocení jednotlivých variant. Jako hodnotící kritérium investice byla zvolena čistá současná hodnota investice v jednotlivých letech.

Z vypočítaných údajů lze říct, že pokud by se investice plánovala na méně než 9 let, je výhodnější využití chladicího systému s kompresorovým chlazením, pokud se plánuje investice na delší časové období, lze doporučit systém s absorpčním chlazením a provedenou optimalizací řazení zdrojů.

11. Seznam použité literatury a pramenů

11.1. Odborná literatura

[1] ČERNÝ, Václav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1986.

[2] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-7204-222-X.

[3] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla: určeno pro posluchače vys. škol a pro tepelné techniky*. 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1953. Řada theoretické literatury.

[4] PETRÁK, Miroslav. *Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy: výpočtové podklady*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2013. ISBN 978-80-01-05341-6.

[5] SALABA, Josef a Jiří ŠŤASTNÝ. *Hospodaření energiemi v průmyslových závodech*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1982.

[6] ŠŤASTNÝ, Jiří. *Energetická strojní zařízení*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03585-9.

11.2. Legislativní dokumenty

[7] ČESKÁ REPUBLIKA. Vyhláška č. 37/2016 Sb: O elektřině z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla a elektřině z druhotných zdrojů.

[8] ČESKÁ REPUBLIKA. Zákon č. 165/2012 Sb.: *Zákon o podporovaných zdrojích energie a o změně některých zákonů*

[9] ČESKÁ REPUBLIKA. *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 9/2018, 18.12.2018*, Dostupné také z: <https://www.eru.cz/cs/-/cenove-rozhodnuti-c-9-20-3>

[10] ČESKÁ REPUBLIKA. *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 8/2017, 20.12.2017*. Dostupné také z: <https://www.eru.cz/-/cenove-rozhodnuti-c-8-2017-a-cenove-rozhodnuti-c-9-2017>

11.3. Odborné články, přednáškové materiály

[11] KÁZMÉROVÁ, Kristína Ing. *Sorpční chladicí zařízení* [online]. [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7712-sorpčni-chladicí-zarizení>

[12] KOČÁRNÍK, Petr, Ing. Ph.D. *Doprava kapalin: Přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren* [online]. 2017 [cit. 2017-12-12]. Dostupné z: <http://watt.feld.cvut.cz/vyuka/ESZ/index.htm>. ČVUT v Praze.

[13] KOČÁRNÍK, Petr, Ing. Ph.D. *Základy mechaniky tekutin: Přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren* [online]. 2017 [cit. 2017-12-12]. Dostupné z: <http://watt.feld.cvut.cz/vyuka/ESZ/index.htm>. ČVUT v Praze.

[14] ŠŤASTNÝ, Jiří, doc. Ing. CSc. *Ekonomické a ekologické efekty kogenerace: Přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren* [online]. 2017 [cit. 2017-12-12]. Dostupné z: <http://watt.feld.cvut.cz/vyuka/ESZ/index.htm>. ČVUT v Praze.

[15] *POHONY S VENTILÁTOROVOU CHARAKTERISTIKOU A ÚSPORY ELEKTRICKÉ ENERGIE: Přednáška z předmětu: Elektrické pohony a trakce* [online]. [cit. 2018-12-29]. Přednáškový materiál. ČVUT v Praze Dostupné z: http://motor.feld.cvut.cz/sites/default/files/predmety/A1M14PO2/Prednaska_3_Ventilator_charka.pdf.

[16] *Webové stránky předmětu B1M15ETT: Elektrotepelná technika* [online]. [cit. 2019-05-13]. Přednáškový materiál. ČVUT v Praze. Dostupné z: <http://www.powerwiki.cz/wiki/ETT2017>

[17] *Webové stránky předmětu B1M15IAP: Inženýrské aplikace* [online]. [cit. 2019-05-13]. Přednáškový materiál. ČVUT v Praze. Dostupné z: <http://www.powerwiki.cz/wiki/lap>

[18] *Webové stránky předmětu B1B15EN2: Elektroenergetika 2* [online]. [cit. 2019-05-13]. Přednáškový materiál. ČVUT v Praze. Dostupné z: <http://www.powerwiki.cz/attach/EN1Podklady/Elektroenergetika-1-Termodynamika.pdf>

[19] *Aplikovaná termomechanika – Parní oběhy* [online]. [cit. 2019-05-13]. Přednáškový materiál. ČVUT v Praze. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-04.pdf>

[20] *Chlazení průmyslových kapalin* [online]. 25.5.2015 [cit. 2018-12-31]. Dostupné z: www.energoekonom.cz/clanek-chlazení-kapalin

[21] *Co je to vlastně Free cooling?: Free coling CIAT s maximální efektivitou a úsporami* [online]. 9.7.2012 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8799-co-je-to-vlastne-free-cooling>

[22] *Volné chlazení (free-cooling)* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <http://www.datacentra.cz/cz/dc-volne-chlazení-free-cooling>

11.4. Technické listy produktů a tabulkové hodnoty

[23] *SYMPATIK Absorpční a adsorpční chlazení: Výroba chladu s využitím tepla* [online]. [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <http://www.systherm.com/upload/download/systherm-pl-absorpcni-a-adsorpcni-chlazení.pdf>

[24] *Water - Dynamic and Kinematic Viscosity* [online]. [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html

[25] *Technický list kompresorové jednotky: EWADC20T* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: https://www.daikin.co.uk/en_gb/products/EWAD-T-XSB.table.html

[26] *Výměníky tepla ARES: Technické údaje k deskovým výměníkům* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <http://www.deskove-vymeniky.cz/>

[27] *Webové stránky společnosti Broad: Technické údaje k absorpčním jednotkám* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <http://www.broad.cz/broad2013/index.php>;
<http://www.broad.cz/broad2013/box4.php>

[28] *Technický list točivé redukce TR320* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: http://www.g-team.cz/dokumenty/redukce_cz.pdf

12. Přílohy

12.1. Zdrojový kód výpočtu návrhu systému chlazení v SW Mathematica

System chlazení

Vstupní parametry

```
Quiet@Remove["Global`*"];
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
$HistoryLength = 3;

c = 4186.; (* J/(kg*K) *)
hustotaVody = 1000.; (* kg/m3 *)
MW = 106;
KinVizkozita = Interpolation[{{0, 1.787}, {5, 1.519}, {10, 1.307}, {20, 1.004}, {30, 0.801},
    {40, 0.658}, {50, 0.553}, {60, 0.475}, {70, 0.413}, {80, 0.365}, {90, 0.326}, {100, 0.29}}];
Plot[KinVizkozita[i] * 10-6, {i, 0, 100}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"T(°C)", "Kinematická viskozita (m2/s)"},
    GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Závislost kinematické viskozity vody na teplotě"]

(* parametry chladicího media-modře*)
Tchladt = 37.; (* dle technického listu abs. jednotky*)
Tchlads = 30.;
(*parametry páry a kondenzátu-červeně*)
Tpara = 240.;
Tpare = 160.;
Tvoda = 95.; (*kondenzát hnací páry z AJ*)
Tvodaz = 70.; (*kondenzát do teplárny*)
ppara = 14 * 105; (*admisní tlak páry*)
ppare = 2.6 * 105; (*emisní tlak páry odpovídá vstupnímu tlaku páry do AJ*)
hparaa = 2905 * 103; (*odpovídá parametrům páry dle Mollierova diagramu*)
hparae = 2775 * 103; (*odpovídá parametrům páry dle Mollierova diagramu*)
TeplotaKondenatuZAJ = Tvoda;
hKondenzatZAJ = c * TeplotaKondenatuZAJ;

(*parametry chlazeného media-černě*)
Tchlazs = 7.; (*dle technického listu*)
Tchlazt = 14.; (*dle technického listu*)
Tvstup = 20.; (*požadovaná teplota na vstupu do chlazení datacentra*)

cp = 1012.; (*tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku*)
TmaxVystup = 50.; (*limit pro vystupní teplotu vzduchu ze vzduchotechniky*)

(*potřeba chladu pro technologii datacentra*)
PchlazI = 8.0 * 106;
PchlazII = 8.0 * 106;
PchlazIII = 7.0 * 106;

(*účinnosti a cooling faktor*)
ucinnostGeneratoru = 0.9; (*účinnost točivé redukce*)
coolingfactor = Interpolation[{{0, 0.6}, {0.2, 1.2}, {0.50, 1.65}, {0.775, 1.65}, {1, 1.35}}];
```

```
(*http://www.broad.cz/broad2013/proc_absorpce.php*)
Plot[coolingfactor[i], {i, 0.2, 1}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Zatížení zdroje (-)", "Chladicí faktor (-)"},
  GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Závislost chladicího faktoru na zatížení zdroje"]
Pinst = 11630000; (*jmenovitý výkon všech AJ*)

(*parametry potrubí*)
delta = 0.01; (*hodnotu delta volíme na základě materialu trubek*)
soucinitelLokalniTlakoveZtraty = 0.3; (*pro 90° s dlouhým poloměrem natočení*)
vVodaMax = 3; (*maximální návrhová rychlost média v potrubí*)

(*Tlakové ztráty výměníku*)
DATAtlakZtrataTechnologie = 170000; (*Pa,
http://www.deskove-vymeniky.cz/vymeniky-tepla/ a technické listy AJ a KJ*)
KsiTechnologieCHLAZ = 
$$\frac{\text{DATAtlakZtrataTechnologie}}{\frac{\text{hustotaVody} \cdot \text{vVodaMax}^2}{2}}$$
;

(*Tlakové ztráty chladicích jednotek*)
DATAtlakZtrataCHLAD = 60000; (*Pa, technický list AJ a KJ*)
KsiTechnologieCHLAD = 
$$\frac{\text{DATAtlakZtrataCHLAD}}{\frac{\text{hustotaVody} \cdot \text{vVodaMax}^2}{2}}$$
;

(*Ceny energií*)
CenaKVET = 725; (*Kč/MWh*)
CenaEEvykup = 3300; (*Kč/MWh*)
CenaEE = 1780; (*Kč/MWh*)
CenaPary = 220; (*Kč/GJ*)

(*parametry KJ*)
coolingfactorKJ = 2.987;
PelmaxKJ = 699; (*elektrický příkon KJ (kW)*)
PchlazinstKJ = 2088; (*kW*)
```





Import průběhu teplot a potřebného chladicího výkonu do technologie datacentra

```

dat = Import["pulhodinove_teploty_brno.xls"][[1]];
teploty = Table[dat[[i, 1]], {i, 1, Length[dat]}];

mVstupMAXIMALNI =  $\frac{23000000}{cp * (TmaxVystup - Tvstup)}$ ; (*výpočet maximálního požadovaného výkonu*)
PchlazMAXIMALNI = mVstupMAXIMALNI * cp * (40.4 - Tvstup);

nTeplot = Length[teploty];
casy = 30 * 60. * Range[0, nTeplot - 1]; (*Tvorba časové osy*)
intTeplota = Interpolation[Thread[{casy, teploty}]]; (*Interpolace závislosti teploty na čase*)
tmax = Last[casy]; (*definice posledního bodu v časové ose*)

(*počítáme pro chladicí výkon 23 MW (7+8+8 MW) a maximální vstupní
teplotu vzduchu ze systému 50°C definovano ve vstupních parametrech*)
data = Import["dat.csv"]; (*import dat roční potřeby chladu*)

Pchlaz = Interpolation[data];
(*vytvoření funkce potřebného chladicího výkonu na čase *)

{tMaxVykon, PmaxVykon} = Sort[data, #1[[2]] < #2[[2]] &][[-1]];
(*hledání maxima potřebného chladicího výkonu*)

myr := Round[#, 0.001] &;

```

```

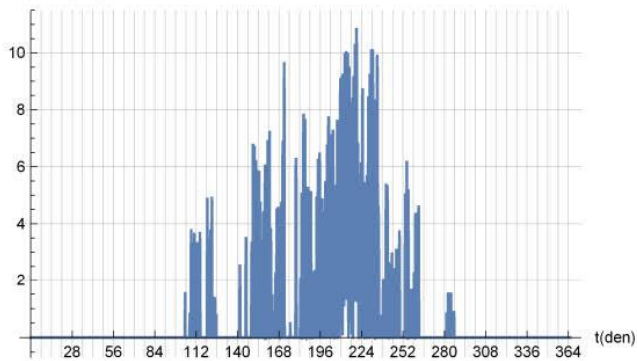
In[226]= Print["Chladicí výkon odpovídající dlouhodobě rekordní teplotě v ČR 40,4°C ",
Round[ $\frac{\text{PchlazMAXIMALNI}}{\text{MW}}$ , 0.01], " MW"]
p11 = Plot[ $\frac{\text{Pchlaz}[t * 24 * 3600]}{\text{MW}}$ , {t, 0, 365}, PlotRange → All,
AxesLabel → {"t (den)", "Chladicí výkon (MW)"}, GridLines → {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
PlotLabel → "Průběh požadovaného chladicího výkonu v roce",
Ticks → {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}]

p12 = Plot[intTeplota[t * 24 * (3600)], {t, 0, 365}, PlotRange → All,
AxesLabel → {"t (den)", "T (°C)"}, GridLines → {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
PlotLabel → "Průběh teploty v roce", Ticks → {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}]
Print["Maximální potřeba chladicího výkonu v modelovém roce 2018 je " <> ToString[myr[ $\frac{\text{PmaxVykon}}{\text{MW}}$ ]] <> " MW"]

```

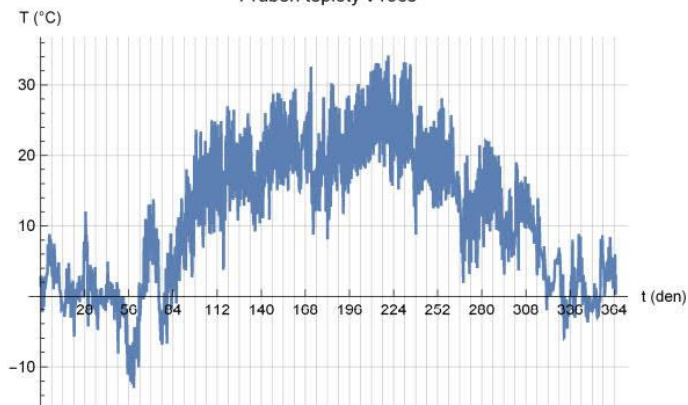
Chladicí výkon odpovídající dlouhodobě rekordní teplotě v ČR 40,4°C 15.64 MW

Průběh požadovaného chladicího výkonu v roce
Chladicí výkon (MW)



Out[227]=

Průběh teploty v roce



Out[228]=

Maximální potřeba chladicího výkonu v modelovém roce 2018 je 10.887 MW

```

DataProSeraz = Table[Pchlaz[t], {t, 0, tmax, 30 * 60.}];
(*vytvoření půlhodinových dat potřeby chladicího výkonu v průběhu roku*)

```

```

Seraz = Sort[DataProSeraz, Greater]; (*seřazení dat od největšího po nejmenší*)
SerazenySpotreby = Interpolation[Thread[{t, Seraz}]]; (*interpolace dat pro vytvoření funkce*)
p13 = Plot[ $\frac{\text{SerazenySpotreby}[t \cdot 3600]}{\text{MW}}$ , {t, 0, tmax / 3600}, PlotRange -> All,
  AxesLabel -> {"t (hod)", "Pchlaz (MW)"}, GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Seřazená spotřeba chladu"]
Print["Z grafu seřazené spotřeby chladu, je patrné, že chlazení probíhá méně než
  po 3000 hodin ročně a proto je zde nárok na vyšší sazbu zeleného bonusu "]

```

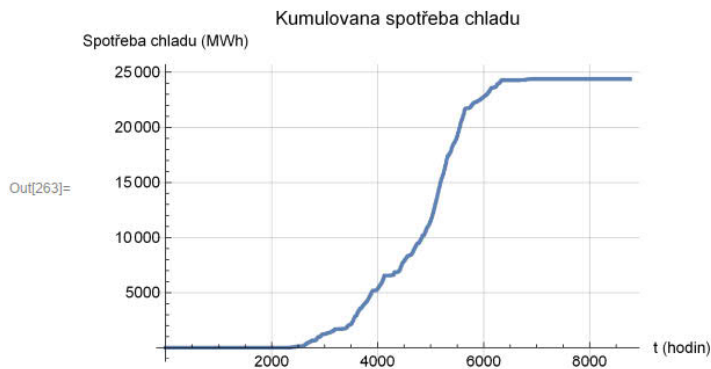


Z grafu seřazené spotřeby chladu, je patrné, že chlazení probíhá méně než po 3000 hodin ročně a proto je zde nárok na vyšší sazbu zeleného bonusu


```

In[257]= Δt = 10*60; (*Algoritmus využívající integrační metodu Runge-
Kutta byl vytvořen na základě výuky BIM15IAP[17], dostupné z http://www.powerwiki.cz/wiki/Iap*)
nKroku = Round[ $\frac{t_{max}}{\Delta t}$ ];
derivace[t_] := Pchlaz[t];
RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[
  {k1, k2, k3, k4},
  k1 = derivace[t];
  k2 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k3 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k4 = derivace[t + Δt];
  {t + Δt, y +  $\frac{\Delta t}{6} * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)$ }
];
EnerChlad = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];
Print["Spotřeba chladu během modelovaného roku 2018 je: ", Round[ $\frac{Last[EnerChlad][[2]]}{3.6 * 10^9}$ ], " MWh"];
kum1 = ListPlot[EnerChlad /. {t_, e_} -> { $\frac{t}{3600}$ ,  $\frac{e}{10^9}$ }, AxesLabel -> {"t (hodin)", "Spotřeba chladu (MWh)"},
  PlotLabel -> "Kumulovaná spotřeba chladu", Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotStyle -> Thickness[0.008]
];
Spotřeba chladu během modelovaného roku 2018 je: 6776 MWh

```



Výpočet průtoku chlazeného média a minimálního průřezu potrubí

```

mchlazIx[t_] := Pchlaz[t] / (c * (Tchlazt - Tchlazs)); (*hmotnostní průtok (kg/s) v průběhu roku*)
mmaxchlazIx = PmaxVykon / (c * (Tchlazt - Tchlazs)); (*maximální hmotnostní průtok (kg/s)*)

Vchlaz[t_] :=  $\frac{mchlazIx[t]}{hustotaVody}$ ; (*objemový průtok (m3/s) v průběhu roku*)
rychlost[t_] :=  $\frac{Vchlaz[t]}{\frac{\pi * DchlazMin^2}{4}}$ ; (*rychlost (m/s) v průběhu roku*)

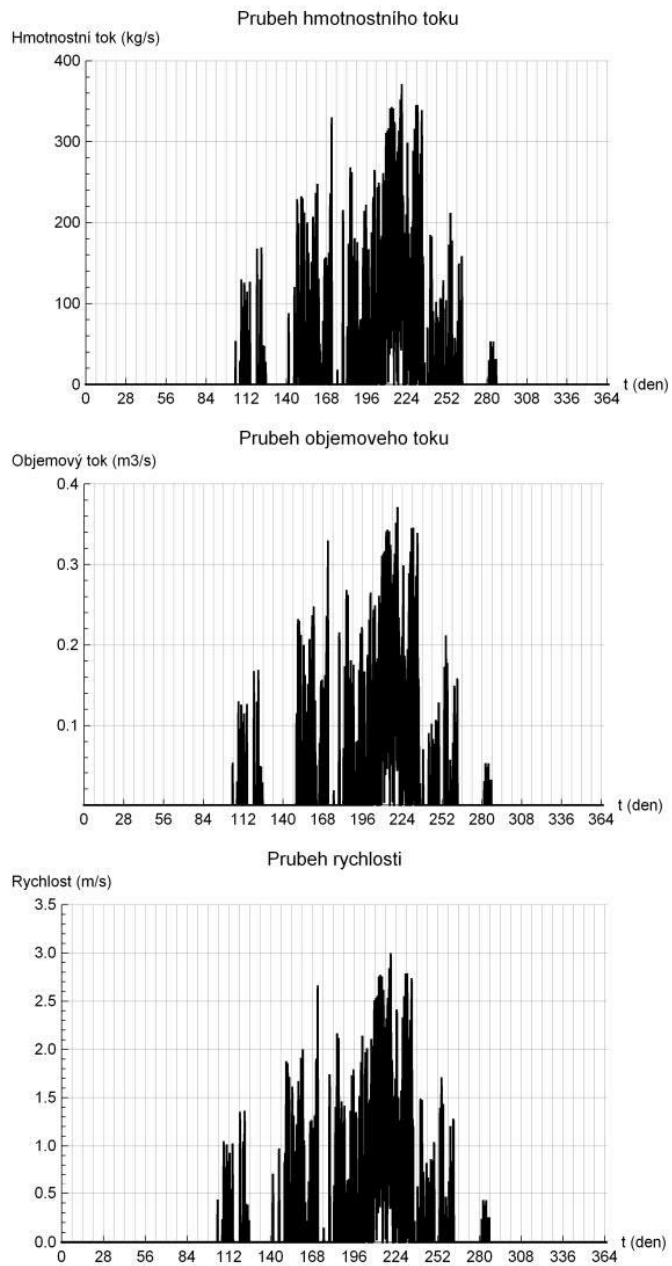
Vmaxchlaz = mmaxchlazIx / hustotaVody; (*maximální objemový průtok (m3/s)*)
prurezChlazMin =  $\frac{Vmaxchlaz}{vVodaMax}$ ; (*minimální průřez potrubí chlazeného okruhu (m2)*)
DchlazMin = Dchlaz /. Solve[prurezChlazMin ==  $\pi * \frac{Dchlaz^2}{4}$ ][[2]];
(*minimální průměr potrubí chlazeného okruhu (m)*)

Print["Maximální hmotnostní tok je: ", Round[mmaxchlazIx, 0.01] " kg/s"]
Print["Maximální objemový tok je: ", Round[Vmaxchlaz, 0.0001] " m3/s"]
Print["Doporučený průřez chlazeného potrubí je: ", Round[prurezChlazMin, 0.0001] " m2"];
Print["Doporučený průměr chlazeného potrubí je: ", Round[DchlazMin*100, 0.01] " cm"];

p14 = Plot[mchlazIx[t*3600*24], {t, 0, 365}, AxesLabel -> {"t (den)", "Hmotnostní tok (kg/s)"},
  PlotLabel -> "Prubeh hmotnostního toku", GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic},
  PlotStyle -> {Black, Thickness[0.004]}, PlotRange -> {{0, 366}, {0, 400}}]
p15 = Plot[Vchlaz[t*3600*24], {t, 0, 365}, AxesLabel -> {"t (den)", "Objemový tok (m3/s)"},
  PlotLabel -> "Prubeh objemoveho toku", GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic},
  PlotStyle -> {Black, Thickness[0.004]}, PlotRange -> {{0, 366}, {0, 0.4}}]
p16 = Plot[rychlost[t*3600*24], {t, 0, 365}, AxesLabel -> {"t (den)", "Rychlost (m/s)"},
  PlotLabel -> "Prubeh rychlosti", GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic},
  PlotStyle -> {Black, Thickness[0.004]}, PlotRange -> {{0, 366}, {0, 3.5}}]

Maximální hmotnostní tok je: 371.53 kg/s
Maximální objemový tok je: 0.3715 m3/s
Doporučený průřez chlazeného potrubí je: 0.1238 m2
Doporučený průměr chlazeného potrubí je: 39.71 cm

```



Vypočet tlakové ztráty

```

pztratavypocet[V_, Tstred_, delkaPotrubi_, prumer_, pocetKolen_,
  ucinnostCerpadlaAPohonu_, delta_, soucinitelLokalniTlakoveZtraty_, KsiVymenikuaCHJ_] :=
Module[{rychlost, ReynoldsNumber, ε, ksi, tlakZtrataTrenim, tlakZtrataKoleny, celkovaTlakovaZtrata,
  vykonNaCelkovouZtratu, dpcelkem, prikon, kinematickaViskozita, lambdaT, tlakZtrataJednotekVymeniku},

  kinematickaViskozita = KinViskozita[Tstred] * 10-6;
  (*stanovení kinematické viskozity pro danou teplotu v potrubí*)

```

```

rychlost =  $\frac{V}{\frac{\pi \cdot \text{prumer}^2}{4}}$ ; (* rychlost pro zvoleny vnitřní průměr potrubí*)

ReynoldsNumber =  $\frac{\text{rychlost} \cdot \text{prumer}}{\text{kinematickaViskozita}}$ ; (* vztah pro výpočet Reynoldsova čísla*)

If[ReynoldsNumber < 2320, lambdaT =  $\frac{64}{\text{ReynoldsNumber}}$ ,

lambdaT =  $\left( 2 \cdot \text{Log10} \left[ \left( \frac{6.97}{\text{ReynoldsNumber}} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot \frac{\text{delta}}{\text{prumer}} \right] \right)^{-2}$ ;

(*celkově u podobných systému uvažujeme turbulentní proudění,
ale pro univerzalnost modelu použijeme funkci IF a zohledníme obě varianty*)

ksi = lambdaT *  $\frac{\text{delkaPotrubí}}{\text{prumer}}$ ;

tlakZtrataTrenim =  $\frac{1}{2} \cdot \text{hustotaVody} \cdot \text{ksi} \cdot \text{rychlost}^2$ ;

tlakZtrataKoleny =  $\text{pocetKolen} \cdot \frac{1}{2} \cdot \text{hustotaVody} \cdot \text{rychlost}^2 \cdot \text{soucinitelLokalniTlakoveZtraty}$ ;

tlakZtrataJednotekVymeniku =  $\frac{1}{2} \cdot \text{hustotaVody} \cdot \text{rychlost}^2 \cdot \text{KsiVymenikuCHJ}$ ;

celkovaTlakovaZtrata = tlakZtrataTrenim + tlakZtrataKoleny + tlakZtrataJednotekVymeniku;

(*Pa*)
dpcelkem =  $\frac{\text{celkovaTlakovaZtrata}}{1000}$ ; (*prevod na kPa*)

vykonNaCelkovouZtratu =  $\frac{\text{celkovaTlakovaZtrata}}{\text{ucinnostCerpadaAPohonu}} \cdot V$ ;

{ReynoldsNumber, dpcelkem, vykonNaCelkovouZtratu,
lambdaT, tlakZtrataTrenim, tlakZtrataKoleny, celkovaTlakovaZtrata}
]; V > 0 (*funkce pro stanovení tlakove ztraty, pokud je chladici system v chodu*)

pztratavypocet[V_, Tstred_, delkaPotrubí_, prumer_, pocetKolen_,
ucinnostCerpadaAPohonu_, delta_, soucinitelLokalniTlakoveZtraty_, KsiVymenikuCHJ_] :=
Module[{rychlost, ReynoldsNumber, e, ksi, tlakZtrataTrenim, tlakZtrataKoleny, celkovaTlakovaZtrata,
vykonNaCelkovouZtratu, dpcelkem, kinematickaViskozita, lambdaT, VV, tlakZtrataJednotekVymeniku},
kinematickaViskozita = KinVizkozita[Tstred] * 10-6;
(*stanovení kinematické viskozity pro danou teplotu v potrubí*)
rychlost = 0.5;
(*rychlost nastavená proto,
aby v potrubí nebyla stojící voda, zvalšit v zimním období, zamezení zamrznuti potrubí*)
VV =  $\frac{\pi \cdot \text{prumer}^2}{4} \cdot \text{rychlost}$ ; (*hmotnostní tok vypočítaný z nastavené rychlosti*)
ReynoldsNumber =  $\frac{\text{rychlost} \cdot \text{prumer}}{\text{kinematickaViskozita}}$ ; (* vztah pro výpočet Reynoldsova čísla*)
If[ReynoldsNumber < 2320, lambdaT =  $\frac{64}{\text{ReynoldsNumber}}$ ,

lambdaT =  $\left( 2 \cdot \text{Log10} \left[ \left( \frac{6.97}{\text{ReynoldsNumber}} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot \frac{\text{delta}}{\text{prumer}} \right] \right)^{-2}$ ;

(*celkově u podobných systému uvažujeme turbulentní proudění,
ale pro univerzalnost modelu použijeme funkci IF a zohledníme obe varianty*)
ksi = lambdaT *  $\frac{\text{delkaPotrubí}}{\text{prumer}}$ ;

```

```

tlakZtrataTrenim =  $\frac{1}{2} * hustotaVody * ksi * rychlost^2$ ;
tlakZtrataKoleny = pocetKolen *  $\frac{1}{2} * hustotaVody * rychlost^2 * soucinitelLokalniTlakoveZtraty$ ;
tlakZtrataJednotekVymeniku =  $\frac{1}{2} * hustotaVody * rychlost^2 * KsiVymenikuaCH3$ ;
celkovaTlakovaZtrata = tlakZtrataTrenim + tlakZtrataKoleny + tlakZtrataJednotekVymeniku;
(*Pa*)
dpcelkem =  $\frac{celkovaTlakovaZtrata}{1000}$ ; (*převod na kPa*)
vykonNaCelkovouZtratu =  $\frac{celkovaTlakovaZtrata}{ucinnostCerpadlaAPohonu} * VV$ ;
{ReynoldsNumber, dpcelkem, vykonNaCelkovouZtratu,
 lambdaT, tlakZtrataTrenim, tlakZtrataKoleny, celkovaTlakovaZtrata}
] /; V <= 0 (*stav při odstavené technologii chladicích jednotek*)

pztrata[t_] := pztrataVypocet[Vchlaz[t],  $\frac{Tchlazs + Tchlazt}{2}$ , 400,
 0.40, 6, 0.8, delta, soucinitelLokalniTlakoveZtraty, KsiTechnologieCHLAZ][[2]];
(* Objemový tok, Střední teplota, Délka potrubí, Průměr, Počet kolem, Účinnost čerpadla a jeho pohonu,
delta, Součinitel Lokální Tlakové Ztráty*)

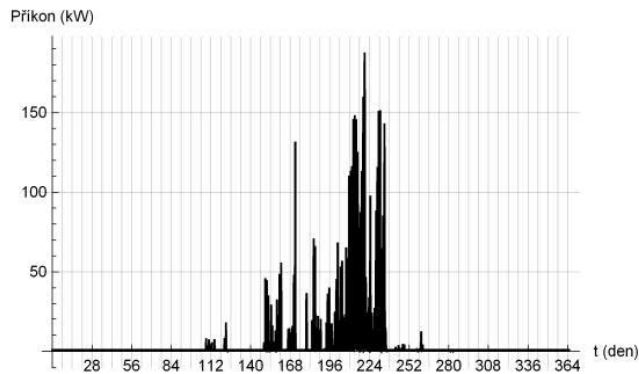
p17 = Plot[pztrata[t * 24 * 3600], {t, 0, tmax / (3600 * 24)}, PlotRange -> All,
  AxesLabel -> {"t (den)", "Δp (kPa)"}, GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  PlotLabel -> "Tlaková ztráta v čase v okruhu chlazené vody
", PlotStyle -> {Black, Thickness[0.004]}, Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}]

AktualniPrikonCerpadla[t_] := pztrataVypocet[Vchlaz[t],  $\frac{Tchlazs + Tchlazt}{2}$ ,
 400, 0.40, 6, 0.8, delta, soucinitelLokalniTlakoveZtraty, KsiTechnologieCHLAZ][[3]];
(* Objemový tok, Střední teplota, Délka potrubí, Průměr, Počet kolem,
Účinnost čerpadla a jeho pohonu, delta,
Součinitel Lokální Tlakové Ztráty*)

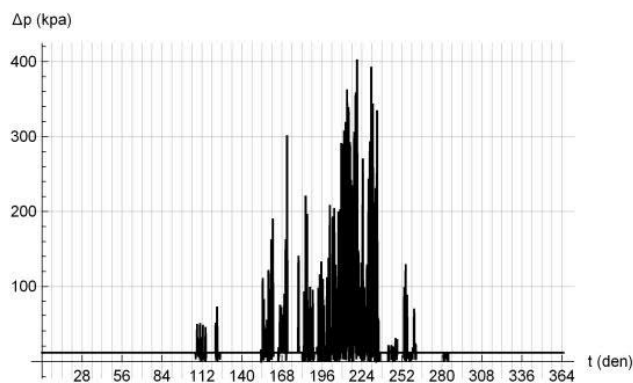
p18 = Plot[ $\frac{1}{1000}$  AktualniPrikonCerpadla[t * 24 * 3600], {t, 0, 365}, PlotRange -> All,
  AxesLabel -> {"t (den)", "Příkon (kW)"}, GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  PlotLabel -> "Výkon čerpadla v průběhu roku v okruhu chlazené vody
", PlotStyle -> {Black, Thickness[0.004]}, Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}]

```


Výkon čerpadla v průběhu roku v okruhu chlazené vody



Tlaková ztráta v čase v okruhu chlazené vody



$\Delta t = 10 \times 60$; (*Algoritmus využívající integrační metodu RungeKutta,
vytvořen na základě výuky BIM15IAP[17], dostupné z http://www.powerwiki.cz/wiki/Iap*)

$nKroku = \text{Round}\left[\frac{t_{\max}}{\Delta t}\right]$;

$\text{derivace}[t_] := \text{AktualniPrikonCerpada}[t]$;

$\text{RungeKuttaKrok}[t_ , y_] := \text{Module}\left[$

$\{k1, k2, k3, k4\},$

$k1 = \text{derivace}[t]$;

$k2 = \text{derivace}\left[t + \frac{\Delta t}{2}\right]$;

$k3 = \text{derivace}\left[t + \frac{\Delta t}{2}\right]$;

$k4 = \text{derivace}[t + \Delta t]$;

$\left\{t + \Delta t, y + \frac{\Delta t}{6} \times (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)\right\}$

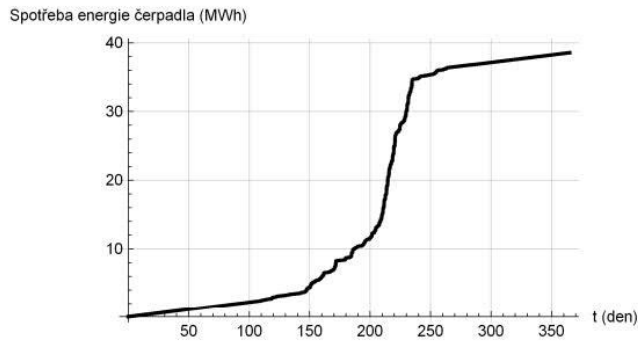
$]$;

$\text{EnerPrikonCerpada} = \text{NestList}[\text{RungeKuttaKrok}, \{0, 0\}, nKroku]$;

$\text{Print}\left["\text{Spotřebovaná energie čerpadlem chlazené vody: }", \text{Round}\left[\frac{\text{Last}[\text{EnerPrikonCerpada}][[2]]}{3.6 \times 10^9}, 0.01\right], " \text{ MWh}"]\right]$;

Spotřebovaná energie čerpadlem chlazené vody: 38.57 MWh

```
kum2 = ListPlot[EnerPrikonCerpada /. {t_, e_} => { $\frac{t}{24 \cdot 3600}$ ,  $\frac{e}{3.6 \cdot 10^9}$ },
  AxesLabel -> {"t (den)", "Spotřeba energie čerpadla (MWh)"}, PlotLabel -> "Kumulovaná spotřeba energie čerpadla",
  Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotStyle -> {Black, Thickness[0.008]}]
  Kumulovaná spotřeba energie čerpadla
```



Výpočet Chladicích jednotek

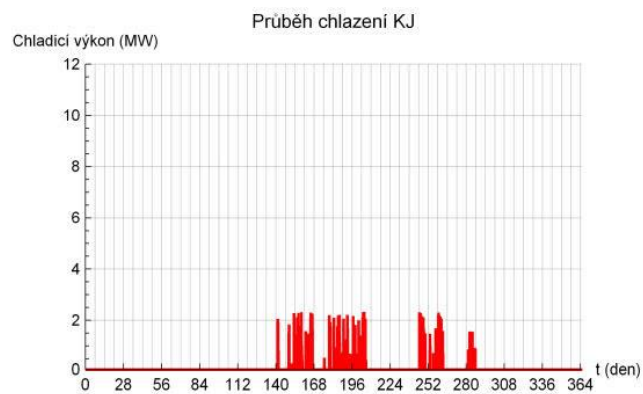
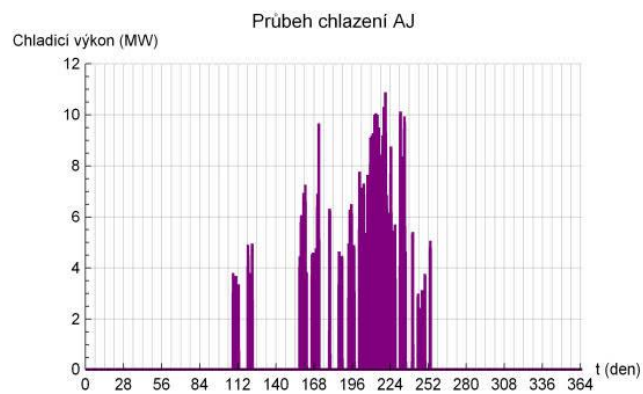
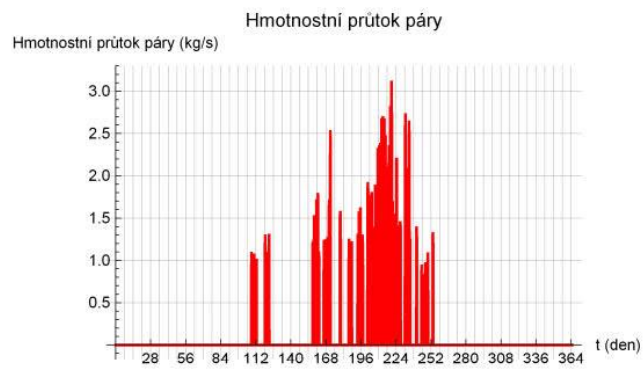
(*Výpočet chladicích jednotek bez optimalizace*)

```
reseniCHJ[Pchlaz_] := Module[{POdpadni, PHnaci, POdpadni, PHnaci, mpara, PchlazAJ, PchlazKJ},
  If[Pchlaz < 0.2 * Pinst, PHnaci = 0, PHnaci = Pchlaz / coolingfactor[Pchlaz / (Pinst)]];
  If[Pchlaz < 0.2 * Pinst, PchlazKJ = Pchlaz, PchlazKJ = 0];
  If[Pchlaz < 0.2 * Pinst, PchlazAJ = 0, PchlazAJ = Pchlaz];

  POdpadni = PHnaci + Pchlaz;
  PHnaci =  $\frac{PHnaci}{hparae - hKondenzatZAJ}$ ;
  mpara =  $\frac{PHnaci}{hparae - hKondenzatZAJ}$ ;

  {mpara, PHnaci, POdpadni, coolingfactor, PchlazAJ, PchlazKJ}];

mpara[t_] := reseniCHJ[Pchlaz[t]][[1]];
p19 = Plot[mpara[t * 24 * 3600], {t, 0, 365},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t (den)", "Hmotnostní průtok páry (kg/s)"},
  GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic}, PlotLabel -> "Hmotnostní průtok páry",
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Red]
PchlazAJ[t_] := reseniCHJ[Pchlaz[t]][[5]];
p110 = Plot[ $\frac{PchlazAJ[t * 24 * 3600]}{1000000}$ , {t, 0, 365},
  PlotRange -> {{0, 365}, {0, 12}}, AxesLabel -> {"t (den)", "Chladicí výkon (MW)"},
  GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic}, PlotLabel -> "Průběh chlazení AJ",
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Purple]
PchlazKJ[t_] := reseniCHJ[Pchlaz[t]][[6]];
p111 = Plot[ $\frac{PchlazKJ[t * 24 * 3600]}{1000000}$ , {t, 0, 365}, PlotRange -> {{0, 365}, {0, 12}},
  AxesLabel -> {"t (den)", "Chladicí výkon (MW)"}, GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
  PlotLabel -> "Průběh chlazení KJ", Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Red]
```



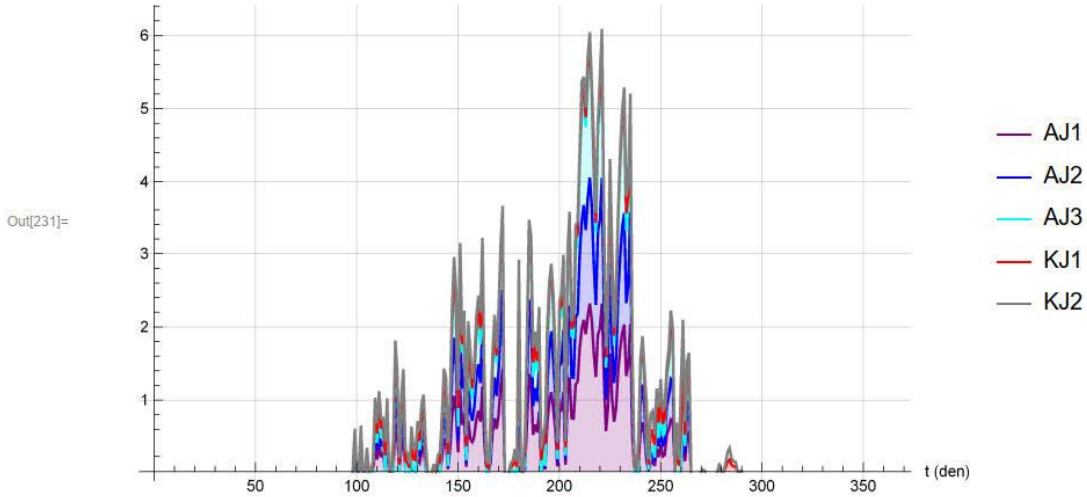
```
DenniAJ = Table[Mean[Table[ $\frac{\text{PchlazAJ}[t]}{1000000}$ , {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]], {i, 0, 365}]; //
```

Quiet

```
DenniKJ = Table[Mean[Table[ $\frac{\text{PchlazKJ}[t]}{1000000}$ , {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]], {i, 0, 365}]; //
```

```
In[231]= SLP = StackedListPlot[{{
   $\frac{\text{DenniAJ} * 4.652}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{DenniAJ} * 3.489}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{DenniAJ} * 3.489}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{DenniKJ}}{2}$ ,  $\frac{\text{DenniKJ}}{2}$ 
}},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t (den)", "Skladba zdrojů (MW)"}, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> "Skladba průměrného denního zatížení zdrojů chladu v průběhu roku bez optimalizace",
  PlotLegends -> {"AJ1", "AJ2", "AJ3", "KJ1", "KJ2"}, PlotStyle -> {Purple, Blue, Cyan, Red, Gray}]
```

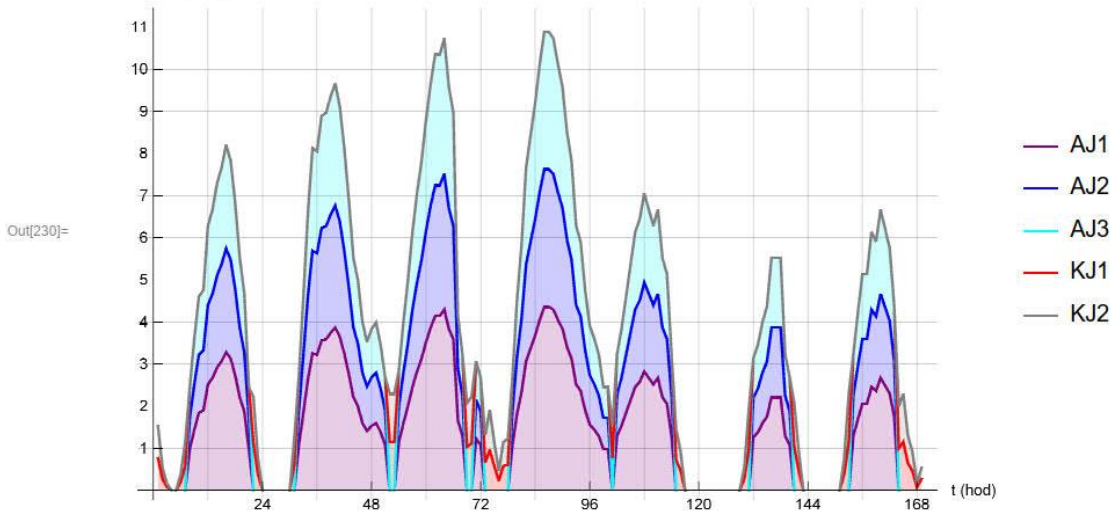
Skladba průměrného denního zatížení zdrojů chladu v průběhu roku bez optimalizace
Skladba zdrojů (MW)



```
ListAJSUM = Table[ $\frac{\text{PchlazAJ}[t]}{1000000}$ , {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
ListKJSUM = Table[ $\frac{\text{PchlazKJ}[t]}{1000000}$ , {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
```

```
In[230]= SLP1 = StackedListPlot[{{
   $\frac{\text{ListAJSUM} * 4.652}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{ListAJSUM} * 3.489}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{ListAJSUM} * 3.489}{3.489 + 3.489 + 4.652}$ ,  $\frac{\text{ListKJSUM}}{2}$ ,  $\frac{\text{ListKJSUM}}{2}$ 
}},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t (hod)", "Chladicí výkon (MW)"},
  GridLines -> {{0, 12, 24, 36, 48, 60, 72, 84, 96, 108, 120, 132, 144, 156, 168}, {0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11}},
  PlotLabel -> "Skladba zatížení zdrojů chladu v průběhu letního týdne bez optimalizace",
  PlotLegends -> {"AJ1", "AJ2", "AJ3", "KJ1", "KJ2"}, PlotStyle -> {Purple, Blue, Cyan, Red, Gray},
  FillingStyle -> Automatic, Ticks -> {{0, 24, 48, 72, 96, 120, 144, 168}, {0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11}}]
```

Skladba zatížení zdrojů chladu v průběhu letního týdne bez optimalizace
Chladicí výkon (MW)

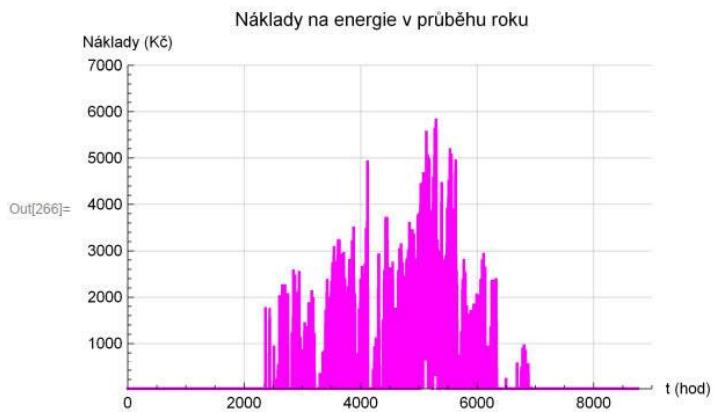



```

Prikon[t_] := reseniCHJ[Pchlaz[t]][[2]];
HodPrikon = Table[Mean[Table[Prikon[t], {t, i*60*60, (i+1)*60*60, 60*15}]], {i, 0, 365*24}]; //
Quiet
nakladovymodul[PhnaciAJ_, Pchlazeny_] := Module[{Aktcenazachlad},
  If[Pchlazeny > (0.2*Pinst),
    Aktcenazachlad =  $13.2 * \frac{\text{CenaEE}}{1000} + \text{CenaPary} * \frac{3.6}{1000000} * \text{PhnaciAJ}$ , Aktcenazachlad =  $\frac{\text{Pchlazeny} * \text{CenaEE}}{\text{coolingfactorKJ} * 1000000}$ ];
  {Aktcenazachlad}
];

In[264]:= NakladyFCE[t_] := nakladovymodul[Prikon[t], Pchlaz[t]][[1]]
hodcenazachlad =
  Table[Mean[Table[NakladyFCE[t], {t, i*60*60, (i+1)*60*60, 60*15}]], {i, 0, 365*24}]; // Quiet
ListPlot[hodcenazachlad, AxesLabel -> {"t (hod)", "Náklady (Kč)"},
  PlotLabel -> "Náklady na energie v průběhu roku ", Joined -> True, PlotStyle -> Magenta,
  GridLines -> Automatic, Filling -> Axis, PlotRange -> {{0, 9000}, {0, 7000}}]

```



```

Δt = 10 * 60; (*Výpočet ročních nákladů interpolací. Algoritmus vychází z předmětu B1M15IAP [17] *)
nKroku = Round[ $\frac{t_{max}}{\Delta t}$ ];
derivace[t_] := NakladyFCE[t];
RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[
  {k1, k2, k3, k4},
  k1 = derivace[t];
  k2 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k3 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k4 = derivace[t + Δt];
  {t + Δt, y +  $\frac{\Delta t}{6} * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)$ }
];
EnerNAK = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];
kum3 = ListPlot[EnerNAK /. {t_, e_} -> { $\frac{t}{24 * 3600}$ ,  $\frac{e}{3600}$ },
  AxesLabel -> {"t (den)", "Náklady (Kč)"}, PlotLabel -> "Kumulované náklady na energie ",
  Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotStyle -> {Magenta, Thickness[0.008]}] // Quiet
Print["Roční náklady na chlad jsou: ", Round[ $\frac{Last[EnerNAK][[2]]}{3600}$ ], " Kč"]

```



Roční náklady na chlad jsou: 3 582 782 Kč

Výpočet točivé redukce

```

TočivaRedukce[mpara_] := Module[{Pmech, Pel}, (*Řešení točivé redukce pro provoz bez optimalizace*)
  Pmech = mpara * (hparaa - hparae);
  Pel = ucinnostGeneratoru * Pmech;
  {Pmech, Pel}]

```

```
Pel[t_] := TocivaRedukce[reseniCHJ[Pchlaz[t]]][[1]][[2]]
```

```
p112 = Plot[Pel[3600*24*t]*0.001, {t, 0, 365}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t (den)", "Pel (kW)"},
  GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic}, PlotLabel -> "Výkon točivé redukce",
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Red]
```

```
HodPel = Table[Mean[Table[Pel[t], {t, i*60+60, (i+1)*60+60, 60*15}], {i, 0, 365*24}];
vyrobaEE = Total[HodPel/1000000];
```

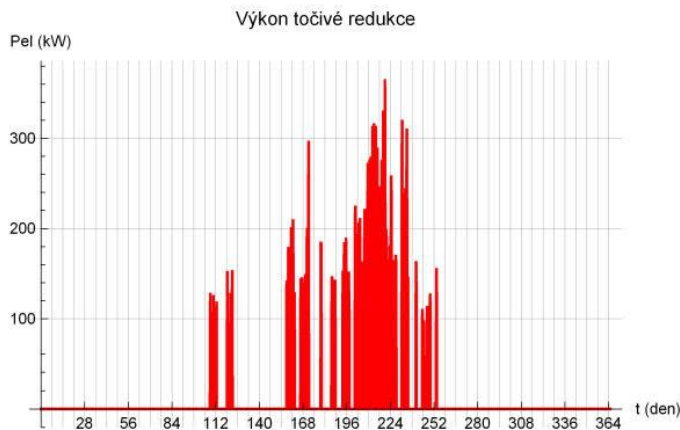
```
Print["Roční výroba elektrické energie z točivé redukce je: ", Round[vyrobaEE, 0.1], " MWh"]
```

```
VynosyEE = HodPel *  $\left(\frac{\text{CenaKVET} + \text{CenaEEvykup}}{1000000}\right)$ ;
```

```
RocniVynosyEE = Total[VynosyEE];
```

```
Print["Roční výnosy z prodeje elektrické energie z točivé redukce jsou: ", Round[RocniVynosyEE], " Kč"]
```

```
Print["Roční rozdíl mezi náklady na provoz absorpčních a kompresorových jednotek a výnosy
  z provozu točivé redukce jsou: ", Round $\left[\text{RocniVynosyEE} - \frac{\text{Last[EnerNAK][[2]]}}{3600}\right]$ , " Kč"]
```



```
Roční výroba elektrické energie z točivé redukce je: 182. MWh
```

```
Roční výnosy z prodeje elektrické energie z točivé redukce jsou: 732448 Kč
```

```
Roční rozdíl mezi náklady na provoz absorpčních a
  kompresorových jednotek a výnosy z provozu točivé redukce jsou: -2850334 Kč
```

Okruh chladicí vody

```
ChladiciVez[POdpadni_] := Module[{Vchlad, mchlad},
  mchlad =  $\frac{\text{POdpadni}}{c * (\text{Tchladt} - \text{Tchlads})}$ ;
  Vchlad =  $\frac{\text{mchlad}}{\text{hustotaVody}}$ ;
  {mchlad, Vchlad}]
```

```

mchlad[t_] := ChladiciVez[reseniCHJ[Pchlaz[t]][[3]][[1]];
p113 = Plot[mchlad[t*24*3600], {t, 0, 365},
  PlotRange -> {{0, 366}, {0, 650}}, AxesLabel -> {"t (den)", "Hmotnostní tok (kg/s)"},
  GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic}, PlotLabel -> "Hmotnostní průtok chladicí vody",
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Blue]
Vchlad[t_] := ChladiciVez[reseniCHJ[Pchlaz[t]][[3]][[2]];
p114 = Plot[Vchlad[t*24*3600], {t, 0, 365},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t (den)", "V chladicí vody (m3/s)"},
  GridLines -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic}, PlotLabel -> "Objemový průtok chladicí vody",
  Ticks -> {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle -> Blue]

datVchlad = {#, Vchlad[#]} & /@ Range[0, tmax, 30*60.];
Vchladmax = Sort[datVchlad, #1[[2]] < #2[[2]] &][[-1]][[2]];
prurezChladMin =  $\frac{Vchladmax}{vVodaMax}$ ;

```

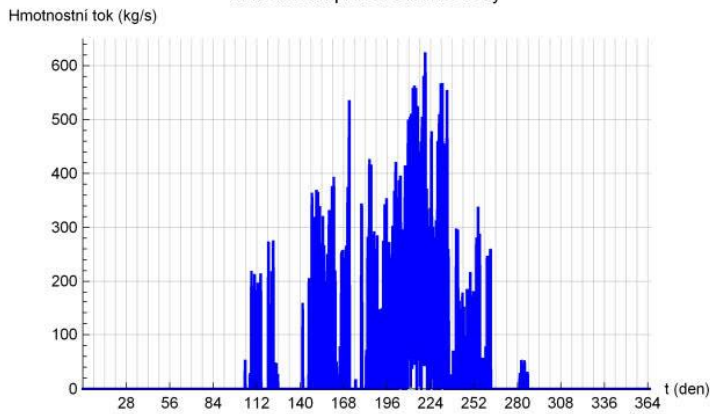
$$Dchladmin = \sqrt{\frac{prurezChladMin}{Pi} * 4};$$

```

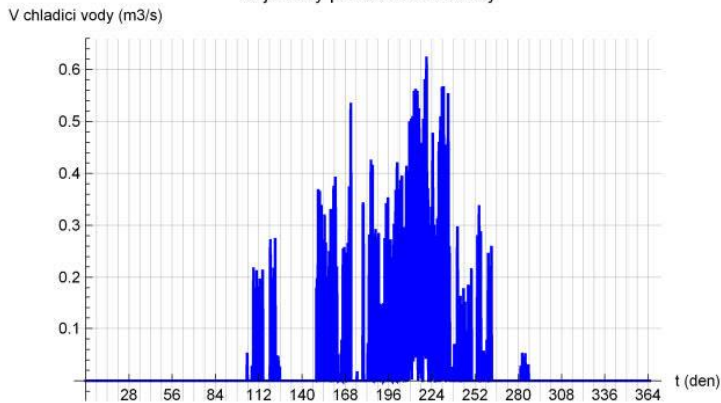
Print["Hmotnostní průtok chladicí vody je: ", Vchladmax*hustotaVody, " kg/s"];
Print["Objemový průtok chladicí vody je: ", Vchladmax, " m3/s"];
Print["Vypočítaný průřez potrubí chladicí vody je: ", prurezChladMin, " m3"];
Print["Vypočítaný průměr potrubí chladicí vody je: ", Dchladmin*100, " cm"];

```

Hmotnostní průtok chladicí vody



Objemový průtok chladicí vody



Hmotnostní průtok chladicí vody je: 625.486 kg/s

Objemový průtok chladicí vody je: 0.625486 m³/s

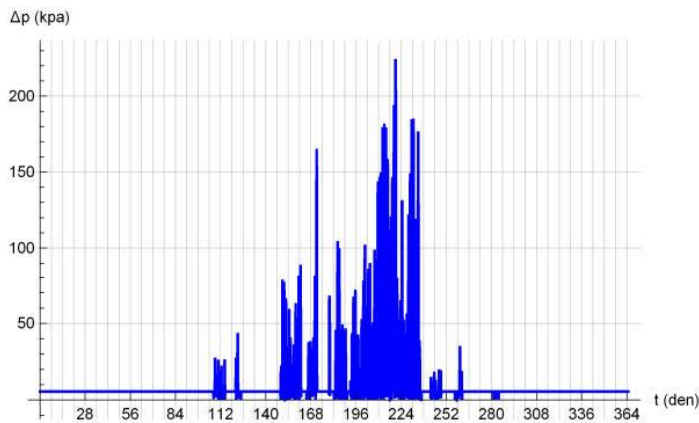
Vypočítaný průřez potrubí chladicí vody je: 0.208495 m³

Vypočítaný průměr potrubí chladicí vody je: 51.5232 cm

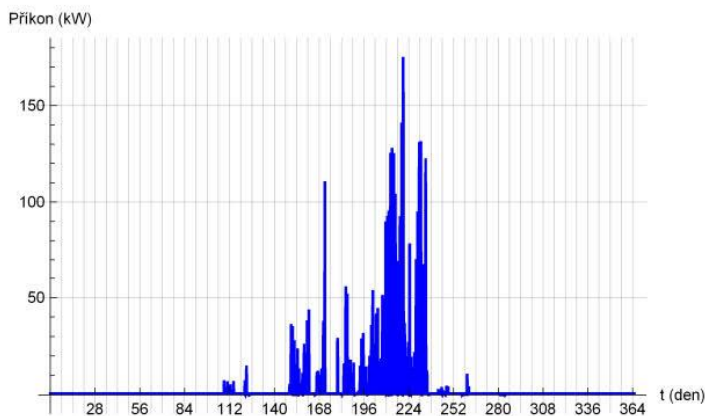
```

pztrataD[t_] := pztrataVypocet[Vchlad[t],  $\frac{Tchlads + Tchladt}{2}$ , 300,
    0.50, 6, 0.8, delta, soucinitelLokalniTlakoveZtraty, KsiTechnologieCHLAD][[2]];
(* Objemový tok, Střední teplota, Délka potrubí, Průměr, Počet kolem,
Účinnost čerpadla a jeho pohonu, delta,
Součinitel Lokální Tlakové Ztráty*)
p115 = Plot[pztrataD[t*24*3600], {t, 0, 365}, PlotRange → All,
    AxesLabel → {"t (den)", "Δp (kpa)"}, GridLines → {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
    PlotLabel → "Tlaková ztráta v čase v okruhu chladicí vody",
    Ticks → {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle → Blue]
AktualniPrikonCerpadaD[t_] := pztrataVypocet[Vchlad[t],  $\frac{Tchlads + Tchladt}{2}$ ,
    300, 0.50, 6, 0.8, delta, soucinitelLokalniTlakoveZtraty, KsiTechnologieCHLAD][[3]];
(* Objemový tok, Střední teplota, Délka potrubí, Průměr, Počet kolem,
Účinnost čerpadla a jeho pohonu, delta,
Součinitel Lokální Tlakové Ztráty*)
p116 = Plot[ $\frac{1}{1000}$  AktualniPrikonCerpadaD[t*24*3600], {t, 0, 365}, PlotRange → All,
    AxesLabel → {"t (den)", "Příkon (kW)"}, GridLines → {Table[ix, {ix, 0, 365, 7}], Automatic},
    PlotLabel → "Aktuální příkon čerpadla v okruhu chladicího media v během roku",
    Ticks → {Table[ix, {ix, 0, 365, 28}], Automatic, Automatic}, PlotStyle → Blue]
    Tlaková ztráta v čase v okruhu chladicí vody

```



Aktuální příkon čerpadla v okruhu chladicího media v během roku




```

Δt = 10 * 60;
nKroku = Round[ $\frac{t_{max}}{\Delta t}$ ];
derivace[t_] := AktualniPrikonCerpadaD[t];
RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[
  {k1, k2, k3, k4},
  k1 = derivace[t];
  k2 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k3 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k4 = derivace[t + Δt];
  {t + Δt, y +  $\frac{\Delta t}{6} * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)$ }
];
EnerPrikon = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];

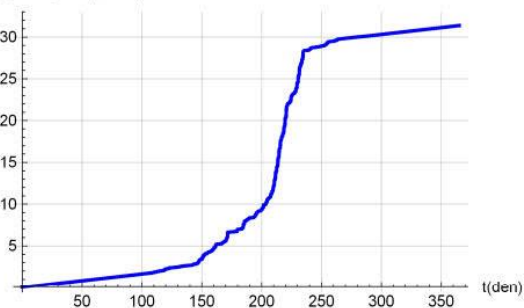
Print["Spotřebovaná energie čerpadlem chladicí vody: ", Round[ $\frac{Last[EnerPrikon][[2]]}{3.6 * 10^9}$ ], " MWh"];
kum4 = ListPlot[EnerPrikon /. {t_, e_} -> { $\frac{t}{24 * 3600}$ ,  $\frac{e}{3.6 * 10^9}$ },
  AxesLabel -> {"t (den)", "Spotřeba energie čerpadla (MWh)"}, PlotLabel -> "Kumulovaná spotřeba energie čerpadla",
  Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotStyle -> {Blue, Thickness[0.008]}]

```

Spotřebovaná energie čerpadlem chladicí vody: 31 MWh

Kumulovaná spotřeba energie čerpadla

Spotřeba energie čerpadla (MWh)



Tepelný výpočet potrubí v okruhu chlazené vody

```

cm = 0.01;
mm = 0.1 * cm;
DChladd = 40 * cm;
delkaPotrubí = 400;
λizolace = 0.04; (*teplná vodivost izolace ve (W/(m*K))**)
tloustkaStenyPotrubí = 5 mm;
D1 = DChladd + 2 * tloustkaStenyPotrubí; (*vnitřní průměr izolace potrubí*)
tloustkaIzolace = 10 cm; (*tloušťka izolace potrubí*)
D2 = D1 + 2 * tloustkaIzolace; (*vnější průměr potrubí, plech na povrchu je tepelne zanedbatelný*)
qSlunceMax = 1000; (*plošná maximální hustota výkonu slunečního záření, (W/m²)*)
εPovrch = 0.8;
(*Emisivita povrchu potrubí určená odhadem*)
TvzduchOkoli = 40.4; (*Teplota při nepříznivém letním provozu*)
TZemePodPotrubím = 40; (*odhad teploty země pod potrubím*)
TNebeNadPotrubím = -5; (*odhad*)
Tin = Tchlazs; (*Teplota chlazeného média před místem spotřeby*)
delkaJedneTrubky = 0.5 * delkaPotrubí;

RthIzolValec = (1 / (2 * Pi * λizolace * delkaJedneTrubky)) * Log[ $\frac{D2}{D1}$ ]; (*teplný odpor válcové izolace*)
RthIzolPulValec = 2 * RthIzolValec;
(*Výpočet provádím pro půlvalec, protože podmínky dole a nahoře jsou stejné, pak obě toky sečtu*)

plochaProSunecniPrikon = delkaJedneTrubky * D2;
plochaPovrchuPulTrubky = 0.5 * delkaJedneTrubky * Pi * D2;

QSlunce = εPovrch * qSlunceMax * plochaProSunecniPrikon; (*Tepelné zisky od slunce*)

alfa = 10; (*mírný vánek*)
QKonvekce = alfa * plochaPovrchuPulTrubky * (TvzduchOkoli - Tpovrch);

σ = 5.67 * 10-8; (*Stefan-Boltzmannova konstanta*)
QSalani = εPovrch * σ * plochaPovrchuPulTrubky * ((TNebeNadPotrubím + 273)4 - (Tpovrch + 273)4);

rceProTpovrch =  $\frac{Tpovrch - Tin}{RthIzolPulValec} = QSlunce + QKonvekce + QSalani$ ;

dosTpovrh = FindRoot[rceProTpovrch, {Tpovrch, 50}];
Print["Teplota horního povrchu = ", Tpovrch /. dosTpovrh, " °C"]
ztratyChladuNahore =  $\frac{Tpovrch - Tin}{RthIzolPulValec} /. dosTpovrh$ ;
Print["Ztráty chladu směrem nahoru z chladnější trubky jsou ", ztratyChladuNahore, " W"];
(*dal netreba ztraty pocitat, nemohou byt vyssi, nez 4krat tahle hodnota*)
Teplota horního povrchu = 58.3531 °C
Ztráty chladu směrem nahoru z chladnější trubky jsou 3248.53 W

```



```

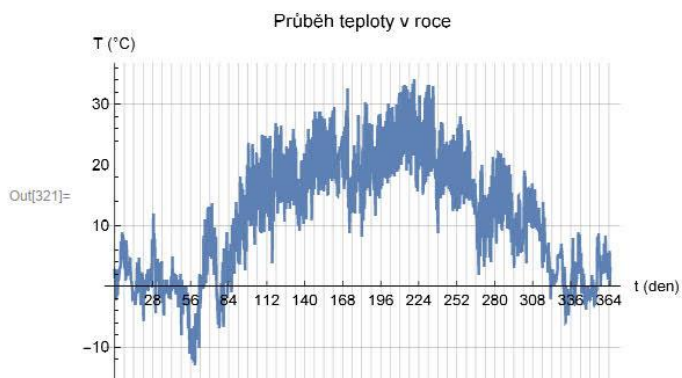
In[317]:= Print[Style["
Závěrečné výstupy z programu", 28, Black]]
Print["Chladicí výkon odpovídající dlouhodobě rekordní teplotě v ČR 40,4°C ",
Round[ $\frac{P_{\text{chlazMAXIMALNI}}}{\text{MW}}$ , 0.01], " MW"]
Print["Maximální potřeba chladicího výkonu v modelovém roce 2018 je " <> ToString[myr[ $\frac{P_{\text{maxVykon}}}{\text{MW}}$ ]] <> " MW"]
p11
p12
p13
Print["Z grafu seřazené spotřeby chladu, je patrné, že chlazení probíhá
méně než po 3000 hodin ročně a proto je zde nárok na vyšší sazbu zeleného bonusu "]
Print["Spotřeba chladu během modelovaného roku 2018 je: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerChlad}][[2]]}{3.6 \times 10^9}$ ], " MWh"];
Print["Vypočítaný průměr chlazeného potrubí je: ",
Round[DChlazMin * 100, 0.01] " cm pro aplikaci vybereme nejbližší průměr z produktové řady"];
Print["Vypočítaný průměr chladicího potrubí je: ",
Round[Dchladin * 100, 0.01] " cm pro aplikaci vybereme nejbližší průměr z produktové řady"];
p17
p18
Print["Spotřebovaná energie čerpadlem chlazené vody: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerPrikonCerpada}][[2]]}{3.6 \times 10^9}$ , 0.1], " MWh"];
p115
p116
Print["Spotřebovaná energie čerpadlem chladicí vody: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerPrikon}][[2]]}{3.6 \times 10^9}$ , 0.1], " MWh"];
SLP
SLP1
p112
Print["Roční náklady na chlad jsou: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerNAK}][[2]]}{3600}$ ], " Kč"]
Print["Roční výroba elektrické energie z točivé redukce je: ", Round[vyrobaEE, 0.1], " MWh"]
VynosyEE = HodPel *  $\left(\frac{\text{CenaKVET} + \text{CenaEEvykup}}{1000000}\right)$ ;
RocniVynosyEE = Total[VynosyEE];
Print["Roční výnosy z prodeje elektrické energie z točivé redukce jsou: ", Round[RocniVynosyEE], " Kč"]
Print["Roční rozdíl mezi náklady na provoz absorpčních a kompresorových jednotek a
výnosy z provozu točivé redukce je: ", Round[ $\left(\text{RocniVynosyEE} - \frac{\text{Last}[\text{EnerNAK}][[2]]}{3600}\right)$ ], " Kč"]

```

Závěrečné výstupy z programu

Chladicí výkon odpovídající dlouhodobě rekordní teplotě v ČR 40,4°C 15.64 MW

Maximální potřeba chladicího výkonu v modelovém roce 2018 je 10.887 MW



Z grafu seřazené spotřeby chladu, je patrné, že chlazení probíhá méně než po 3000 hodin ročně a proto je zde nárok na vyšší sazbu zeleného bonusu

Spotřeba chladu během modelovaného roku 2018 je: 6776 MWh

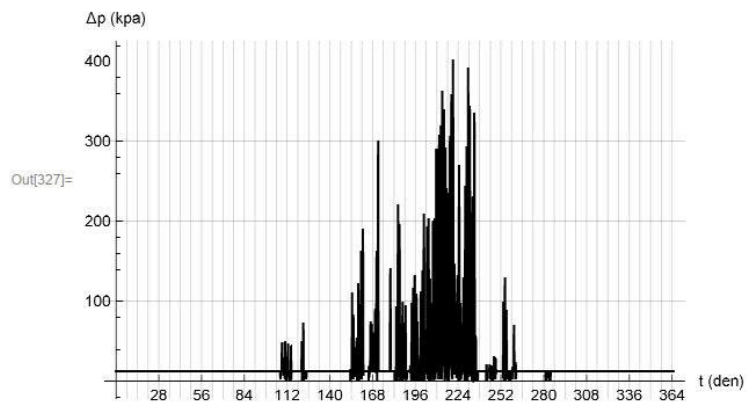
Vypočítaný průměr chlazeného potrubí je:

39.71 cm pro aplikaci vybereme nejbližší průměr z produktové řady

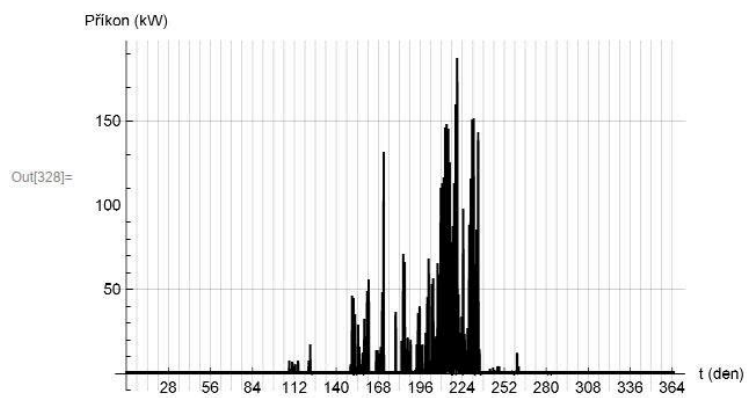
Vypočítaný průměr chladicího potrubí je:

51.52 cm pro aplikaci vybereme nejbližší průměr z produktové řady

Tlaková ztráta v čase v okruhu chlazené vody

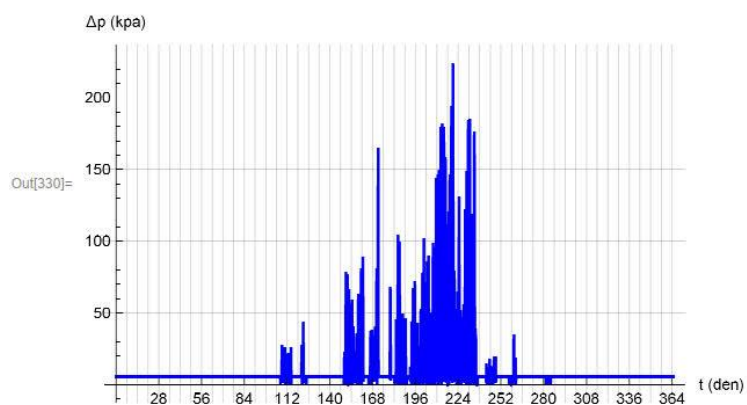


Výkon čerpadla v průběhu roku v okruhu chlazené vody

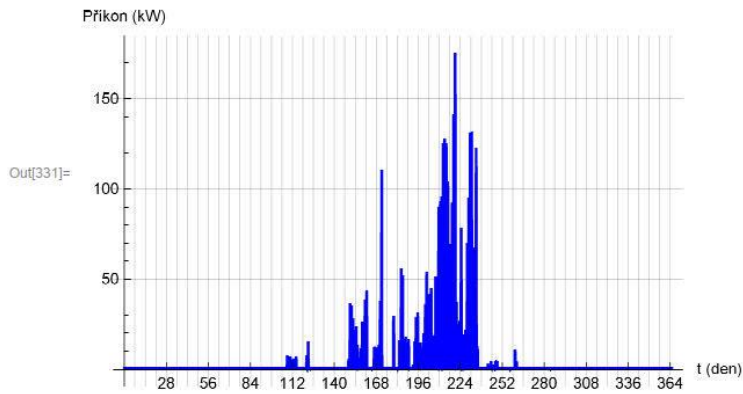


Spotřebovaná energie čerpadlem chlazené vody: 38.6 MWh

Tlaková ztráta v čase v okruhu chladicí vody

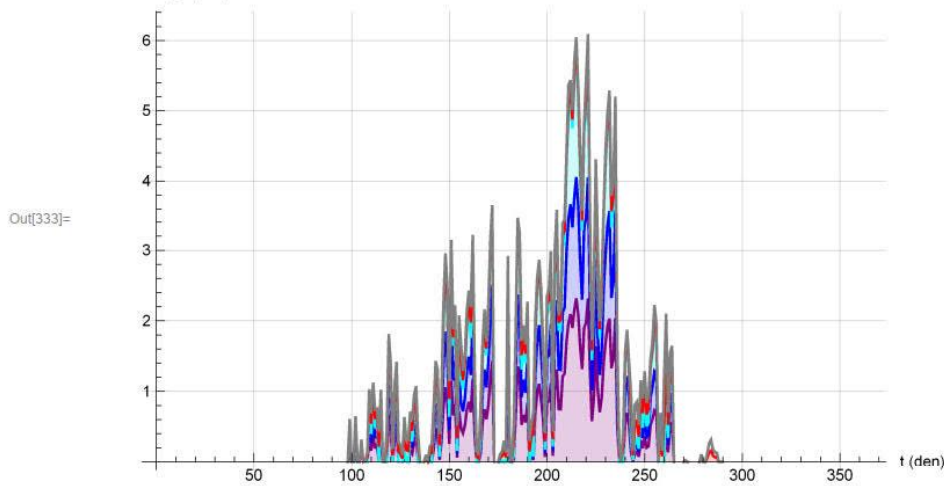


Aktuální příkon čerpadla v okruhu chladicího media v během roku

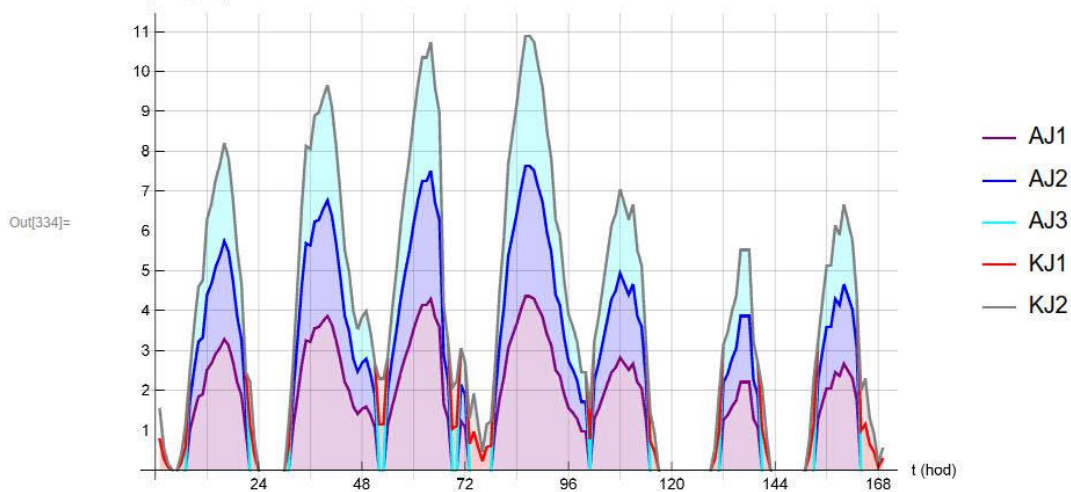


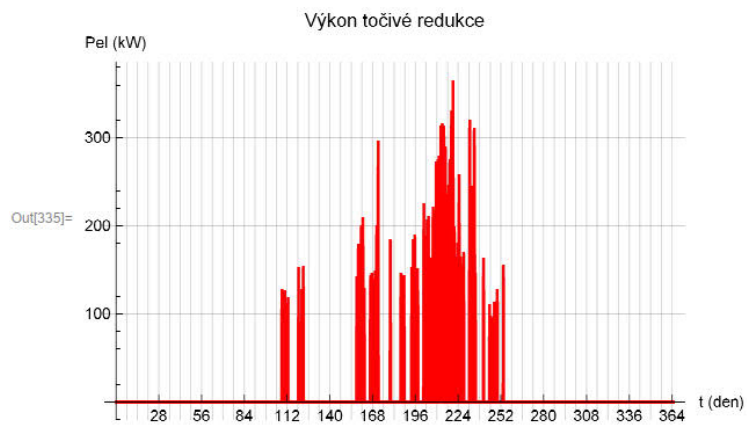
Spotřebovaná energie čerpadlem chladicí vody: 31.4 MWh

Skladba průměrného denního zatížení zdrojů chladu v průběhu roku bez optimalizace
Skladba zdrojů (MW)



Skladba zatížení zdrojů chladu v průběhu letního týdne bez optimalizace
Chladicí výkon (MW)





Roční náklady na chlad jsou: 3 582 782 Kč

Roční výroba elektrické energie z točivé redukce je: 182. MWh

Roční výnosy z prodeje elektrické energie z točivé redukce jsou: 732 448 Kč

Roční rozdíl mezi náklady na provoz absorpčních a
kompresorových jednotek a výnosy z provozu točivé redukce je: -2 850 334 Kč

12.2. Zdrojový kód výpočtu nákladových křivek zdrojů chlazení v SW Mathematica

Nákladové křivky

Vstupní parametry výpočtu a konstanty

```
In[1]:= coolingfactor = Interpolation[{{0, 0.6}, {0.2, 1.2}, {0.50, 1.65}, {0.775, 1.65}, {1, 1.35}}];
PinstAJ1 = 4.652;
PinstAJ2 = 3.489;
PinstKJ = 2.088;

PchlazAJ1 = Table[PinstAJ1*i, {i, 0.1, 1, 0.1}];
PchlazAJ2 = Table[PinstAJ2*i, {i, 0.1, 1, 0.1}];

(*Parametry KJ*)
coolingfactorKJ = 2.987;
PelmaxKJ = 699; (*kwh/h*)
Tvoda = 95.; (*kondenzát hnací páry z AJ*)

(*Parametry točivé redukce*)
c = 4186.; (* J / (kg*K) *)
TeplotaKondenatuZAJ = Tvoda;
hKondenzatZAJ = c * TeplotaKondenatuZAJ;
hparaa = 2905 * 103; (*Hodnota odečtena z Mollierova diagramu*)
hparae = 2775 * 103; (*Hodnota odečtena z Mollierova diagramu*)

(*Ceny energií*)
cenazTurbiny = 3300; (*Kč/MWh*)
PodporaKVET = 725; (*Kč/MWh*)
CenaPary = 220; (*Kč/GJ*)
CenaEE = 1780; (*Kč/MWh*)
```

Výpočet nákladových křivek

```
In[19]:= CenaMWHKJ = CenaEE / coolingfactorKJ;
```

```

In[20]= CenaAJ1 = CenaPary *  $\frac{3.6}{1000000} * \frac{PchlazAJ1 * 1000000}{coolingfactor[PchlazAJ1 / PinstAJ1]} + 13.2 * \frac{CenaEE}{1000}$ ;
(*výpočet nákladů na energie pro AJ*)
mparaAJ1 =  $\frac{PchlazAJ1 * 1000000}{coolingfactor[PchlazAJ1 / PinstAJ1]}$ ; (*výpočet hmotnostního toku páry*)
PvyrobaAJ1 = mparaAJ1 * (hparaa - hparae) * 0.9; (*kg*((J/KG) - (J/KG))*)
ZiskZprodejeEEzAJ1 = (cenazTurbiny + PodporaKVET) *  $\frac{PvyrobaAJ1}{1000000}$ ;
(*výpočet zisku z prodeje EE z točivé redukce*)
CENAkompLetAJ1 = CenaAJ1 - ZiskZprodejeEEzAJ1; (*Rozdíl mezi nákladem na energie AJ a výnosem z TR*)

VstuDoProkladuAJ1 = Thread[Table[PinstAJ1*i, {i, 0.1, 1, 0.1}], CENAkompLetAJ1];

```



```

In[26]:= CenaAJ2 = CenaPary*  $\frac{3.6}{1000000} * \frac{PchlazAJ2*1000000}{coolingfactor[PchlazAJ2/PinstAJ2]} + 11.7 * \frac{CenaEE}{1000}$ ;
(*výpočet nákladů na energie pro AJ*)
mparaAJ2 =  $\frac{PchlazAJ2*1000000}{coolingfactor[PchlazAJ2/PinstAJ2]}$ ; (*výpočet hmotnostního toku páry*)
hparae = hKondenzatZAJ
PvyrobaAJ2 = mparaAJ2 * (hparaa - hparae) * 0.9; (*kg* ((J/KG) - (J/KG)) *)
ZiskZprodejeEEzAJ2 = (cenazTurbiny + PodporaKVET) *  $\frac{PvyrobaAJ2}{1000000}$ ;
(*výpočet zisku z prodeje EE z točivé redukce*)
CENAKompletAJ2 = CenaAJ2 - ZiskZprodejeEEzAJ2; (*Rozdíl mezi nákladem na energie AJ a výnosem z TR*)

VstuDoProkladuAJ2 = Thread[Table[PinstAJ2*i, {i, 0.1, 1, 0.1}], CENAKompletAJ2]];

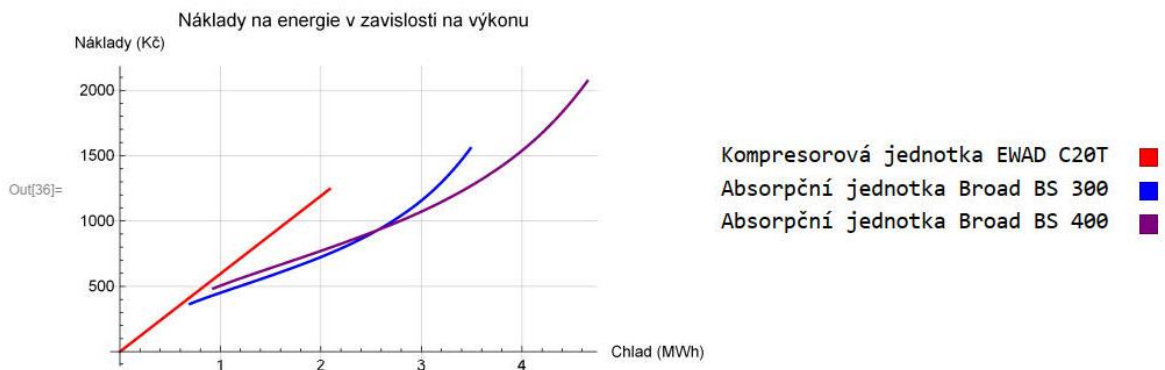
intAJ2 = Interpolation[Thread[Table[PinstAJ2*i, {i, 0.1, 1, 0.1}], CENAKompletAJ2]]];
AJ2 = Plot[intAJ2[t], {t, PinstAJ2*0.2, PinstAJ2}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Chlad (MWh)", "Náklady [KC]"},
GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Palivové náklady v závislosti na výkonu",
PlotStyle -> Blue, PlotRange -> Full, PlotLegends -> Blue "Absorpční jednotka Broad BS 300 "];

intKJ =
Interpolation[Thread[Table[PinstKJ*i, {i, 0.1, 1, 0.1}], Table[CenaMWHKJ*PinstKJ*i, {i, 0.1, 1, 0.1}]]];
KJ = Plot[intKJ[t], {t, 0., PinstKJ}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Chlad (MWh)", "Náklady (Kč)"},
GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Náklady na energie v závislosti na výkonu",
PlotStyle -> Red, PlotLegends -> Red "Kompresorová jednotka EWAD C20T "];

intAJ1 = Interpolation[Thread[Table[PinstAJ1*i, {i, 0.1, 1, 0.1}], CENAKompletAJ1]]];
AJ1 = Plot[intAJ1[t], {t, PinstAJ1*0.2, PinstAJ1}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Chlad (MWh)", "Náklady [KC]"},
GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Palivové náklady v závislosti na výkonu",
PlotStyle -> Purple, PlotRange -> Full, PlotLegends -> Purple "Absorpční jednotka Broad BS 400 "];

Show[{KJ, AJ2, AJ1}]

```



Proložení nákladových křivek polynomem 3. řádu

```

In[38]:= SetDirectory[NotebookDirectory[]];
data = VstuDoProkladuAJ1;

```

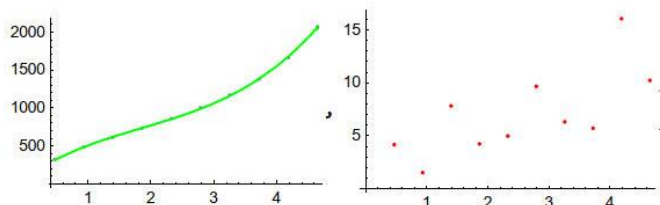
```
In[40]= proklad = Module[{model, err, proMinimim, a, b, c, d, e, f, g, h, dos, proklad, plpr, pldat, chyba},
  (*Algoritmus pro proklad funkce vychází z látky probrané v předmětu BIM15IAP [17]*)
  model[x_] := a + b*x + c*x*x + d*x*x*x;

  err[{x_, y_}] := (y - model[x])2;
  proMinimim = Plus @@ (err /@ data);
  dos = FindMinimum[proMinimim, {a, 0}, {b, 0}, {c, 0}, {d, 4}, {e, 10000}, {f, 0}, {g, 0}, {h, 0}][[2]];
  proklad = model[x] /. dos;
  {xmin, xmax} = {Min[First /@ data], Max[First /@ data]};
  plpr = Plot[proklad, {x, xmin, xmax}, PlotStyle -> Green, PlotRange -> All];
  pldat = ListPlot[data, PlotRange -> All];

  Print["Rovnice prokladu pro AJ1 je: y = ", proklad];
  chyba = Table[{data[[i, 1]], Abs[data[[i, 2]] - proklad /. x -> data[[i, 1]]]}, {i, 1, Length[data]}];
  Print["Maximalni odchylka prokladu od vstupnich dat: ", Max[Table[chyba[[i, 2]], {i, 1, Length[chyba]}]];
  Print[];
  {proklad, Show[pldat, plpr], ListPlot[chyba, PlotStyle -> Red]};
proklad[[]]

Rovnice prokladu pro AJ1 je: y = 93.6764 + 546.217 x - 161.386 x2 + 28.982 x3
Maximalni odchylka prokladu od vstupnich dat: 16.0183
```

Out[41]= $93.6764 + 546.217 x - 161.386 x^2 + 28.982 x^3$,



```
In[43]= SetDirectory[NotebookDirectory[]];
data2 = VstuDoProkladuAJ2;

In[45]= proklad = Module[{model, err, proMinimim, a, b, c, d, e, f, g, h, dos, proklad, plpr, pldat, chyba},
  (*Algoritmus pro proklad funkce vychází z látky probrané v předmětu BIM15IAP [17]*)
  model[x_] := a + b*x + c*x*x + d*x*x*x;

  err[{x_, y_}] := (y - model[x])2;
  proMinimim = Plus @@ (err /@ data2);
  dos = FindMinimum[proMinimim, {a, 0}, {b, 0}, {c, 0}, {d, 4}, {e, 10000}, {f, 0}, {g, 0}, {h, 0}][[2]];
  proklad = model[x] /. dos;
  {xmin, xmax} = {Min[First /@ data2], Max[First /@ data2]};
  plpr = Plot[proklad, {x, xmin, xmax}, PlotStyle -> Green, PlotRange -> All];
  pldat = ListPlot[data2, PlotRange -> All];

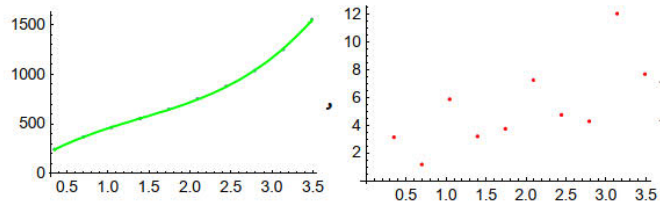
  Print["Rovnice prokladu pro AJ2 je: y = ", proklad];
  chyba = Table[{data2[[i, 1]], Abs[data2[[i, 2]] - proklad /. x -> data2[[i, 1]]]}, {i, 1, Length[data2]}];
  Print["Maximalni odchylka prokladu od vstupnich dat: ", Max[Table[chyba[[i, 2]], {i, 1, Length[chyba]}]];
  Print[];
  {proklad, Show[pldat, plpr], ListPlot[chyba, PlotStyle -> Red]};

proklad[[]]
```

Rovnice prokladu pro AJ2 je: $y = 73.4613 + 546.217 x - 215.182 x^2 + 51.5236 x^3$

Maximalni odchylka prokladu od vstupnich dat: 12.0137

Out[46]= $\{73.4613 + 546.217 x - 215.182 x^2 + 51.5236 x^3,$



12.3. Zdrojový kód výpočtu optimalizace systému chlazení v SW Mathematica

Výpočet optimalizace systému chlazení

Vstupní veličiny a konstanty

```
ClearAll["Global`*"];
Quiet@Remove["Global`*"];
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
$HistoryLength = 3;

MW = 106;
PChlazenList = Import["dat.CSV"]; (*Importování požadavku na chladicí výkon*)
PChlazen = Interpolation[PChlazenList]; (*Interpolace dat*)
nDat = Length[PChlazenList]; (*Počet dat*)
Cas = 30 * 60. * Range[0, nDat - 1]; (*Generace časové osy*)
tmax = Last[Cas]; (*Délka časové osy*)

PinstAJ = 3.489; (*Instalovaný výkon absorpční jednotky 2 a 3*)
PinstKJ = 2.088000; (*Instalovaný výkon kompresorové jednotky 2 a 3*)
PinstAJ1 = 4.652; (*Instalovaný výkon absorpční jednotky 1*)
PCelkovyInstalovany = PinstAJ1 + 2 * PinstAJ + 2 * PinstKJ;
```

Algoritmus optimalizace

```
n = 5; (*počet zdrojů chladu*)
koeficientyNakladu = {{93.6764, 546.217, -161.386, 28.982}, {73.4613, 546.217, -215.182, 51.5236},
{73.46131, 546.2171, -215.182, 51.52361}, {0, 595.916, 0, 0}, {0, 595.9161, 0, 0}};
(*vycházejí z notebooku: Nakladove krivky.nb*)
minMaxVykony = {{0.2 * PinstAJ1, PinstAJ1}, {0.2 * PinstAJ, PinstAJ},
{0.2 * PinstAJ, PinstAJ}, {0., PinstKJ}, {0., PinstKJ}}; (*výkonová omezení jednotlivých zdrojů*)
fNaklady[vykon_, {a_, b_, c_, d_}] := +a + b * vykon + c * vykon2 + d * vykon3;
(*tvorba funkcí na základě nákladových křivek*)
vykony = Pn & /@ Range[n];
naklady = Plus @@ MapThread[fNaklady, {vykony, koeficientyNakladu}];

fOmezeniVykonova[vykon_, {a_, b_}] := a ≤ vykon ≤ b || vykon == 0;
(*výkonová omezení jednotlivých zdrojů s možností vypínání zdrojů*)
omezeniVykonova = MapThread[fOmezeniVykonova, {vykony, minMaxVykony}];

Optimalizace[vykonCelkemZadany_] := Module[{podminkaCelkovehoVykonu, podminkyCelkem, Vysledek},
podminkaCelkovehoVykonu =
{vykonCelkemZadany == vykony[[1]] + vykony[[2]] + vykony[[3]] + vykony[[4]] + vykony[[5]]};
podminkyCelkem = Union[omezeniVykonova, podminkaCelkovehoVykonu];
Vysledek = NMinimize[Join[{naklady}, podminkyCelkem], vykony] // Quiet;

{Vysledek[[1]], Vysledek[[2]], Vysledek}
];
(*Algoritmus optimalizace vychází z látky odpřednášené v předmětu B1M15IAP [17]*)

pomocnatabulka = Table[Optimalizace[i][[3]], {i, 0, PCelkovyInstalovany, 0.1}]
```


Nasazování jednotlivých zdrojů

```
(*vytvoření závislosti zatížení jednotlivých zdrojů na požadovaném chladicím výkonu*)

inxp1 = Table[Position[pomocnatabulka[[i, 2]], P1][[1, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
Prikon1 = Table[P1 /. pomocnatabulka[[i, 2, inxp1[[i]]]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

inxp2 = Table[Position[pomocnatabulka[[i, 2]], P2][[1, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
Prikon2 = Table[P2 /. pomocnatabulka[[i, 2, inxp2[[i]]]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

inxp3 = Table[Position[pomocnatabulka[[i, 2]], P3][[1, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
Prikon3 = Table[P3 /. pomocnatabulka[[i, 2, inxp3[[i]]]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

inxp4 = Table[Position[pomocnatabulka[[i, 2]], P4][[1, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
Prikon4 = Table[P4 /. pomocnatabulka[[i, 2, inxp4[[i]]]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

inxp5 = Table[Position[pomocnatabulka[[i, 2]], P5][[1, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
Prikon5 = Table[P5 /. pomocnatabulka[[i, 2, inxp5[[i]]]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

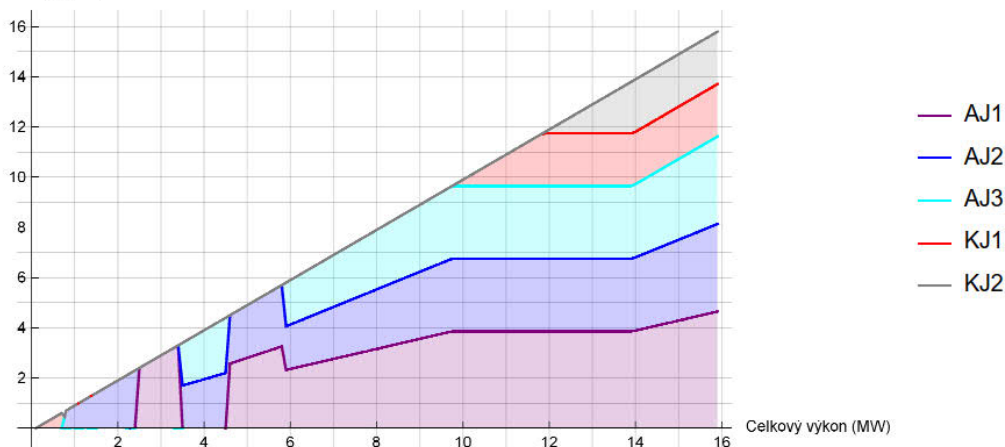
VykonyCelkove = Table[i*0.1, {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];

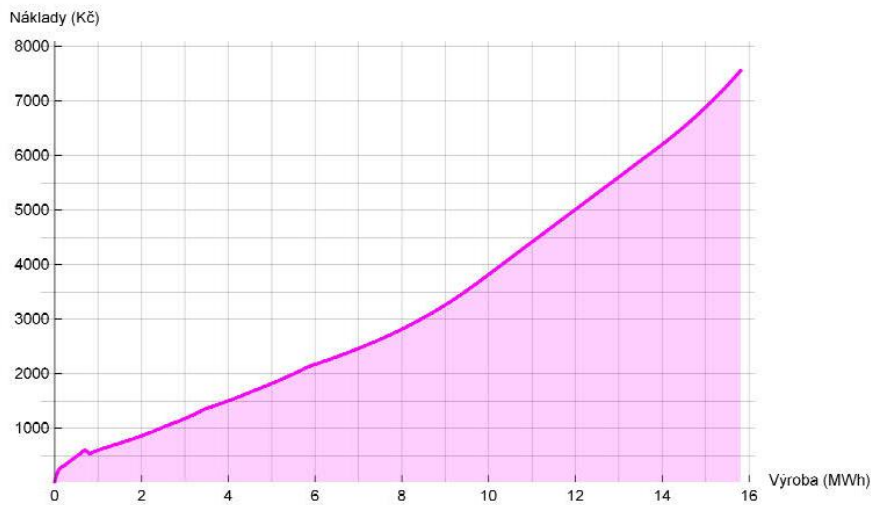
ListVykonu1 = Thread[{VykonyCelkove, Prikon1}];
ListVykonu2 = Thread[{VykonyCelkove, Prikon2}];
ListVykonu3 = Thread[{VykonyCelkove, Prikon3}];
ListVykonu4 = Thread[{VykonyCelkove, Prikon4}];
ListVykonu5 = Thread[{VykonyCelkove, Prikon5}];

SPL3 = StackedListPlot[{ListVykonu1, ListVykonu2, ListVykonu3, ListVykonu4, ListVykonu5},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Skladba zdrojů (MW)"}, GridLines ->
  {{0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16}, {0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16}},
  PlotLabel -> "Nasazování jednotlivých zdrojů v závislosti an požadovaném chladicím výkonu",
  PlotLegends -> {"AJ1", "AJ2", "AJ3", "KJ1", "KJ2"}, PlotStyle -> {Purple, Blue, Cyan, Red, Gray},
  Ticks -> {{0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16}, {0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16}} ]

(*Tvorba závislosti nákladů na zatížení chladicího systému*)
ListNakladu = Table[pomocnatabulka[[i, 1]], {i, 1, Length[pomocnatabulka]}];
FunkceNakladu = Interpolation[Prepend[Thread[{VykonyCelkove, ListNakladu}], {0, 0}]];
Plot[FunkceNakladu[t], {t, 0., PCelkovyInstalovany}, PlotRange -> {16, 8100},
  AxesLabel -> {"Výroba (MWh)", "Náklady (Kč)"}, PlotLabel -> "", PlotStyle -> {Magenta, Thick},
  GridLines -> {{0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16},
  {0, 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6500, 7000, 7500, 8000}},
  Ticks -> {{0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16}, {0, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000}}, Filling -> Axis]
```

Nasazování jednotlivých zdrojů v závislosti an požadovaném chladicím výkonu
Skladba zdrojů (MW)

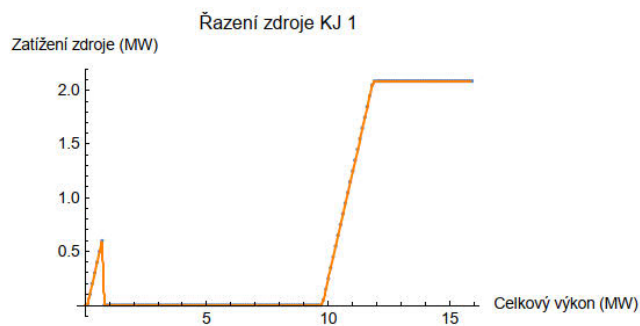
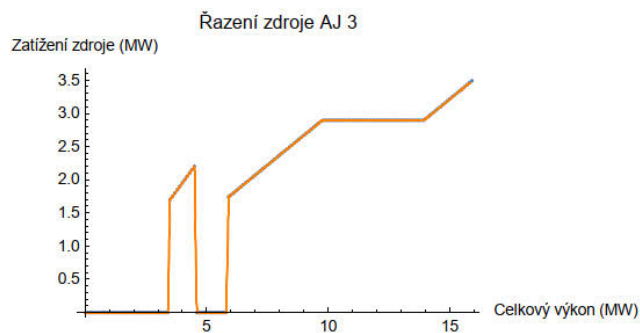
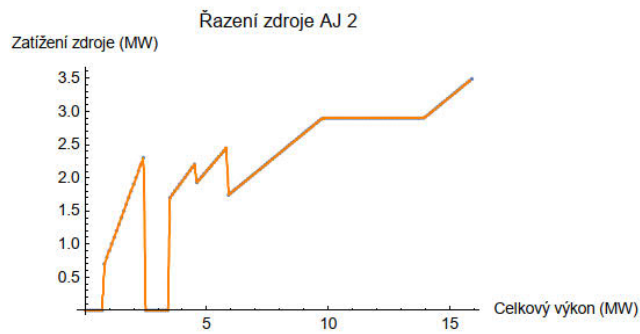
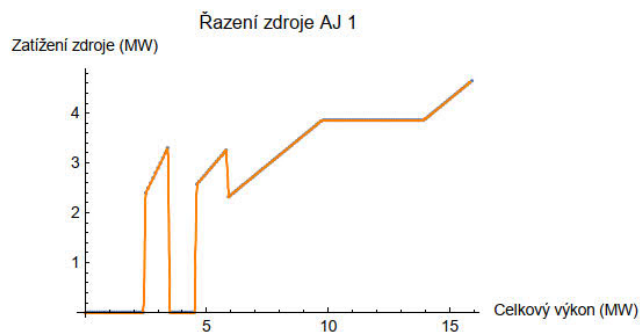


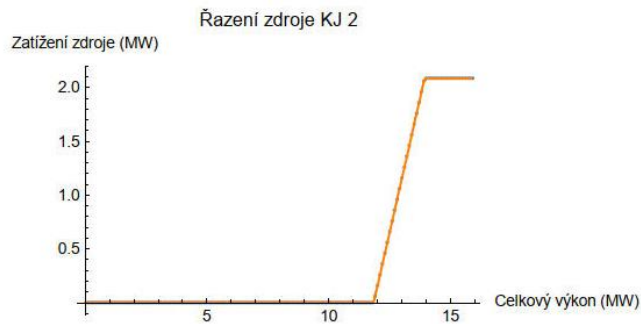


(*Detail řazení jednotlivých zdrojů v závislosti na požadovaném chladičím výkonu a interpolace těchto křivek*)

```
Show[ListPlot[ListVykonu1, PlotLabel -> "Řazení zdroje AJ 1",
  AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Zatížení zdroje (MW)"},
  Plot[Interpolation[Prepend[ListVykonu1, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1][p],
  {p, 0, PCelkovyInstalovany}, PlotStyle -> Orange]]
Show[ListPlot[ListVykonu2, PlotLabel -> "Řazení zdroje AJ 2",
  AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Zatížení zdroje (MW)"},
  Plot[Interpolation[Prepend[ListVykonu2, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1][p],
  {p, 0, PCelkovyInstalovany}, PlotStyle -> Orange]]
Show[ListPlot[ListVykonu3, PlotLabel -> "Řazení zdroje AJ 3",
  AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Zatížení zdroje (MW)"},
  Plot[Interpolation[Prepend[ListVykonu3, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1][p],
  {p, 0, PCelkovyInstalovany}, PlotStyle -> Orange]]
Show[ListPlot[ListVykonu4, PlotLabel -> "Řazení zdroje KJ 1",
  AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Zatížení zdroje (MW)"},
  Plot[Interpolation[Prepend[ListVykonu4, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1][p],
  {p, 0, PCelkovyInstalovany}, PlotStyle -> Orange]]
Show[ListPlot[ListVykonu5, PlotLabel -> "Řazení zdroje KJ 2",
  AxesLabel -> {"Celkový výkon (MW)", "Zatížení zdroje (MW)"},
  Plot[Interpolation[Prepend[ListVykonu5, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1][p],
  {p, 0, PCelkovyInstalovany}, PlotStyle -> Orange]]

FunkceVykonu1 = Interpolation[Prepend[ListVykonu1, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1];
FunkceVykonu2 = Interpolation[Prepend[ListVykonu2, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1];
FunkceVykonu3 = Interpolation[Prepend[ListVykonu3, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1];
FunkceVykonu4 = Interpolation[Prepend[ListVykonu4, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1];
FunkceVykonu5 = Interpolation[Prepend[ListVykonu5, {0, 0}], InterpolationOrder -> 1];
```



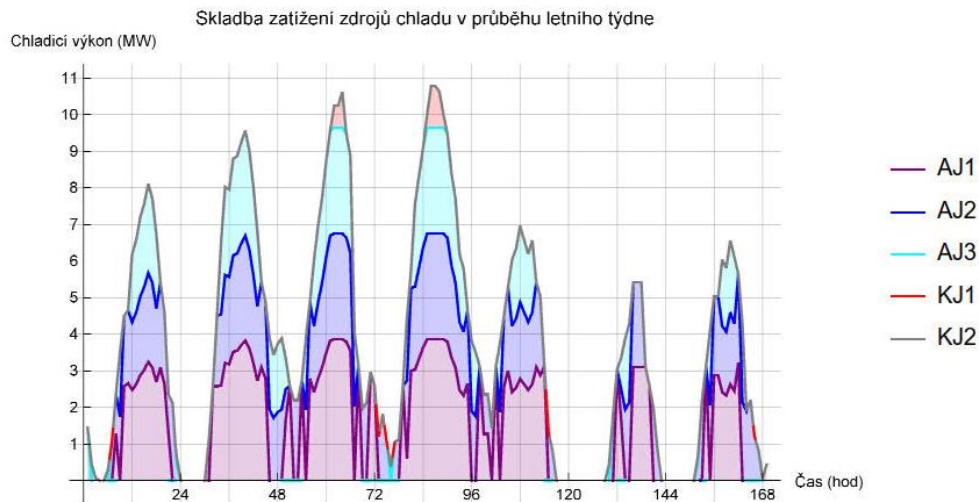


(*Nasazování jednotlivých zdrojů v průběhu roku*)

(*Výpočet a zobrazení nasazování zdrojů v průběhu letního týdne*)

```
ListP1 = Table[FunkceVykonu1[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
ListP2 = Table[FunkceVykonu2[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
ListP3 = Table[FunkceVykonu3[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
ListP4 = Table[FunkceVykonu4[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];
ListP5 = Table[FunkceVykonu5[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, 18748800, 18748800 + 604800, 60 * 60}];

SLP1 = StackedListPlot[{ListP1, ListP2, ListP3, ListP4, ListP5},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Čas (hod)", "Chladicí výkon (MW)"},
  GridLines -> {{0, 12, 24, 36, 48, 60, 72, 84, 96, 108, 120, 132, 144, 156, 168}, {0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11}},
  PlotLabel -> "Skladba zatížení zdrojů chladu v průběhu letního týdne",
  PlotLegends -> {"AJ1", "AJ2", "AJ3", "KJ1", "KJ2"}, PlotStyle -> {Purple, Blue, Cyan, Red, Gray},
  FillingStyle -> Automatic, Ticks -> {{0, 24, 48, 72, 96, 120, 144, 168}, {0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11}}]
```



(*Výpočet a zobrazení nasazování zdrojů v průběhu roku*)

```

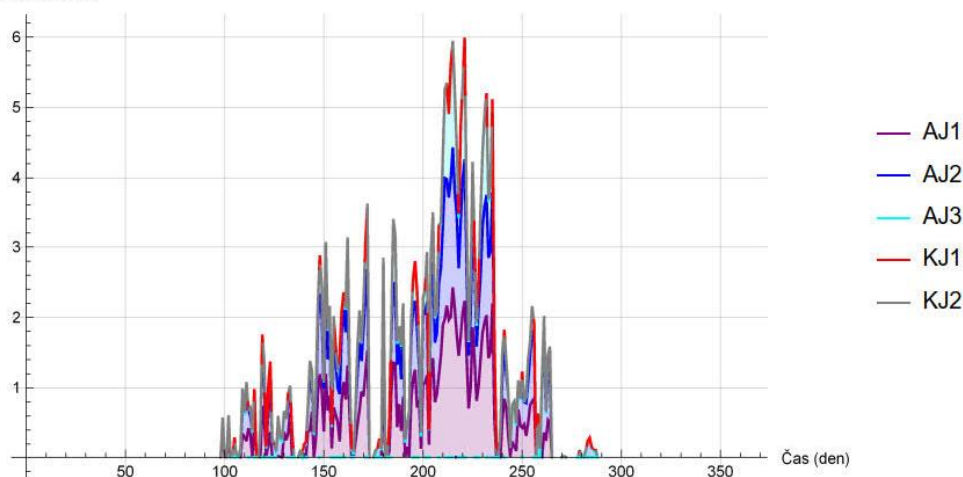
DenniP1 = Table[Mean[Table[FunkceVykonu1[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]],
  {i, 0, 365}]; // Quiet
DenniP2 = Table[Mean[Table[FunkceVykonu2[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]],
  {i, 0, 365}]; // Quiet
DenniP3 = Table[Mean[Table[FunkceVykonu3[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]],
  {i, 0, 365}]; // Quiet
DenniP4 = Table[Mean[Table[FunkceVykonu4[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]],
  {i, 0, 365}]; // Quiet
DenniP5 = Table[Mean[Table[FunkceVykonu5[ $\frac{PChlazený[t]}{1000000}$ ], {t, i * 24 * 60 * 60, (i + 1) * 24 * 60 * 60, 60 * 15}]],
  {i, 0, 365}]; // Quiet
totalP1 = 24 * Total[DenniP1];
totalP2 = 24 * Total[DenniP2];
totalP3 = 24 * Total[DenniP3];
totalP4 = 24 * Total[DenniP4];
totalP5 = 24 * Total[DenniP5];
SUMA = totalP1 + totalP2 + totalP3 + totalP4 + totalP5;

SLP2 = StackedListPlot[{DenniP1, DenniP2, DenniP3, DenniP4, DenniP5},
  PlotRange -> All, AxesLabel -> {"Čas (den)", "Skladba zdrojů (MW)"}, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> "Skladba průměrného denního zatížení zdrojů chladu v průběhu roku",
  PlotLegends -> {"AJ1", "AJ2", "AJ3", "KJ1", "KJ2"}, PlotStyle -> {Purple, Blue, Cyan, Red, Gray}]

Print["AJ1 zajistí: ", Round[100 * totalP1 / SUMA, 0.1] " % roční spotřeby chladu v modelovém roce"]
Print["AJ2 zajistí: ", Round[100 * totalP2 / SUMA, 0.1] " % roční spotřeby chladu v modelovém roce"]
Print["AJ3 zajistí: ", Round[100 * totalP3 / SUMA, 0.1] " % roční spotřeby chladu v modelovém roce"]
Print["KJ1 zajistí: ", Round[100 * totalP4 / SUMA, 0.1] " % roční spotřeby chladu v modelovém roce"]
Print["KJ2 zajistí: ", Round[100 * totalP5 / SUMA, 0.1] " % roční spotřeby chladu v modelovém roce"]

```

Skladba průměrného denního zatížení zdrojů chladu v průběhu roku
Skladba zdrojů (MW)



AJ1 zajistí: 38.6 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

AJ2 zajistí: 41.6 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

AJ3 zajistí: 18.5 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

KJ1 zajistí: 1.4 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

KJ2 zajistí: 0. % roční spotřeby chladu v modelovém roce

$\Delta t = 10 \times 60$; (*Výpočet roční spotřeby chladu interpolací. Algoritmus vychází z předmětu BIM15IAP [17]*)

$nKroku = \text{Round}\left[\frac{t_{\max}}{\Delta t}\right]$;

derivace[t_] := PChlazení[t];

RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[

{k1, k2, k3, k4},

k1 = derivace[t];

k2 = derivace[t + $\frac{\Delta t}{2}$];

k3 = derivace[t + $\frac{\Delta t}{2}$];

k4 = derivace[t + Δt];

{t + Δt , y + $\frac{\Delta t}{6} \times (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)$ }

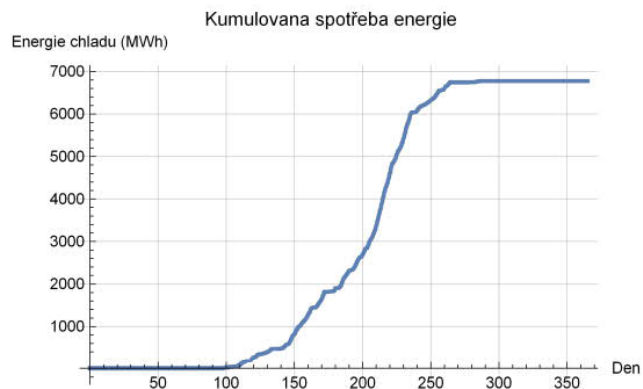
];

EnerCHLAD = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];

kum1 = ListPlot[EnerCHLAD /. {t_, e_} \rightarrow { $\frac{t}{24 \times 3600}$, $\frac{e}{3.6 \times 1000000000}$ },

AxesLabel \rightarrow {"Den", "Energie chladu (MWh)"}, PlotLabel \rightarrow "Kumulovana spotřeba energie ",

Joined \rightarrow True, GridLines \rightarrow Automatic, PlotStyle \rightarrow {Thickness[0.008]} // Quiet



$\Delta t = 10 \times 60$; (*Výpočet roční spotřeby chladu interpolací. Algoritmus vychází z předmětu BIM15IAP [17]*)

$nKroku = \text{Round}\left[\frac{t_{\max}}{\Delta t}\right]$;

$\text{derivace}[t_]:= \text{FunkceNakladu}\left[\frac{\text{PChlazený}[t]}{1000000}\right]$;

$\text{RungeKuttaKrok}[\{t_ , y_ \}] := \text{Module}\left[\right.$
 $\{k1, k2, k3, k4\}$,
 $k1 = \text{derivace}[t]$;
 $k2 = \text{derivace}\left[t + \frac{\Delta t}{2}\right]$;
 $k3 = \text{derivace}\left[t + \frac{\Delta t}{2}\right]$;
 $k4 = \text{derivace}[t + \Delta t]$;
 $\left\{t + \Delta t, y + \frac{\Delta t}{6} * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)\right\}$
 $\left. \right]$;

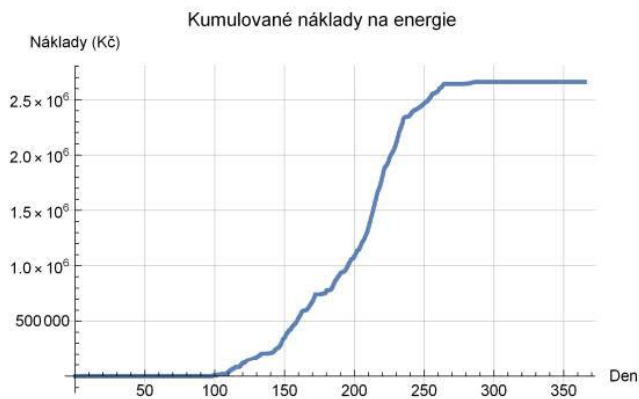
$\text{EnerNAK} = \text{NestList}[\text{RungeKuttaKrok}, \{0, 0\}, nKroku]$;

$\text{kum1} = \text{ListPlot}\left[\text{EnerNAK} /. \{t_ , e_ \} \rightarrow \left\{\frac{t}{24 * 3600}, \frac{e}{3600}\right\},\right.$

$\text{AxesLabel} \rightarrow \{\text{"Den"}, \text{"Náklady (Kč)}\}$, $\text{PlotLabel} \rightarrow \text{"Kumulované náklady na energie"}$,

$\text{Joined} \rightarrow \text{True}$, $\text{GridLines} \rightarrow \text{Automatic}$, $\text{PlotStyle} \rightarrow \{\text{Thickness}[0.008]\}$ // Quiet

$\text{Print}\left[\text{"Roční náklady na chlad jsou: "}, \text{Round}\left[\frac{\text{Last}[\text{EnerNAK}][[2]]}{3600}\right], \text{" Kč"}\right]$



Roční náklady na chlad jsou: 2660279 Kč

```

Print["Roční spotřeba chladu je: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerCHLAD}][[2]]}{3.6 \times 1000000000}$ ], " MWh"]
Print["Roční náklady na palivo činí: ", Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerNAK}][[2]]}{3600}$ ], " Kč"]
Print["Průměrná cena chladu bez započítání nákladů na čerpadla je: ",
Round[ $\frac{\text{Last}[\text{EnerNAK}][[2]]}{3600} / \frac{\text{Last}[\text{EnerCHLAD}][[2]]}{3.6 \times 1000000000}$ , 0.1], " Kč/MWh"]
SPL3
SLP1
SLP2
Print["AJ1 zajistí: ", Round[100*totalP1/SUMA, 0.1] "% roční spotřeby chladu v modelovém roce "]
Print["AJ2 zajistí: ", Round[100*totalP2/SUMA, 0.1] "% roční spotřeby chladu v modelovém roce "]
Print["AJ3 zajistí: ", Round[100*totalP3/SUMA, 0.1] "% roční spotřeby chladu v modelovém roce "]
Print["KJ1 zajistí: ", Round[100*totalP4/SUMA, 0.1] "% roční spotřeby chladu v modelovém roce "]
Print["KJ2 zajistí: ", Round[100*totalP5/SUMA, 0.1] "% roční spotřeby chladu v modelovém roce "]
In[2]= Print[Style["
Výstupy a závěry z programu jsou: ", 28, Black]]

```

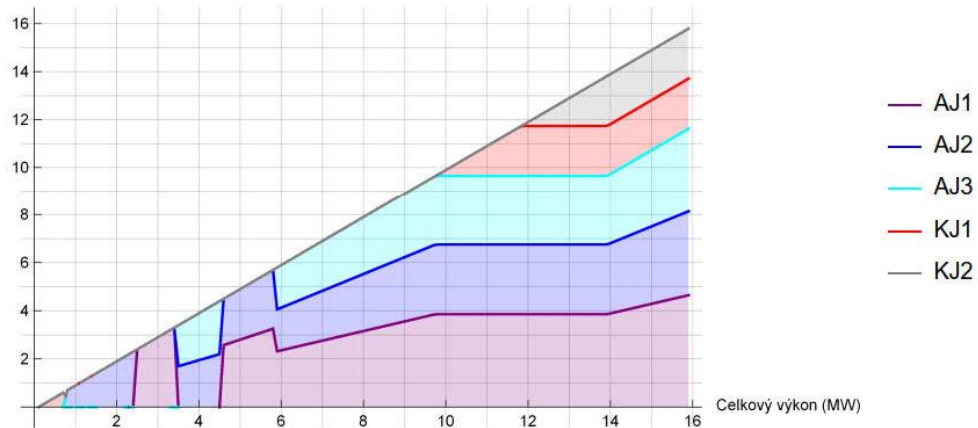
Výstupy a závěry z programu jsou:

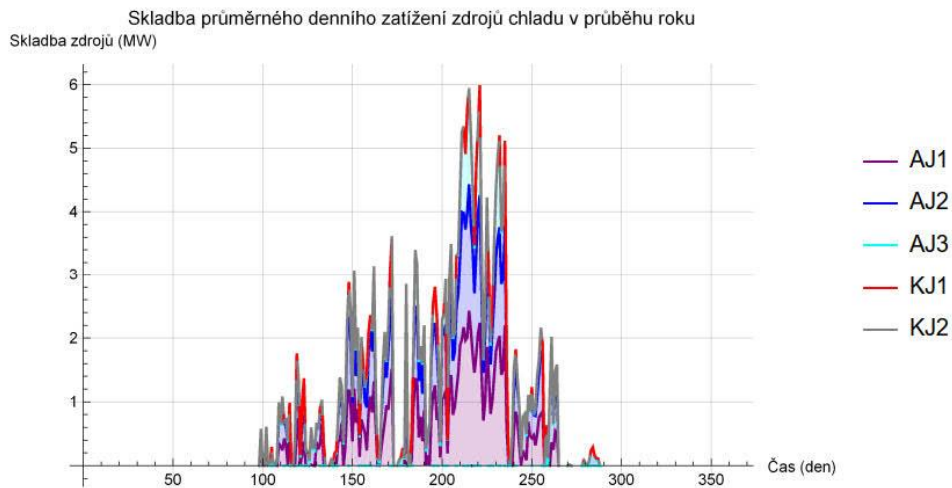
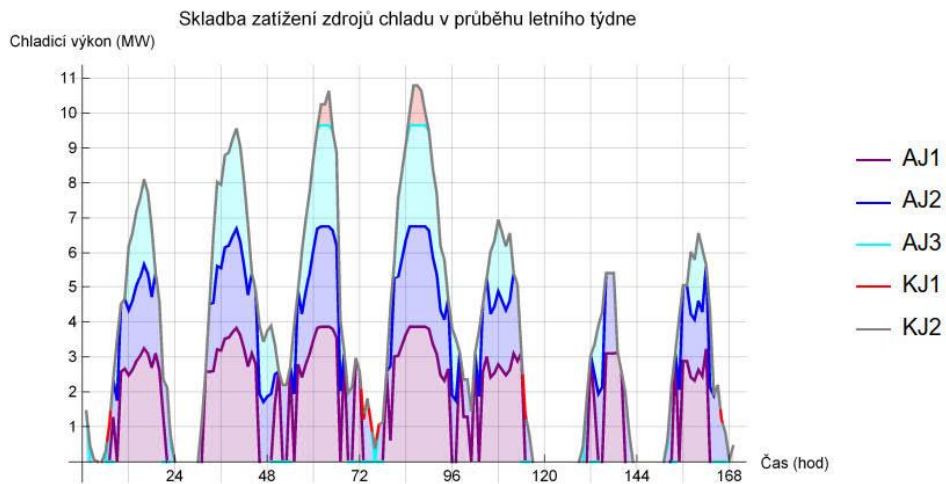
Roční spotřeba chladu je: 6776 MWh

Roční náklady na palivo činí: 2660279 Kč

Průměrná cena chladu bez započítání nákladů na čerpadla je: 392.6 Kč/MWh

Nasazování jednotlivých zdrojů v závislosti an požadovaném chladicím výkonu
Skladba zdrojů (MW)





AJ1 zajistí: 38.6 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

AJ2 zajistí: 41.6 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

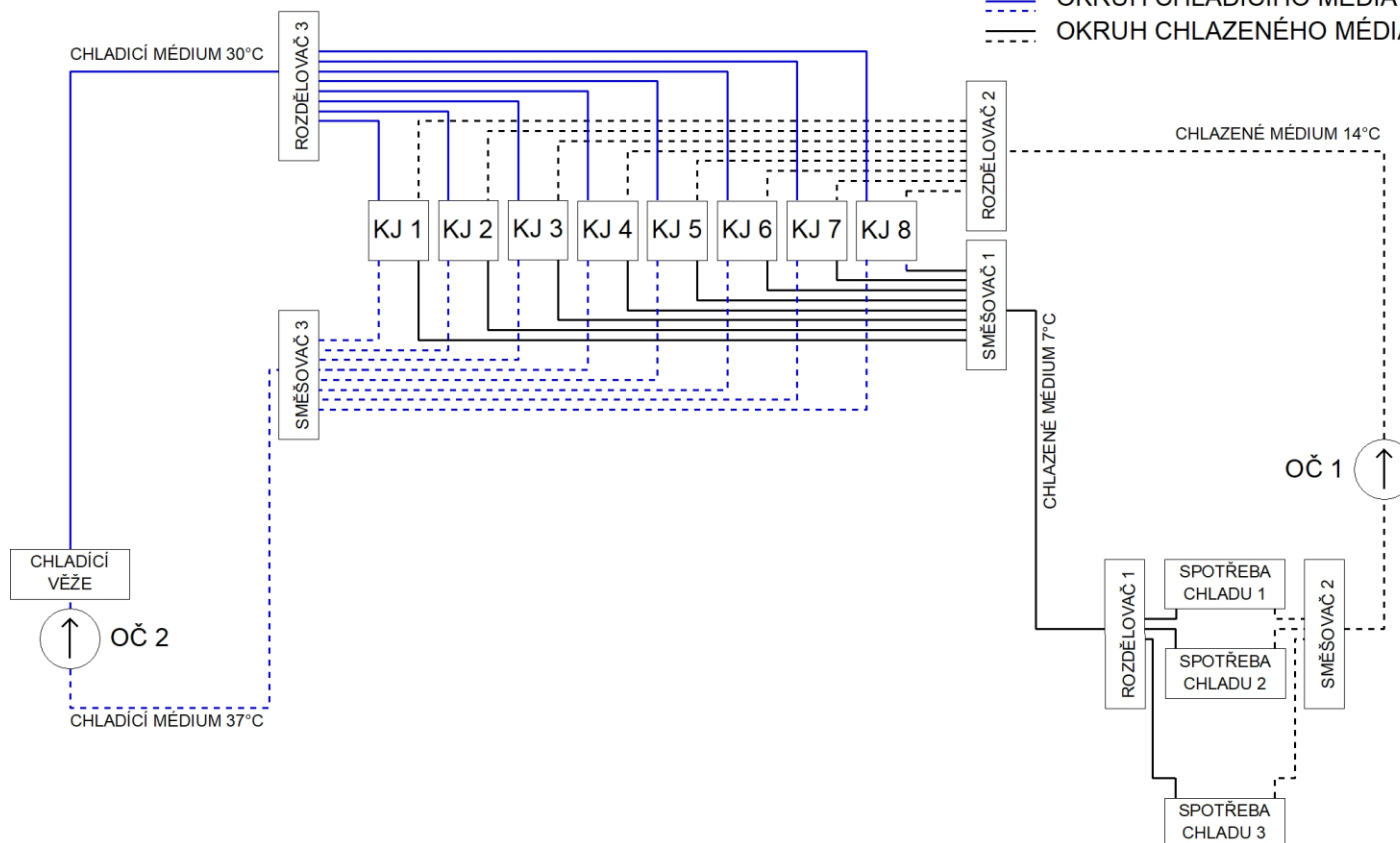
AJ3 zajistí: 18.5 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

KJ1 zajistí: 1.4 % roční spotřeby chladu v modelovém roce

KJ2 zajistí: 0. % roční spotřeby chladu v modelovém roce

12.4. Technologické schéma varianty 1

- KJ KOMPRESOROVÁ CHLADÍCI JEDNOTKA
- OČ OBĚHOVÉ ČERPADLO
- OKRUH CHLADICÍHO MÉDIA
- - - OKRUH CHLAZENÉHO MÉDIA



12.5. Technologické schéma varianty 2 a 3

