

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ**

**KATEDRA ELEKTROENERGETIKY A EKOLOGIE**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Optimalizace spotřeby el. energie v oběhové stanici  
- horkovod elektrárny Prunéřov**

**Autor: Bc. Petr Eberle**  
**Vedoucí práce: Doc. Ing. Zbyněk Martínek, CSc.**  
**Konzultant: Ing. Jiří Beneš Ph.D.**



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta elektrotechnická  
Akademický rok: 2011/2012

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr EBERLE**  
Osobní číslo: **E10N0183P**  
Studijní program: **N2612 Elektrotechnika a informatika**  
Studijní obor: **Elektroenergetika**  
Název tématu: **Optimalizace spotřeby el. energie v oběhové stanici - horkovod elektrárny Pruněřov**  
Zadávací katedra: **Katedra elektroenergetiky a ekologie**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište provozované technologie elektrárny Pruněřov.
2. Analyzujte problematiku využití frekvenčního měniče.
3. Navrhněte vhodné opatření.
4. Proveďte provozně - ekonomické výpočty.
5. Posuďte ekonomické efektivity (NPV CF, IRR, Tnávr ).

## **Anotace**

Tato diplomová práce se zaměřuje na problematiku aplikace nových zařízení do oběhové stanice horkovodu Pruněřov a jejich dopad na provozní ekonomiku. Cílem práce je navrhnout nové ekonomické řešení dodávky tepla pro odběrové lokality v přechodném a letním období. V úvodní části je popsáno základní technické vybavení elektrárny a stávající řešení oběhové stanice. Druhá část se zabývá návrhem nových oběhových čerpadel řízených frekvenčními měniči. V závěrečné části jsou provedeny provozně-ekonomické výpočty a ekonomické zhodnocení nově navrženého řešení.

## **Klíčová slova**

oběhové čerpadlo, regulace, frekvenční měnič, tlak, horkovod, Cash Flow

## **Abstract**

This diploma thesis is focused on application of new technology into the circulatory station hot water pipe Pruněřov and its impact on the operational economy. The goal is to design a new economical solution of heat supply for the sites of consumption in the transitional and summer time. In the introduction is described main technical equipment of the power plant and existing solution of the circulatory station. The second part is aimed on the design of new circulating pumps controlled by the frequency converters. The final part contains operation-economical calculations and economical evaluation of the newly designed solution.

## **Key words**

circulation pump, regulation, AC drive, pressure, hot-water pipe, Cash Flow



## **Prohlášení**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě elektrotechnické Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne 10.5.2012

Jméno a příjmení:

.....

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Zbyňkovi Martínkovi, CSc. za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Benešovi Ph.D. za pomoc a odborné rady při zpracování diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat svým rodičům a přítelkyni za podporu a trpělivost.



# Obsah

<b>OBSAH .....</b>	<b>9</b>
<b>PŘEHLED POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK .....</b>	<b>11</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....</b>	<b>12</b>
<b>PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK.....</b>	<b>13</b>
<b>ÚVOD.....</b>	<b>14</b>
<b>1 ELEKTRÁRNY PRUNÉŘOV .....</b>	<b>15</b>
<b>1.1 TECHNICKÉ VYBAVENÍ ELEKTRÁRNY PRUNÉŘOV II .....</b>	<b>15</b>
1.1.1 KOTELNA.....	15
1.1.1.1 Pomocná zařízení kotelny .....	16
1.1.1.1.1 Ventilátorový mlýn.....	16
1.1.1.1.2 Elektrostatický odlučovač popílku a odsíření .....	17
1.1.2 STROJOVNA .....	18
1.1.2.1 Parní turbína .....	18
1.1.2.2 Turbogenerátor.....	19
1.1.2.3 Výměňkové stanice .....	20
1.1.2.3.1 Teplárenská stanice TS-1.....	20
1.1.2.3.2 Teplárenská stanice TS-2.....	20
1.1.2.3.3 Teplárenská stanice TS-3.....	20
1.1.2.4 Redukční stanice .....	22
1.1.2.5 Čerpací stanice síťové vody.....	22
<b>1.2 VODNÍ HOSPODÁŘSTVÍ .....</b>	<b>22</b>
1.2.1 CHEMICKÁ ÚPRAVNA VODY.....	22
1.2.2 ČIŠTĚNÍ ODPADNÍCH VOD Z JEDNOTLIVÝCH PROVOZŮ.....	23
<b>1.3 ROZVOD ELEKTRICKÉ ENERGIE .....</b>	<b>24</b>
1.3.1 ROZVODNA ACA 400KV.....	24
1.3.2 ROZVODNA GIS 110KV .....	24
<b>2 TEPLÁRENSTVÍ, PROBLEMATIKA ČERPACÍ STANICE .....</b>	<b>25</b>
<b>2.1 DODÁVKA TEPLA .....</b>	<b>25</b>
2.1.1 DODÁVKA TEPLA V RÁMCI ČERPACÍ STANICE .....	27
2.1.1.1 Letní a přechodné období .....	27
<b>2.2 NÁVRH NOVÝCH ČERPADEL PRO PŘECHODNÝ A LETNÍ PROVOZ.....</b>	<b>28</b>
2.2.1 UMÍSTĚNÍ A ZPŮSOB PŘIPOJENÍ NOVÝCH ČERPADEL DO STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU .....	28
2.2.2 VÝBĚR VHODNÉHO TYPU ČERPADEL .....	29
2.2.3 REGULACE VÝKONU ČERPADEL.....	31

<b>3</b>	<b>PROBLEMATIKA FREKVENČNÍCH MĚNIČŮ .....</b>	<b>37</b>
<b>3.1</b>	<b>MOŽNOSTI REGULACE OTÁČEK U ASYNCHRONNÍHO POHONU .....</b>	<b>38</b>
<b>3.2</b>	<b>VÝBĚR VHODNÉHO FREKVENČNÍHO MĚNIČE.....</b>	<b>40</b>
3.2.1	POPIS ZJEDNODUŠENÉHO VNITŘNÍHO USPOŘÁDÁNÍ FREKVENČNÍHO MĚNIČE .....	41
<b>3.3</b>	<b>CHLAZENÍ A UMÍSTĚNÍ FREKVENČNÍCH MĚNIČŮ .....</b>	<b>42</b>
<b>3.4</b>	<b>MANIPULACE OBSLUHY, NASTAVENÍ FREKVENČNÍHO MĚNIČE .....</b>	<b>43</b>
<b>3.5</b>	<b>ELEKTROMAGNETICKÁ KOMPATIBILITA .....</b>	<b>44</b>
<b>3.6</b>	<b>SCHÉMA ZAPOJENÍ.....</b>	<b>44</b>
<b>3.7</b>	<b>SYSTÉM REGULACE A ZPŮSOB ŘÍZENÍ PŘI PARALELNÍM CHODU ČERPADEL .....</b>	<b>46</b>
<b>4</b>	<b>PROVOZNĚ-EKONOMICKÉ VÝPOČTY .....</b>	<b>48</b>
<b>4.1</b>	<b>PRŮMĚRNÁ MĚSÍČNÍ PRŮTOČNÁ MNOŽSTVÍ .....</b>	<b>48</b>
<b>4.2</b>	<b>ENERGETICKÁ BILANCE STÁVAJÍCÍHO A NAVRŽENÉHO ČERPACÍHO SYSTÉMU PRO LETNÍ A PŘECHODNÉ OBDOBÍ</b>	<b>48</b>
4.2.1	ENERGETICKÁ NÁROČNOST NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE .....	48
4.2.2	ENERGETICKÁ NÁROČNOST STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE.....	49
4.2.2.1	Letní období .....	49
4.2.2.2	Přechodné období.....	51
<b>4.3</b>	<b>EKONOMICKÁ ANALÝZA .....</b>	<b>55</b>
4.3.1	POŘIZOVACÍ NÁKLADY NA NOVÉ ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE .....	55
4.3.2	ŽIVOTNOST NOVÉHO ZAŘÍZENÍ.....	55
4.3.3	CASH FLOW .....	56
4.3.4	NPV CF.....	57
4.3.5	VNITŘNÍ MÍRA VÝNOSNOSTI IRR .....	58
4.3.6	URČENÍ PROSTÉ A DISKONTOVANÉ DOBY NÁVRATNOSTI.....	59
<b>5</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>62</b>
<b>6</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>63</b>
	<b>PŘÍLOHY.....</b>	<b>65</b>
	<b>EVIDENČNÍ LIST.....</b>	<b>74</b>

## Přehled použitých obrázků a tabulek

### SEZNAM OBRÁZKŮ

OBRÁZEK 1: PRINCIP MOKRÉ VÁPENCOVÉ VYPÍRKY. ....	18
OBRÁZEK 2: POHLED DO STROJOVNY - ELEKTRÁRNA PRUNÉŘOV II. ....	19
OBRÁZEK 3: ZJEDNODUŠENÉ BLOKOVÉ SCHÉMA VNĚJŠÍHO TEPLÁRENSTVÍ. ....	21
OBRÁZEK 4: POHLED NA BLOKOVÝ TRANSFORMÁTOR 250 MVA 15,7/400 kV. ....	24
OBRÁZEK 5: CELKOVÝ ODBĚR TEPLA Z ELEKTRÁREN PRUNÉŘOV ZA OBDOBÍ 01/2010 - 11/2011. ....	26
OBRÁZEK 6: SCHEMATICKÉ UMÍSTĚNÍ NOVÝCH ČERPADEL PRO LETNÍ A PŘECHODNÝ PROVOZ. ....	29
OBRÁZEK 7: CHARAKTERISTIKY ČERPADLA 250-CHO-335/3 V ZÁVISLOSTI NA OTÁČKÁCH OBĚŽNÉHO KOLA ČERPADLA. ....	33
OBRÁZEK 8: ZÁVISLOST VÝTLAČNÉ VÝŠKY PARALELNÍHO CHODU ČERP. 250-CHO-335/3 NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ Q. ....	36
OBRÁZEK 9: BLOKOVÉ USPOŘÁDÁNÍ FREKVENČNÍHO MĚNIČE VACON NX 0300 5. ....	42
OBRÁZEK 10: MINIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI NUTNÉ K ZAJIŠTĚNÍ CIRKULACE VZDUCHU A PROSTORU PRO ÚDRŽBU. ....	43
OBRÁZEK 11: ZÁVISLOST OTÁČEK A MECHANICKÉHO PŘÍKONU ČERPADLA(EL) NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ PŘI $\Delta p=0,7\text{MPa}$ . ....	47
OBRÁZEK 12: PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKY ČERPADLA 1° PROVOZOVANÉHO S OBTOKEM V LETNÍM OBDOBÍ. ....	50
OBRÁZEK 13: PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKY ČERPADLA 1° V PŘECHODNÉM OBDOBÍ - ZÁŘÍ 2011. ....	51
OBRÁZEK 14: CHARAKTERISTIKY ČERPADLA 2° - HORKOVOD CHOMUTOV V PŘECHODNÉM OBDOBÍ - ZÁŘÍ 2011. ....	52
OBRÁZEK 15: CHARAKTERISTIKY ČERPADLA 2° - KLÁŠTEREC N. OHŘÍ V PŘECHODNÉM OBDOBÍ - ZÁŘÍ 2011. ....	53
OBRÁZEK 16: GRAFICKÉ ŘEŠENÍ VNITŘNÍ MÍRY VÝNOSNOSTI. ....	59
OBRÁZEK 17: PŘEDPOKLÁDANÉ VÝŠE ZDANĚNÝCH ZISKŮ NOVÉ ČERPACÍ JEDNOTKY PRO SLEDOVANÉ OBDOBÍ. ....	61
OBRÁZEK 18: PŘEDPOKLÁDANÝ VÝVOJ CASH FLOW PRO SLEDOVANÉ OBDOBÍ. ....	61
OBRÁZEK 19: PŘEDPOKLÁDANÝ VÝVOJ NPV CF. ....	61

### SEZNAM TABULEK

TABULKA 1: PARAMETRY KOTLŮ ELEKTRÁRNY PRUNÉŘOV II. ....	16
TABULKA 2: PARAMETRY VENTILÁTOROVÉHO MLÝNU A CHARAKTERISTIKA POUŽÍVANÉHO PALIVA. ....	16
TABULKA 3: ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE TURBOSOUSTROJÍ. ....	19
TABULKA 4: PRŮTOČNÁ MINIMA A MAXIMA SÍŤOVÉ VODY A POČET ČERPADEL V PROVOZU V ZÁVISLOSTI NA ROČNÍM OBDOBÍ. ....	27
TABULKA 5: ZÁKLADNÍ ÚDAJE HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY KSR-8 A KSR-5. ....	38
TABULKA 6: PARAMETRY POHONU 1LG6 316-4AA PRO ČERPADLO 250-CHO-335/3. ....	39
TABULKA 7: ZÁKLADNÍ PARAMETRY FREKVENČNÍHO MĚNIČE VACON NX 0300 5. ....	41
TABULKA 8: PRŮMĚRNÁ HODINOVÁ PRŮTOČNÁ MNOŽSTVÍ TEPLONOSNÉHO MÉDIA ZA OBDOBÍ DUBEN-ŘÍJEN 2011. ....	48
TABULKA 9: ENERGETICKÁ BILANCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE. ....	49
TABULKA 10: ENERGETICKÁ BILANCE STÁVAJÍCÍHO A NOVĚ NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE. ....	54
TABULKA 11: POŘIZOVACÍ NÁKLADY NA NOVÉ ŘEŠENÍ ČERPACÍ STANICE. ....	55
TABULKA 12: PŘEHLED PRŮBĚŽNÝCH EKONOMICKÝCH VÝSLEDKŮ VÝPOČTU NÁVRATNOSTI METODOU CASH FLOW. ....	60
TABULKA 13: EKONOMICKÉ UKAZATELE INVESTICE. ....	60

## Seznam použitých zkratk

<b>DDNI</b>	<b>diskontovaná doba návratnosti investice</b>
<b>EMC</b>	<b>Electromagnetic Compatibility</b>
<b>EPROM</b>	<b>Erasable Programmable Read-Only Memory</b>
<b>HO</b>	<b>Hlavní ohřívák</b>
<b>IGBT</b>	<b>Insulated Gate Bipolar Transistor</b>
<b>I/O</b>	<b>Input/Output</b>
<b>K</b>	<b>kotel</b>
<b>NT</b>	<b>nízkotlaký díl turbíny</b>
<b>RS</b>	<b>redukční stanice</b>
<b>ST</b>	<b>středotlaký díl turbíny</b>
<b>ŠO</b>	<b>špičkový ohřívák</b>
<b>TS</b>	<b>teplárenská stanice</b>
<b>TUV</b>	<b>teplá užitková voda</b>
<b>VT</b>	<b>vysokotlaký díl turbíny</b>
<b>ZO</b>	<b>základní ohřívák</b>

## Přehled použitých symbolů a značek

$A_{n\check{s}}$	- celková elektrická práce nutná pro roční provoz nově navrženého řešení čerpací stanice [MWh]
$A_{s\check{s}}$	- celková elektrická práce nutná pro roční provoz současného řešení čerpací stanice [MWh]
$c_{1MWh}$	- cena za 1MWh elektrické energie [€/MWh]
$c_v$	- měrná tepelná kapacita vody [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]
$d$	- diskontní úročitel
$f$	- frekvence [Hz]
$f_{\text{MIN}}$	- minimální frekvence na výstupu z frekvenčního měniče [Hz]
$f_{\text{MAX}}$	- maximální frekvence na výstupu z frekvenčního měniče [Hz]
$g$	- gravitační zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]
$H$	- výtlačná výška čerpadla při požadovaných otáčkách [m]
$H_n$	- výtlačná výška čerpadla při jmenovitých otáčkách [m]
$m_v$	- množství vody [t/h]
$M_{\check{c}hs}$	- krouticí moment na čerpadlovém kole hydrodynamické spojky [Nm]
$M_{\text{ths}}$	- krouticí moment na turbínovém kole hydrodynamické spojky [Nm]
$\Delta M$	- ztráty v ložiskách hydrodynamické spojky [kW]
$n$	- požadované otáčky [ot/min]
$n_n$	- jmenovité otáčky čerpadla [ot/min]
$n_{\check{c}hs}$	- otáčky čerpadlového kola hydrodynamické spojky [ot/min]
$n_s$	- synchronní otáčky pohonu [ot/min]
$n_{\text{ths}}$	- otáčky turbínového kola hydrodynamické spojky [ot/min]
$P$	- potřebný mechanický příkon čerpadla při požadovaných otáčkách [kW]
$P_{\text{FM}}$	- ztráty elektrické energie vzniklé především na výkonových spínacích prvcích frekvenčního měniče [kW]
$P_H$	- hydrodynamický výkon předaný čerpadlem kapalině [kW]
$P_{\text{MOT}}$	- příkon asynchronního pohonu čerpadla [kW]
$P_n$	- potřebný mechanický příkon čerpadla při jmenovitých otáčkách [kW]
$P_{\check{c}hs}$	- mechanický výkon přivedený pohonem na čerpací kolo hydrodyn. spojky [kW]
$P_{\text{ths}}$	- mechanický výkon přenesený turbínovým kolem hydrodyn. spojky [kW]
$\Delta p$	- tlakový rozdíl [MPa]
$Q$	- průtočné množství [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] - dodaná energie výměníku [ $\text{MW}_t$ ]
$Q_n$	- průtočné množství při jmenovitých otáčkách čerpadla [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$s$	- skluz [-]
$t$	- sledované období [roky]
$\Delta t$	- teplotní spád vody [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\Phi$	- magnetický tok [Wb]
$\eta_{\check{c}}$	- účinnost čerpadla [%]
$\eta_m$	- účinnost asynchronního pohonu [-]
$\eta_{\text{hs}}$	- účinnost hydrodynamické spojky [-]

## Úvod

V době návrhu a výstavby oběhové stanice horkovodního systému Prunéřov v 80. letech minulého století se počítalo se zásobováním města Kadaně teplem, odběrem tepla pro průmyslovou zónu Prunéřov a postupným navyšováním odběrů tepla vlivem rozšiřování městských aglomerací. Díky těmto předpokladům byla oběhová čerpadla dimenzována na vysoká průtočná množství teplonosné látky. Ve skutečnosti je však Kadaně zásobována teplem z elektrárny Tušimice II a odběr tepla pro průmyslovou zónu nebyl nikdy realizován. V současné době má odběr tepla tendenci spíše klesat. V letním období, kdy je odběr tepla z horkovodních sítí minimální (v porovnání se zimním obdobím), jsou oběhová čerpadla vzhledem k průtočnému množství značně předimenzována a musí pracovat při minimálních otáčkách. Regulace otáček čerpadel je řešena hydrodynamickou spojkou, jejíž účinnost klesá se snižujícími se otáčkami. S ohledem na pracovní charakteristiku čerpadel se v letním období musí čerpadla provozovat s obtokem, což vede k dalšímu snížení účinnosti. Celkově je tedy stávající řešení oběhové stanice pro letní období z hlediska hospodárnosti značně neefektivní. V dnešní době není cena za elektrickou energii zanedbatelná a do budoucna se počítá spíše s dalším navyšováním. Je třeba hledat možnosti snížení vlastní spotřeby a tím minimalizovat provozní náklady oběhové stanice. Dalším z hledisek je ekologie. Snížení energetické náročnosti spotřebičů vede k poklesu produkce emisí CO<sub>2</sub>.

Cílem této diplomové práce je navrhnout nové hospodárnější řešení oběhové stanice pro letní a přechodné období s využitím frekvenčních měničů. Nové řešení čerpací stanice pro přechodný a letní provoz bude koncipováno jako nezávislá čerpací jednotka nenarušující stávající čerpací systém. Ten bude i nadále využíván pro zimní období.

Součástí diplomové práce je rozbor stávajícího řešení oběhové stanice, výběr a vhodné připojení nových oběhových čerpadel do horkovodního systému. Dále je řešena volba vhodných frekvenčních měničů a rozbor způsobu řízení paralelního chodu čerpadel. V závěru práce je proveden výpočet ekonomických ukazatelů a celkové zhodnocení nového řešení oběhové stanice.

# 1 Elektrárny Pruněřov

Elektrárny Pruněřov se nachází v blízkosti obce Kadaň na západním okraji severočeské hnědouhelné pánve v sousedství dolů Nástup, Tušimice. Jsou technologicky rozdělené na dva celky a dohromady tvoří největší uhelný elektrárenský komplex v České republice. Starší část, elektrárna Pruněřov I, byla vystavěna v letech 1967-1968 s celkovým instalovaným výkonem 6x 110 MW. Začátkem 90. let proběhla v elektrárně Pruněřov I celková rekonstrukce čtyř bloků elektrárny, zbylé dva bloky byly definitivně odstaveny z provozu v rámci útlumového programu uhelných elektráren.

Novější část elektrárenského komplexu, elektrárna Pruněřov II, byla vybudována polskými organizacemi v letech 1978-1981 v rámci vyrovnání mezinárodních pohledávek s Polskem. Bylo vystavěno celkem pět elektrárenských bloků o celkovém instalovaném výkonu 5x 210MW. Ty byly postupně uváděny do provozu v začátku osmdesátých let.

V polovině devadesátých let byly Elektrárny Pruněřov dodatečně vybaveny odsiřovacím zařízením spalin. Dodavatelem odsiřovacího zařízení pro Pruněřov I byla německá firma Bischoff, GmbH, v případě Pruněřova II bylo odsiřovací zařízení zrealizováno japonskou firmou Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. ve spolupráci se ZVU Hradec Králové, a.s.

Elektrárny Pruněřov patří mezi největší dodavatele elektrické energie. Mimo to také zajišťují dodávku tepla do oblastí Chomutova, Jirkova a Klášterce nad Ohří. Celkový instalovaný tepelný výkon pro dodávku tepla je 567,25 MW<sub>t</sub>

## 1.1 Technické vybavení elektrárny Pruněřov II

### 1.1.1 Kotelna

V kotelně elektrárny Pruněřov II je instalováno celkem pět kotlů označených K21-K25. Jedná se o bubnové kotle typu Rafako OB660 s přirozenou cirkulací vody, rotačními přehříváky, mezipřehříváky typu Ljungström a práškovým granulačním topeništěm. Uhlenný prášek je foukán přímo do spalovací komory za pomoci ventilátorových mlýnů. Parní výkon každého kotle je 660 t/h páry. K najíždění a stabilizaci jednotlivých kotlů se využívá zemního plynu.

PARAMETRY KOTLŮ					
	Kotel K21	Kotel K22	Kotel K23	Kotel K24	Kotel K25
výrobce	Rafako Raciborz				
uvedení do provozu	1981		1982		
životnost do	2030				
jmenovitý výkon kotle	660 t/h (520 MWt)				
jmen. tlak páry na výstupu	13,5 MPa				
jmen. Teplota páry	přehřátá 540 °C přehřátá 540 °C				
celkový objem kotle	500 m <sup>3</sup>				
spotřeba garančního uhlí	220 t/h (61,1 kg/s)				
účinnost kotle	88,2%				
vyvedení spalin	společné, komín EPRU II (výška 300m)				

Tabulka 1: Parametry kotlů elektrárny Prunéřov II.

### 1.1.1.1 Pomocná zařízení kotelny

#### 1.1.1.1.1 Ventilátorový mlýn

V kotli se spaluje uhelný prášek, který je semlet ve ventilátorových mlýnech. Zdrojem paliva, energetického hnědého uhlí, je důl Nástup, Tušimice. Z dolu je uhlí železniční vlečkou dopravováno do zásobníků surového uhlí umístěných v areálu elektrárny. Kapacita zásobníků je 300 000 t uhlí, což vydrží zhruba na 10-15 dní provozu. Provoz železniční vlečky je zajišťován firmou SD - Kolejová doprava, a.s. Ze zásobníků je uhlí dopravováno pásovými podavači do sušících šachet. Vlivem sacího efektu ventilátorového mlýna dochází k nasávání horkých spalin o teplotě až 950 °C, které uhlí vysušují.

MLÝNSKÉ OKRUHY	
typ	MWb-55
počet mlýnů na bloku	8
výkon mlýna	55 t/h (15,3 kg/s)
průměr rotoru mlýna	2,7m
počet lopatek	10 ks
vlhkost surového uhlí	55%
CHARAKTERISTIKA POUŽÍVANÉHO PALIVA	
výhřevnost	8,5 – 11 MJ/kg
celková vlhkost	27-34%
obsah popele v sušině	32-45%
obsah síry v sušině	2,6-3,1%
obsah prchavé hořlaviny v hořlavé hmotě	51%

Tabulka 2: Parametry ventilátorového mlýnu a charakteristika používaného paliva.

Samotný ventilátorový mlýn je v podstatě radiální ventilátor, jehož lopatky jsou provedeny jako mlecí desky. Uhlí, dopadající na otáčející se rotor mlýna, se rozbíjí o mlecí

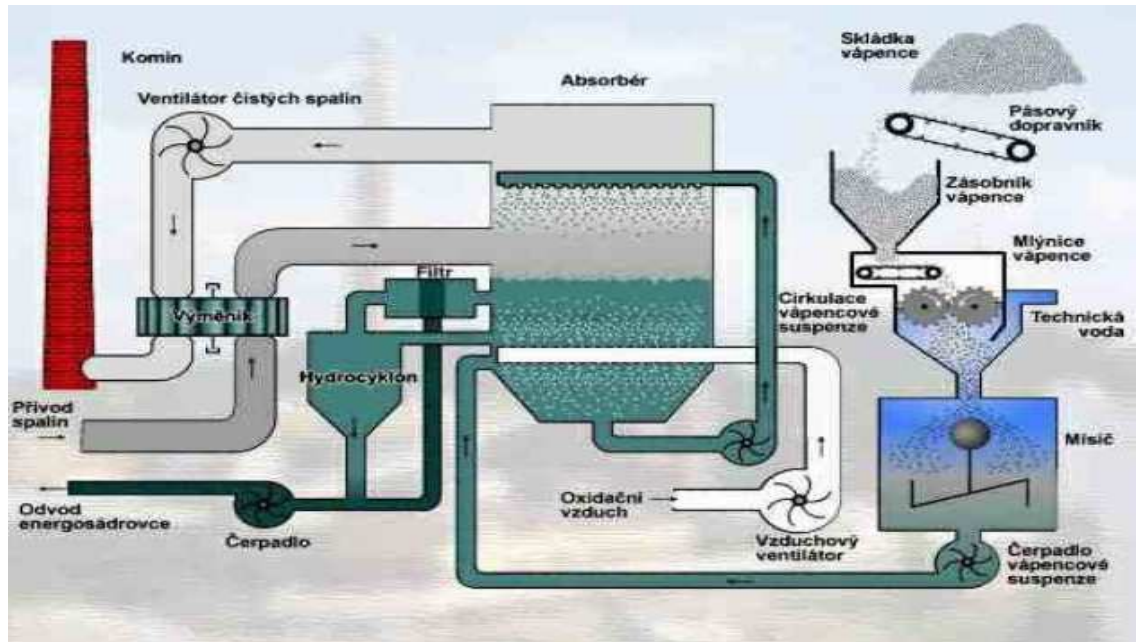


desky a je jimi odhazováno na pancéřování skříně, kde se dále tříští. Vzniklý uhelný prach je dále unášen spalinami tlačnými rotorem mlýna a je veden do třídiče zabudovaného na výtlaku mlýna. V třídiči jsou umístěny klapky, jejichž úhel je možno měnit. Proud směsi spalin a uhelného prachu změní v třídiči směr svého toku a v důsledku toho těžší částice padají do výsypky třídiče, které ústí zpět do sání mlýna [1].

#### ***1.1.1.1.2 Elektrostatický odlučovač popílku a odsíření***

Spaliny, vycházející z jednotlivých kotlů, musí být před odsířovacím procesem nejprve zbaveny popílku a jiných tuhých částic. K tomu slouží elektrostatický odlučovač popílku. Skládá se ze dvou elektrod - sběrací a drátové elektrody vysokého napětí. Kontaminovaný vzduch prochází elektrostatickým odlučovačem, pevné částice jsou elektrickým polem polarizovány a získávají kladný elektrický náboj. Elektricky nabitě částice jsou přitahovány k záporné sběrací elektrodě, kde se usazují. Zanesením sběrací elektrody klesá účinnost odlučovače, proto je třeba v určitém časovém intervalu nános na sběrací elektrodě odstranit. To se provádí mechanicky, oklepáváním sběrné elektrody. Účinnost odloučení pevných částic je až 99%. Na každý blok elektrárny jsou instalovány dva elektrostatické odlučovače. Odloučené pevné částice, tzv. popílek, se používá ve stavebnictví, největší využití však nachází při výrobě stabilizátu. To je směs popílku, odvodněné strusky energosádrovce a vápna. Stabilizát se používá pro sanaci důlních výsypek a k revitalizaci krajiny [3]

Odsířovací zařízení bylo dodatečně instalováno až v polovině devadesátých let. Využívá se tzv. mokré vápencové vypírky. Princip funkce je zřetelný na obrázku 1. Spaliny zbavené pevných částic vstupují do absorbéru, což je nádoba kruhového průřezu. V horní části absorbéru jsou tzv. sprchové roviny, spodní část (asi 1/5 výšky absorbéru) tvoří jímka absorpční suspenze. Část mezi sprchovou rovinou a jímkou je tzv. absorpční zóna. Sprchová rovina je tvořena horizontální potrubní sítí s velkým množstvím trysek, kterými se rovnoměrně po celé ploše absorbéru rozstříkuje absorpční činidlo vápencové suspenze.



Obrázek 1: Princip mokré vápencové vypírky. [Zdroj: Uhelne elektrárny skupiny ČEZ, str. 18]

Spaliny, vstupující do absorbéru v dolní části absorpční zóny, stoupají do horní části absorbéru a jsou zkrápěny vápencovou suspenzí. Oxid siřičitý obsažený ve spalinách reaguje s vápencovou suspenzí za vzniku hydrogensířičitanu vápenatého. Oxidací hydrogensířičitanu vápenatého je získáván dihydrát síranu vápenatého, energosádrovec. Účinnost odsiřovací technologie se pohybuje mezi 93 až 96 %.

## 1.1.2 Strojovna

### 1.1.2.1 Parní turbína

Parní turbíny jsou jednohřídelové, třítělesové (vysokotlaké, středotlaké a nízkotlaké těleso), se sedmi neregulovanými odběry a s mezipřihříváním páry. Neregulované odběry páry jsou využity pro regenerační ohřev kondenzátu, ohřev vzduchu pro kotel, ohřev síťové vody pro vytápění vlastních objektů elektrárny a dodávku tepla do okolí.

TURBOSOUSTROJÍ	
výrobce	Zamech Elblag
typ	13 K215
počet x jmenovitý výkon soustrojí	5x 210 MW
jmenovité otáčky	3000 ot/min
jmenovitý tlak vstupní páry	12,75 MPa
jmenovitá teplota vstupní páry	535°C
jmenovitá teplota přehřáté páry	535°C
počet neregulovaných odběrů	7
kritické otáčky rotoru NT1	1958 (1900) <sup>1</sup> ot/min
kritické otáčky rotoru ST	1857 ot/min
kritické otáčky VT	1615 ot/min

**Tabulka 3: Základní technické údaje turbosoustrojí.**



**Obrázek 2: Pohled do strojovny - elektrárna Pruněřov II.**

### 1.1.2.2 Turbogenerátor

Turbogenerátor, typové číslo TWW-215-2, je synchronní třífázový generátor určený k přímému spojení s parní turbínou. Výrobce turbogenerátoru je Dolmel Wrocław. Svorkové napětí turbogenerátoru je 15,75 kV, jmenovitý výkon 252,9 MVA. Chlazení statorového vinutí zajišťuje chladicí kondenzát. Činné železo a rotor jsou chlazeny vodíkem, který je hermeticky uzavřen v generátoru. Oběh chladícího kondenzátu obstarává čerpadlo. Proudění vodíku uvnitř generátoru je zajištěno dvěma axiálními ventilátory, umístěnými na obou stranách rotoru. Ohřátý vodík je chlazen chladiči zabudovanými v tělese statoru.

<sup>1</sup> Původní NT díl turbíny na bloku B21, B23 a B25 byl nahrazen za nové NT díly ŠKODA

### 1.1.2.3 Výměníkové stanice

Kromě elektrické energie zajišťují elektrárny Pruněřov také dodávku tepla. K přípravě teplonosného média pro vnější teplárenství slouží výměňkové stanice TS-2 a TS-3. Zde dochází k ohřevu síťové vody dle sjednaných parametrů s firmou UNITED ENERGY, a.s. Tato firma se zabývá distribucí tepla.

#### 1.1.2.3.1 Teplárenská stanice TS-1

Je využívána k interním potřebám elektrárny. Jedná se o ohřev teplé užitkové vody a vytápění budov v areálu elektrárny. Stanice je instalována přímo v budově strojovny na blocích B21 a B22 elektrárny Pruněřov II. Tepelný výkon je  $2 \times 17,5 \text{ MW}_t$ .

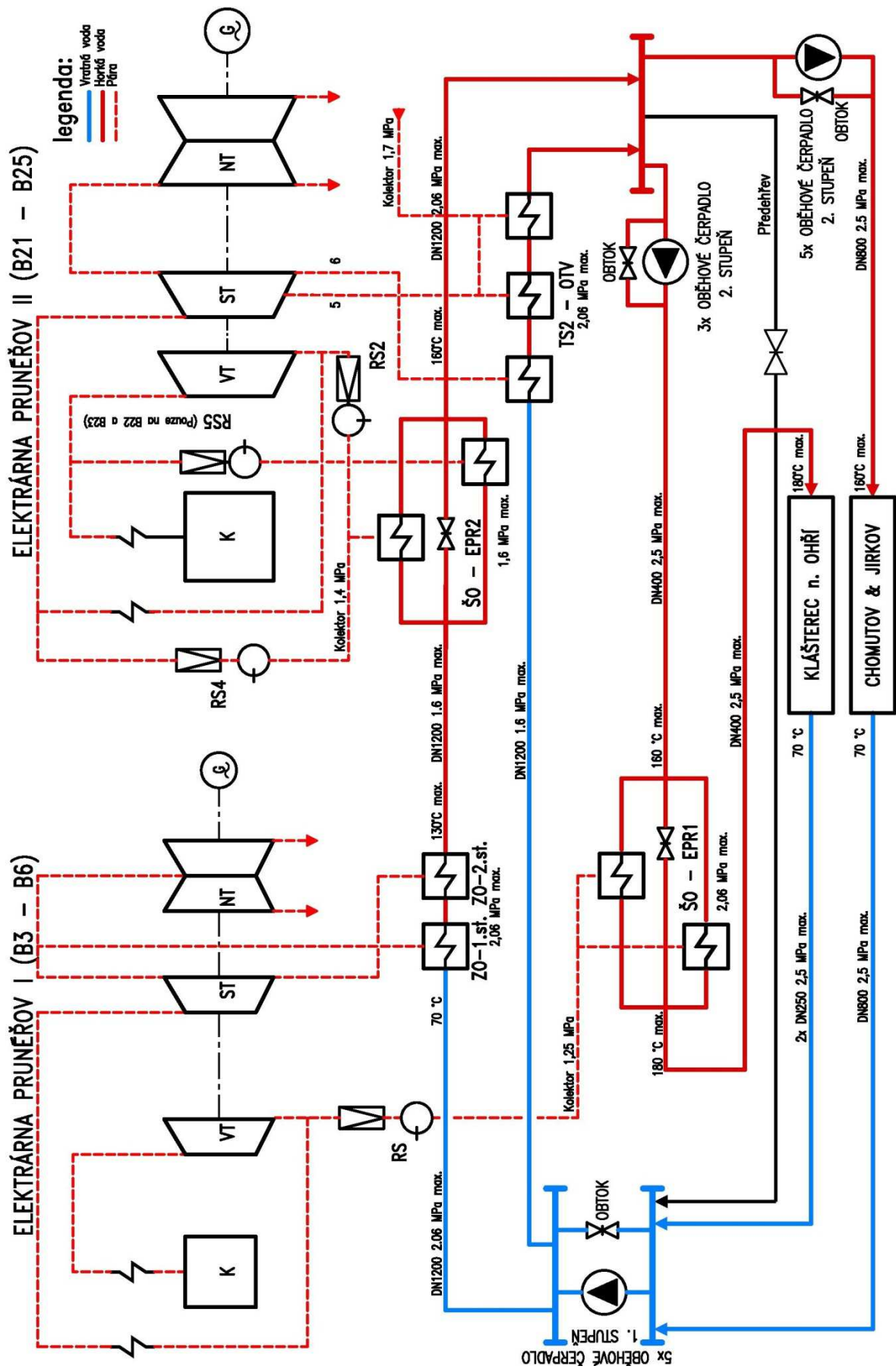
#### 1.1.2.3.2 Teplárenská stanice TS-2

V teplárenské stanici TS-2 je instalováno celkem šest hlavních ohříváků a tři špičkové ohříváky. (2 x HO a 1 x ŠO na každý z bloků B23-B25). Umístění výměníku je ve strojovně na blocích B23-B25, z nichž je přes redukční stanice z neregulovaných odběrů turbíny teplárenská stanice napájena. Tepelný výkon výměňkové stanice je  $3 \times 19,75 \text{ MW}_t$ .

Od uvedení teplárenské stanice TS-3 do provozu je výměník TS-2 k této stanici připojen paralelně a používá se k ohřevu síťové vody v součinnosti s TS-3. Samostatně se tato výměňková stanice používá pouze v letním období pro ohřev TUV.

#### 1.1.2.3.3 Teplárenská stanice TS-3

Skládá se ze čtyř základních ohříváků prvního a druhého stupně (o výkonu  $4 \times 65 \text{ MW}_t$ ) a dvou špičkových ohříváků ( $2 \times 10 \text{ MW}_t$ ) pro Klášterec nad Ohří umístěných ve strojovně elektrárny Pruněřov I. Ve strojovně elektrárny Pruněřov II se pak ještě nachází dva špičkové ohříváky ( $2 \times 109 \text{ MW}_t$ ) pro horkovodní systém zásobující teplem Chomutov a Jirkov. Celkový výkon výměňkové stanice TS-3 je tedy  $508 \text{ MW}_t$ .



Obrázek 3: Zjednodušené blokové schéma vnějšího teplárenství.

#### 1.1.2.4 Redukční stanice

Úkolem redukčních stanic je redukce (snížení) tlaku a teploty páry vyrobené v kotli tak, aby ji bylo možné použít pro napájení špičkových ohříváků. Ke snižování tlaku páry je využíváno škrtkících ventilů.

#### 1.1.2.5 Čerpací stanice síťové vody

Jak je patrné ze schématu vnějšího teplárenství na obrázku 3, oběh síťové vody v horkovodním systému obstávají čerpadla prvního a druhého stupně. První stupeň se skládá z pěti paralelně zapojených čerpadel 400-QHT-670 firmy Sigma Lutín s 1250 kW pohonem. Druhý stupeň je pak řešen zvlášť pro každou horkovodní síť. Čerpadla druhého stupně pro horkovod Chomutov tvoří taktéž pět čerpadel 400-QHT-670, pro Klášterec nad Ohří tři čerpadla 250-CHO-335/3-43-DU-000 s pohonem o výkonu 160 kW. Regulace výkonu čerpadel je prováděna mechanicky hydrodynamickými spojkami KSR-8 a KSR-5 v rozsahu 50-100% jmenovitých vstupních otáček.

### 1.2 Vodní hospodářství

Základním zdrojem surové vody je řeka Ohře. Ze zdrže na řece je voda čerpána a dále přiváděna dvěma potrubními řady DN 800 do elektrárny Prunéřov II. Čerpací stanice surové vody se nachází v lokalitě Mikulovice pod vrchem Špičák. K udržování stálého statického tlaku je u vstupu do objektu elektrárny vřazen vodojem. Jako náhradní zdroj surové vody slouží Podkrušnohorský přivaděč. Surová voda je upravována v chemické úpravně vody, aby mohla být dále použita pro technologické celky elektrárny.

#### 1.2.1 Chemická úpravna vody

Chemická úpravna vody je jedním z nejdůležitějších zařízení tepelné elektrárny. Úpravna vody musí zajišťovat především tyto základní požadavky:

- minimalizovat úbytky konstrukčních materiálů
- potlačovat tvorbu usazenin na teplosměnných plochách
- udržet vyráběnou páru technicky čistou

Problematika udržení čistoty vody a páry, úprava surové vody, kontrola jakosti vody, maziv a olejů i problematika odpadních vod je jedním z mnoha základních problémů provozní stability, spolehlivosti a vlastního bezporuchového chodu celé elektrárny.

Chemická úprava vody se dělí na tyto nezávislé technologické úseky:

- zařízení pro výrobu přídavné chladicí vody pro chladicí okruh
- výroba přídavné demivody pro parovodní okruh
- úprava turbinového kondenzátu
- chemická úprava parovodního okruhu
- výroba přídavné vody pro topný okruh

### **1.2.2 Čištění odpadních vod z jednotlivých provozů**

Odpadní voda z provozů je svedena průmyslovou kanalizací do čistírny, kde se čistí ve třech horizontálních gravitačních usazovacích. Po vyčištění od nerozpuštěných látek a případných ropných nečistot před nornými stěnami jsou odpadní vody odvedeny do jímky vyčištěných vod nebo odtékají rovnou do kanalizačního sběrače. Odsazený kal shrnutý do kalových komor usazováků je dopraven do bagrovací stanice, případně dodatečně zahuštěn v kruhových zásobnících. Splaškové vody z celého areálu elektrárny Prunéřov II jsou přivedeny splaškovou kanalizací do biologické čistírny odpadních vod. Po vyčištění jsou odvedeny kanalizačním sběračem spolu s vyčištěnými odpadními vodami z průmyslových usazováků do pojistných nádrží k dalšímu dočištění. [4]

## 1.3 Rozvod elektrické energie

### 1.3.1 Rozvodna ACA 400kV

Elektrická energie je z každého výrobního bloku elektrárny vyvedena přes blokové 250MVA transformátory 15,75/400 kV. Rozvodna ACA 400 kV s dvěma přípojnicovými systémy slouží k propojení blokových transformátorů elektrárny Pruněřov II s 400 kV přenosovými linkami V465 a V466 vedoucími do rozvodny Hradec u Kadaně.



Obrázek 4: Pohled na blokový transformátor 250 MVA 15,7/400 kV.

V rozvodně jsou instalovány odpojovače s motorickým pohonem, umožňující připojení nebo odpojení linek V465 a V466 a připojení nebo odpojení jednotlivých bloků B21-B25. Pro účel měření se zde nachází kombinované přístrojové transformátory SVAS 420<sup>2</sup> izolované plynem SF<sub>6</sub>. Dále je rozvodna vybavena souborem ochran – distančními, rozdílovými, nadproudovými a svodiči přepětí.

### 1.3.2 Rozvodna GIS 110kV

Zapouzdřená rozvodna GIS 110 kV je v provedení s jedním podélně děleným systémem přípojníc. Napájena je dvěma 110 kV linkami V989 a V990 z rozvodny Verněřov. Rozvodna je vybavena transformátory 40/20/20 MVA 110/6,3 kV napájející 6 kV rozvod vlastní spotřeby elektrárny a 50/25/25MVA transformátory 110/6,3 kV napájející čtyři 6 kV rozvodny určené pro napájení odsiřovacího zařízení elektrárny Pruněřov II.

---

<sup>2</sup> Náhrada za původní olejové PTP a PTN na lince V466 v rámci rekonstrukce v roce 2005 a na lince V465 v roce 2008



## 2 Teplárenství, problematika čerpací stanice

### 2.1 Dodávka tepla

Jak již bylo řečeno, elektrárny Pruněřov dodávají teplo do oblastí Chomutov, Jirkov a Klášterec nad Ohří ve formě horké vody pomocí uzavřeného horkovodního systému. Z grafu na obrázku 5 je patrné, že se množství dodaného tepla mění dle ročního období. Odebírané teplo se mění i v průběhu dne. Ze vztahu (1) je zřejmé, že stejné množství dodané tepelné energie lze dodat při různých kombinacích průtočného množství síťové vody a různých kombinacích teplotního spádu teplotního média. Parametry síťové vody, tedy teplota a tlak, jsou určeny smluvně s firmou United Energy, a.s, která je výhradním odběratelem tepla z elektráren Pruněřov.

$$Q = \frac{m_V \cdot c_V \cdot \Delta t}{3600} \quad (1)$$

kde:

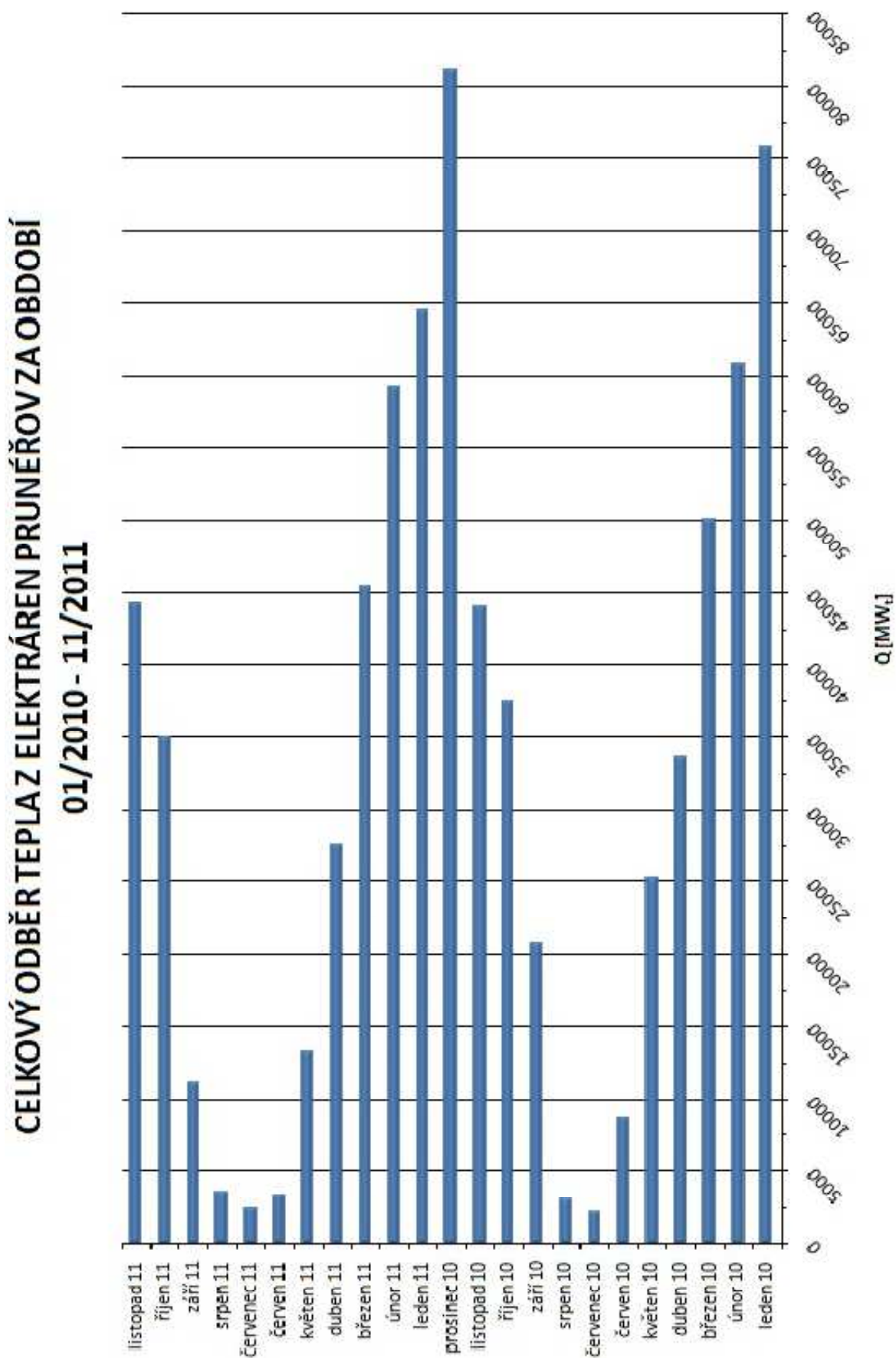
Q - dodaná energie [MW<sub>t</sub>]

m<sub>V</sub> - množství vody [t/h]

c<sub>V</sub> - měrná tepelná kapacita vody [kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

Δt - teplotní spád vody [°C]

Při návrhu čerpací stanice v osmdesátých letech minulého století se počítalo nejen s dodávkou tepla pro města Chomutov, Jirkov a Klášterec, ale i pro průmyslovou zónu Pruněřov a město Kadaň. Počítalo se s postupným navyšováním odběrů tepla ve všech uvedených lokalitách. Z těchto důvodů byla čerpací stanice dimenzována na velká průtočná množství a byla instalována výkonná čerpadla 400-QHT-670. Výše uvedené předpoklady se však nenaplnily, město Kadaň je zásobováno teplem z elektrárny Tušimice II. Odběr tepla pro průmyslovou zónu nebyl nakonec realizován. Namísto předpokládaného postupného navýšení odběru tepla z elektrárny došlo naopak k jeho poklesu.



Obrázek 5: Celkový odběr tepla z elektráren Pruněřov za období 01/2010 - 11/2011.

## 2.1.1 Dodávka tepla v rámci čerpací stanice

Z pohledu dodávky tepla se roční období dělí na tři části – zimní, přechodné a letní. Pro čerpací stanici to znamená poměrně velké rozdíly v množství čerpané síťové vody.

V zimním období, kdy je odebírané teplo maximální a s tím i spojená potřeba vysokého průtočného množství, jsou v provozu dvě až tři čerpadla prvního stupně, až dvě čerpadla druhého stupně pro Chomutov a dvě čerpadla pro Klášterec n. Ohří. Rozdíl ve výkonech čerpadel druhého stupně je způsoben nepoměrem odběru tepla pro Chomutovsko a Klášterec n. Ohří. Požadavky na průtočné množství síťové vody v závislosti na období, druhu a počtu čerpadel v provozu znázorňuje tabulka 4.

Měsíc	Režim teplárny	Průtočné množství Q [m <sup>3</sup> /h]	Počet čerpadel 1° v provozu [ks]	Počet čerpadel 2° v provozu [ks]
leden	zimní provoz	1600-1800	2-3	2x2
únor	zimní provoz	1600-1800	2-3	2x2
březen	zimní provoz	1600-1800	2-3	2x2
duben	přechodný provoz	700-1000	1	2x1
květen	přechodný provoz	700-900	1	2x1
červen	letní provoz	150-400	1 + obtok	0
červenec	letní provoz	150-400	1 + obtok	0
srpen	letní provoz	150-400	1 + obtok	0
září	přechodný provoz	700-900	1	2x1
říjen	přechodný provoz	700-1000	1	2x1
listopad	zimní provoz	1600-1800	2-3	2x2
prosinec	zimní provoz	1600-1800	2-3	2x2

**Tabulka 4: Průtočná minima a maxima síťové vody a počet čerpadel v provozu v závislosti na ročním období**

### 2.1.1.1 Letní a přechodné období

Potrubní řad DN1200 mezi dvoustupňovými základními ohříváky ZO v Prunéřově I a špičkovými ohříváky ŠO v Prunéřově II, potrubí mezi čerpadly prvního stupně a TS-2 a ŠO pro Chomutov jsou dimenzovány na maximální tlak síťové vody 1,6 MPa. Tlak v sání čerpadel 400-QHT prvního stupně je nutno udržovat na hodnotě 0,9 MPa až 1,1 MPa z hlediska konfigurace horkovodní sítě. Navýšení tlaku čerpadlem prvního stupně je tedy omezeno na hodnotu 0,5 MPa. Výrobce nedoporučuje provoz čerpadel při průtočném množství < 600 m<sup>3</sup>/h, proto je v letním období nutno provozovat čerpadla 1° s obtokem. Tlak vody v horkovodním potrubí na výstupu z elektrárny musí v tomto období (využití teplonosného média pouze pro ohřev TUV) dosahovat hodnoty alespoň 1,4 MPa, tudíž je

oběhové čerpadlo 1° dostačující. V přechodném období, kdy je zvýšený odběr tepla nejen pro ohřev TUV, ale i k vytápění objektů, je nutno k čerpadlům 1° zařadit i čerpadla 2°, aby byl na výstupu z elektrárny dosažen minimální tlak cca 1,65 MPa. Ve výsledku je tedy v provozu čerpadlo 400-QHT 1° a čerpadlo 400-QHT 2° s nízkou celkovou účinností.<sup>3</sup>

## 2.2 Návrh nových čerpadel pro přechodný a letní provoz

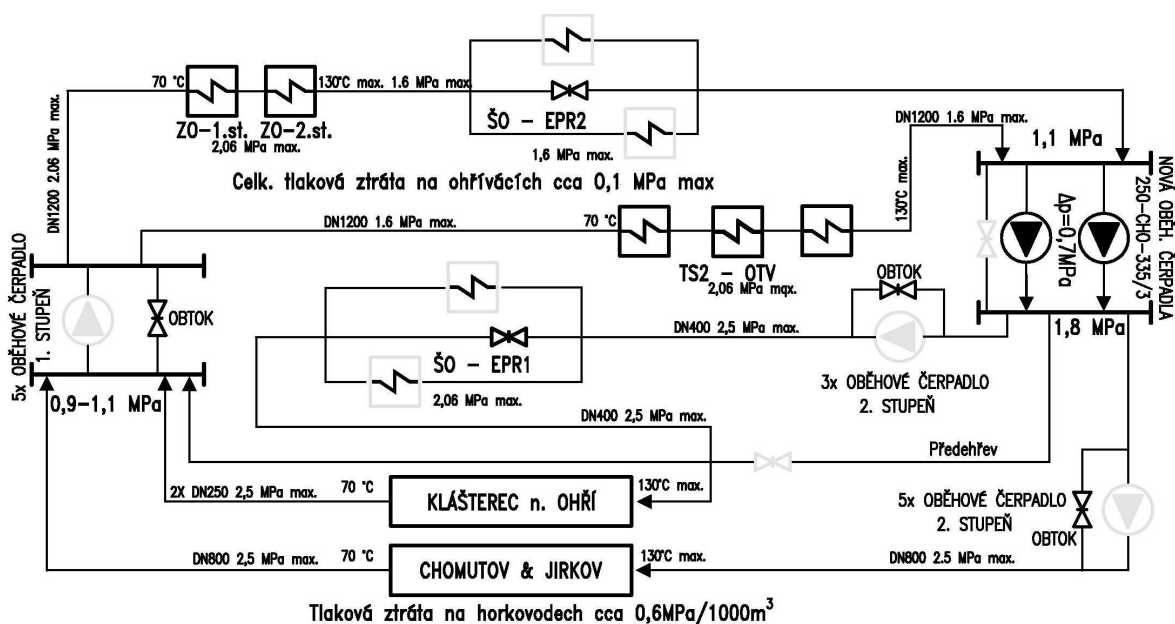
V letním a přechodném období se množství čerpaného teplonosného média pohybuje v poměrně velkém rozpětí 150-1000 m<sup>3</sup>/h (viz tabulka 4). Z tohoto důvodu jsem navrhnul dvě nová paralelně zapojená čerpadla stejného typu o celkovém společném čerpacím výkonu až 1100 m<sup>3</sup>/h při maximálním konstantním tlakovém rozdílu na čerpadlech  $\Delta p=0,7$  MPa. Provoz obou nově navržených čerpadel bude pokrývat dodávku tepla v přechodných obdobích. V letním období pak bude v provozu jen jedno z čerpadel.

### 2.2.1 Umístění a způsob připojení nových čerpadel do stávajícího systému

Nová čerpadla budou jako nezávislá čerpací jednotka připojena paralelně ke stávajícímu horkovodnímu systému. Z důvodu maximálního povoleného tlaku 1,6 MPa v potrubním řadu DN1200 mezi komplexem Prunéřov I a II je výhodné připojit čerpací jednotku až v místě spojení TS-2 a TS-3 před stávajícími čerpadly druhých stupňů. Tím bude eliminováno tlakové omezení a zároveň tlakový úbytek až 0,1 MPa na základních ohřívácích. Díky tomu bude možno dosáhnout na horkovodních výstupech z elektrárny tlaku až 1,8 MPa namísto stávající hodnoty 1,65 MPa. Nově navrženou čerpací jednotku je nutno vybavit oddělovacími armaturami a obtokem, aby ji bylo možno v případě potřeby (např. porucha na čerpadle nebo zimní provoz) bezpečně oddělit od stávajícího horkovodního systému. Samotná čerpadla s vlastním elektrickým vybavením a oddělovacími armaturami budou umístěna na podlaží - 3,5m ve strojovně čerpací stanice na místě, kde měly být původně umístěny kondenzátní čerpadla pro nerealizovaný špičkový ohřívák ŠO3.

---

<sup>3</sup> Stávající čerpadla nejsou řízena frekvenčními měniči, ale hydrodynamickými spojkami typu KSR-8 a KSR-5, kde se nadbytečný výkon pohonu čerpadla přeměňuje na ztrátové teplo. To je odváděno oběhem oleje za pomoci olejových čerpadel. Další ztráty přináší obtok čerpadla 1° v letním období.



Obrázek 6: Schematické umístění nových čerpadel pro letní a přechodný provoz.

## 2.2.2 Výběr vhodného typu čerpadel

Čerpadla pro letní a přechodný provoz musí splňovat tato základní kritéria:

- uzpůsobení pro tlak v sání čerpadla až 1,2 MPa
- čerpací výkon až 550 m<sup>3</sup>/h při tlakovém rozdílu  $\Delta p=0,7$  MPa max.
- čerpání horké vody o teplotě až 130 °C bez mechanických nečistot
- vícečlánkové hydrodynamické čerpadlo v provedení s ucpávkou
- zajištění záručního a pozáručního servisu čerpadel

Prohlédl jsem si výrobní katalogy dodavatelů průmyslových čerpadel v ČR a rozhodoval se mezi čerpadly 150-CJU-350/3 od ISH&MSA čerpadla a.s a 250-CHO-335/3 Sigma Lutín. Čerpadlo 150-CJU-350/3 však již při průtoku nad 400 m<sup>3</sup>/h nepracovalo v optimální části charakteristik. Po prohlédnutí charakteristik druhého čerpadla a konzultaci s panem Ing. Liborem Pazderou ze Sigma Lutín jsem se rozhodl použít čerpadla typu 250-CHO-335/3. Je to tříčlánkové odstředivé horizontální hydrodynamické čerpadlo určené pro čerpání horké vody o teplotě až 180 °C. Čerpadla jsou dodávána včetně základnových rámu a 160 kW pohonů fy. Siemens.

V dokumentaci od výrobce byly charakteristiky čerpadla graficky znázorněny jen pro jmenovité otáčky, tj. 1450 ot/min. Protože každé čerpadlo bude vybaveno frekvenčním měničem a řízeno otáčkovou regulací, musel jsem přepočítat charakteristiky pro jiné než jmenovité otáčky (viz příloha). Přenesl jsem odečtené hodnoty z grafů do tabulkového procesoru Microsoft Excel. Vlastní přepočet charakteristik čerpadla na jiné než jmenovité otáčky pohonu čerpadla jsem provedl pomocí afinitních rovnic [5]

$$\frac{Q}{Q_n} = \frac{n}{n_n} \quad (2)$$

$$\frac{H}{H_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \quad (3)$$

$$\frac{P}{P_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^3, \quad (4)$$

kde:

$Q$  – průtočné množství pro požadované otáčky čerpadla [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$Q_n$  – průtočné množství pro jmenovité otáčky čerpadla [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$H$  – výtlak čerpadla pro požadované otáčky [m]

$H_n$  – výtlak čerpadla pro jmenovité otáčky [m]

$P$  – potřebný mechanický příkon čerpadla při požadovaných otáčkách [kW]

$P_n$  – potřebný mechanický příkon čerpadla při jmenovitých otáčkách [kW]

$n$  – požadované otáčky čerpadla [ot/min]

$n_n$  – jmenovité otáčky čerpadla [ot/min]

Účinnost nelze přímo přepočítat, dá se však vypočítat za pomoci hydraulického výkonu předaného čerpadlem kapalině:

$$P_H = \Delta p \cdot \frac{Q}{3,6} \quad [\text{kW}; \text{kPa}; \text{m}^3/\text{h}] \quad (5)$$

$$\Delta p = H \cdot \zeta \cdot g \quad [\text{Pa}; \text{m}; \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}; \text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (6)$$

Kde:

$\Delta p$  – tlakový rozdíl při dané výtlačné výšce  $H$

$\zeta$  – hustota vody při 20°C (998 kg.m<sup>-3</sup>)

$g$  – gravitační zrychlení (9,81 m.s<sup>-2</sup>).

Účinnost čerpadla pak bude:

$$\eta_{\zeta} = \frac{P_H}{P} \cdot 100 [\%] \quad (7)$$

### 2.2.3 Regulace výkonu čerpadel

Nová čerpadla budou stejně jako stávající čerpadla řízena na konstantní tlakový rozdíl sání/výtlač. K tomuto účelu se k nově navrženým čerpadlům nainstalují diferenční tlakové snímače. Signály ze snímačů budou přivedeny do analogových vstupů frekvenčních měničů čerpadel a změnou frekvence napájecího napětí pohonu se docílí změny otáček na hřídeli čerpadla. Snížení otáček čerpadla způsobí při zvoleném konstantním rozdílovém tlaku na čerpadle pokles průtočného množství teplotnosného média. Maximální hodnota rozdílového tlaku na navržených čerpadlech je  $\Delta p = 0,7$  MPa, a z této hodnoty v dalších výpočtech vycházím.

Požadované průtočné množství je regulováno firmou United Energy, a.s. v samotných městských a průmyslových výměnících tepla instalovaných v horkovodních sítích. Regulace množství teplotnosného média procházejícího tepelným výměníkem se odvíjí od požadovaného tep. výkonu výměníku (viz vztah (1)) a je regulována pomocí regulačních ventilů. Jejich přivření se v horkovodní síti projeví zvýšením potrubních ztrát, a tedy i zvýšením rozdílového tlaku na čerpadle. Odchylku od konstantně nastavené hodnoty na čerpadle zaznamená PID regulátor ve frekvenčním měniči a dojde ke snížení otáček pohonu čerpadla resp. příkonu pohonu čerpadla.

Po zhlédnutí přepočtených charakteristik čerpadla (viz příloha) je patrné následující:

- aby čerpadla pracovala na nastaveném konstantním tlakovém rozdílu  $\Delta p = 0,7$  MPa při průtočném množství 150-1000 m<sup>3</sup>/h, musí být pracovní rozsah 1200-1450 ot/min (spodní hranice otáček bude přesněji stanovena dále)
- při požadavku na čerpací výkon nad 550 m<sup>3</sup>/h bude třeba nutno spustit paralelně druhé čerpadlo

Z grafů závislosti sací výšky NPSHr na průtočném množství Q je zřejmé, že potřebný minimální statický tlak na sání čerpadla bude zajištěn a nehrozí tedy vznik kavitace.<sup>4</sup>

Spodní hranici otáček jsem přibližně stanovil ze vztahu (3). Nejprve je však nutné přepočítat tlakový rozdíl  $\Delta p = 0,7$  MPa na výtlačnou výšku H (6):

$$\Delta p = H \cdot \rho \cdot g \Rightarrow H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{700 \cdot 10^3}{934,6 \cdot 9,81} = 76,35 \text{ m} \quad (8)$$

Při minimálním průtočném množství 150 m<sup>3</sup>/h lze z charakteristiky čerpadla při jmenovitých otáčkách odečíst výtlačnou výšku 107 m. Čerpadlo pracuje na konstantní hodnotě výtlačné výšky 76,35 m.

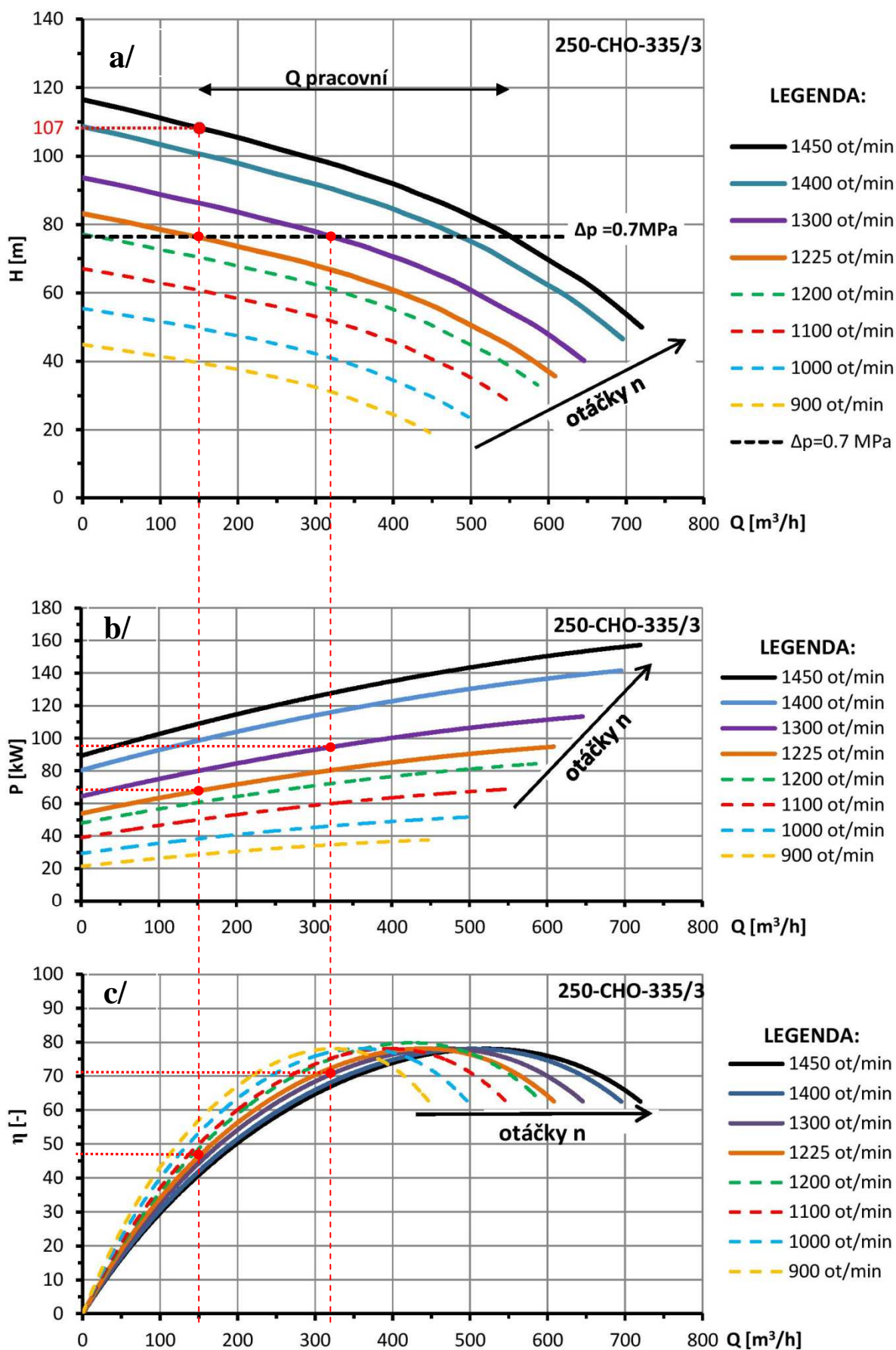
$$\frac{H}{H_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \Rightarrow n = \sqrt{\frac{H}{H_n}} \cdot n_n = \sqrt{\frac{76,4}{107}} \cdot 1450 = 1225 \text{ ot/min} \quad (9)$$

Spodní hranice otáček je tedy 1225 ot/min. Zkonstruoval jsem charakteristiky čerpadla v závislosti na otáčkách včetně vypočtených minimálních 1225 otáček za minutu.

---

<sup>4</sup> Kavítace – nežádoucí jev, který vzniká při poklesu statického tlaku pod tlak nasycených par. Dochází k místnímu odpařování vody a vniku kavitačních bublin. Tento jev snižuje hydraulickou účinnost čerpadla. V místě zániku kavitačních bublin může docházet k opotřebování materiálu lopatek oběžného kola čerpadla. Dále se může projevit zvýšenou hlučností.





Obrázek 7: Charakteristiky čerpadla 250-CHO-335/3 v závislosti na otáčkách oběžného kola čerpadla.

V grafech na obrázku 7 jsou vyobrazeny tři charakteristiky čerpadla:

- charakteristika výtlačné výšky čerpadla  $H$  [m] v závislosti na průtočném množství  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] při různých otáčkách oběžného kola čerpadla
- charakteristika potřebného mechanického příkonu  $P$  [kW] čerpadla v závislosti na průtočném množství  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] při různých otáčkách oběžného kola čerpadla
- charakteristika hydraulické účinnosti čerpadla  $\eta$  [%] v závislosti na průtočném množství  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] při různých otáčkách oběžného kola čerpadla

Průsečík  $H = f(Q)$  s tzv. potrubní charakteristikou<sup>5</sup> horkovodní sítě určuje průtočné množství média čerpadlem. Na obrázku 7 však tato charakteristika pro přehlednost znázorněna není. Směrodatná je přímka konstantního tlakového rozdílu  $\Delta p = 0,7$  MPa, neboť jak bude znázorněno dále, díky systému řízení je na výstupu čerpadel udržován konstantní tlak nezávislý na stupni otevření regulačních ventilů ve výměnících tepla.

Z charakteristik čerpadla je patrné, že při  $\Delta p = 0,7$  MPa a 1225 ot/min je průtočné množství média 150  $\text{m}^3/\text{h}$ . Potřebný mechanický příkon čerpadla je 62,5 kW. Hydraulická účinnost čerpadla činí 46,5 %. Při 1300 ot/min je naopak čerpadlo schopno dodávat 322  $\text{m}^3/\text{h}$  teplonosného média, je k tomu potřeba pohon o výkonu 95 kW a hydraulická účinnost činí 71 %. Dále je z charakteristiky hydraulické účinnosti patrné, že maximální účinnosti 77 % dosahuje čerpadlo při průtočném množství 420-550  $\text{m}^3/\text{h}$ . Z hlediska úspor elektrické energie je však více než charakteristika účinnosti důležitější charakteristika závislosti  $P = f(Q)$ .

Jak již bylo řečeno, při průtočném množství nad 550  $\text{m}^3/\text{h}$  je nutno spustit paralelně druhé čerpadlo s řídicím systémem. Protože maximální průtok dosahuje až 1000  $\text{m}^3/\text{h}$ , je nutno čerpadlo přibližně stejného výkonu.

---

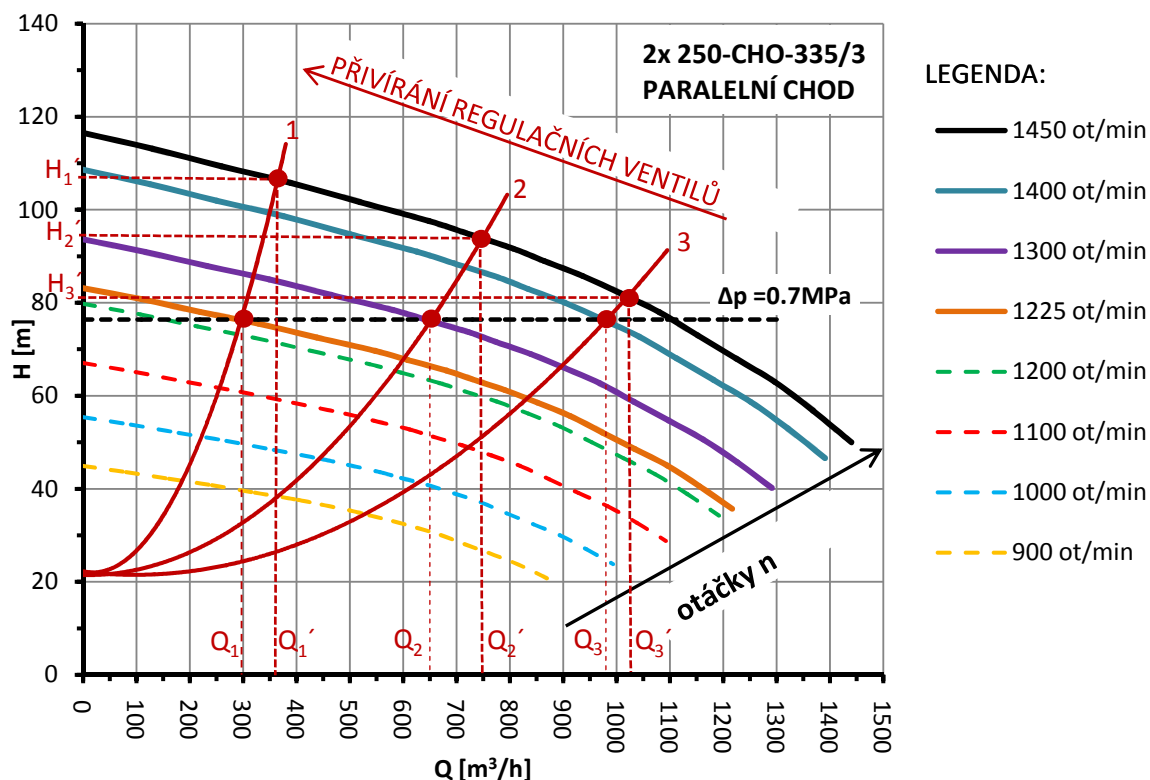
<sup>5</sup> Potrubní charakteristika horkovodní sítě je závislost tlakové ztráty potrubí  $\Delta p$  [MPa] resp.  $H_p$  [m] v závislosti na průtočném množství  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

Pro paralelní chod čerpadel jsem použil stejný typ čerpadla jako pro samostatný chod v letním období, tedy typ 250-CHO-335/3, což představuje několik výhod:

- paralelní chod čerpadel 250-CHO-335/3 má výkonovou rezervu cca 100 m<sup>3</sup>/h při tlakovém rozdílu  $\Delta p = 0,7$  MPa, což umožňuje prodloužit dobu provozu nově navržené čerpací jednotky v případě mírnější zimy namísto původních čerpadel 400-QHT-670 a tím z ekonomického hlediska zvýšit efektivitu čerpací stanice
- v případě poruchy nebo údržby čerpadla lze v letním období spustit druhé čerpadlo a na prvním provádět opravu/ údržbu
- z důvodu zvýšení životnosti lze v letním období při průtočném množství do 550 m<sup>3</sup>/h střídat provoz jednotlivých čerpadel a tím pádem dosáhnout rovnoměrnějšího opotřebení

Sestrojil jsem graf výtlačné výšky v závislosti na průtočném množství při paralelním chodu čerpadel a zároveň vyznačil potrubní charakteristiku horkovodní sítě. Pokud jsou, stejně jako v tomto případě, použity stejné typy čerpadel a otáčky oběžných kol čerpadel jsou totožné, je sestavení grafu paralelního chodu čerpadel jednoduché, neboť při stejné výtlačné výšce se zdvojnásobí průtočné množství oproti samostatnému čerpadlu. Velikost průtočného množství však ve skutečnosti závisí na průsečíku křivky  $H=f(Q)$  s potrubní charakteristikou horkovodu (viz. graf na obrázku 8).

Jak je z grafu patrné, jsou potrubní ztráty závislé nejen na průtočném množství, ale především na stupni otevření regulačních ventilů v městských a průmyslových výměnících tepla. Je-li požadavek na zmenšení průtoku teplotonosné látky výměníkem a tedy zmenšení tepelného výkonu výměníku, je regulační ventil přivřen pomocí motoricky ovládaného šoupěte. To vše je prováděno automaticky pomocí elektronických řídicích systémů. Skutečné množství protékající výměníkem je měřeno indukčními průtokoměry. Charakteristika potrubní sítě se při přivírání regulačních ventilů „napřimuje“ a posouvá se z křivky č. 3 směrem ke křivce č. 1. Potrubní ztráty se v závislosti na průtoku zvětšují, a jelikož je na čerpadlech udržován konstantní tlakový rozdíl sání/výtlač 0,7 MPa, zmenšuje se průtočné množství protékající čerpadly a tedy i horkovodním potrubím za konstantního výstupního tlaku. V případě úplného uzavření všech ventilů v horkovodní síti by potrubní charakteristika kopírovala osu y v grafu.



Obrázek 8: Závislost výtlačné výšky paralelního chodu čerp. 250-CHO-335/3 na průtočném množství  $Q$ .

Pokud by výkon čerpadel nebyl regulován a pracovala by na jmenovitých 1450 otáčkách za minutu, dosáhlo by se v případě potrubní křivky č. 3 (nejvíce otevřené RV) průtoku  $Q_{3'} = 1040 \text{ m}^3/\text{h}$  při výtlačné výšce  $H_{3'} = 81 \text{ m}$ . Při přivřených RV (křivka č. 1) by průtok dosahoval hodnoty  $Q_{1'} = 355 \text{ m}^3/\text{h}$ , avšak výtlačná výška  $H_{1'}$  by dosahovala hodnoty 107 m.

### 3 Problematika frekvenčních měničů

Plynulá otáčková regulace asynchronních motorů byla v období výstavby čerpací stanice obtížná. Tehdejší výkonové polovodičové součástky byly ve vývoji a zdaleka nedosahovaly výkonů a možností dnešních moderních polovodičů. Proto se u menších čerpacích jednotek používala regulace průtoku škrcením popř. obtokem. V případě Pruněřova byly k regulaci výkonu použity hydrodynamické spojky.

Hydrodynamická spojka využívá hydrodynamického účinku kapaliny. Skládá se z čerpadlového kola s hřídelem, turbínového kola s hřídelem a vlastní skříně spojky, která musí být vodotěsná proti úniku pracovní kapaliny. Hnací pohon roztáčí čerpadlové kolo, to dává kapalině ve skříně spojky kinetickou energii, která se v turbínovém kole mění v práci krouticího momentu a tento moment je předáván hřídeli pracovního stroje. Výstupní otáčky jsou z principu vždy nižší než vstupní otáčky pohonu. Jmenovitý skluz spojky je 2-3%. Změnou množství pracovní kapaliny v hydrodynamické spojce je možno měnit v určitém rozmezí výstupní otáčky. [5]

Účinnost spojky bude

$$\eta_{hs} = \frac{P_{ths}}{P_{\check{c}hs}} = \frac{M_{ths} \cdot n_{ths}}{M_{\check{c}hs} \cdot n_{\check{c}hs}} = \frac{(M_{\check{c}hs} - \Delta M) \cdot n_{ths}}{M_{\check{c}hs} \cdot n_{\check{c}hs}} [-], \quad (10)$$

kde:

$\eta_{ths}$  – účinnost hydrodynamické spojky [-]

$P_{ths}$  – výkon přenesený turbínou hydrodynamické spojky [kW]

$P_{\check{c}hs}$  – výkon převedený pohonem na čerpací kolo hydrodynamické spojky [kW]

$M_{ths}$  – krouticí moment na turbínovém kole hydrodynamické spojky [Nm]

$M_{\check{c}hs}$  – krouticí moment na čerpadlovém kole hydrodynamické spojky [Nm]

$\Delta M$  – ztráty v ložiskách hydrodynamické spojky [Nm]

$n_{ths}$  – otáčky turbínového kola hydrodynamické spojky [ot/min]

$n_{\check{c}hs}$  – otáčky čerpadlového kola hydrodynamické spojky [ot/min]

Zanedbáním ztrát v ložiskách hydrodynamické spojky je získán konečný vztah pro výpočet účinnosti

$$\eta_{hs} = \frac{(M_{\check{c}hs} - 0) \cdot n_{ths}}{M_{\check{c}hs} \cdot n_{\check{c}hs}} = \frac{n_{ths}}{n_{\check{c}hs}} [-]. \quad (11)$$

Ztrátové teplo, tj.  $P_{\text{chs}} - P_{\text{ths}}$ , které se projevuje ohřevem pracovní kapaliny, je odváděno chladicím olejovým čerpadlem pryč ze skříně spojky.

HYDRODYNAMICKÁ SPOJKA KSR-8 a KSR-5	
maximální přenášený výkon	954 kW (110 kW KSR-5)
vstupní otáčky	1490 ot/min
maximální výstupní otáčky	1445 ot/min
minimální výstupní otáčky	722 ot/min
jmenovitý skluz	3 %
výkon chladicího čerpadla <sup>6</sup>	50 kW
účinnost	97-48%

Tabulka 5: Základní údaje hydrodynamické spojky KSR-8 a KSR-5.

Ze vzorce (11) je patrné, že s rostoucím skluzem hydrodynamické spojky klesá účinnost hydrodynamické spojky. Z hlediska hospodárnosti není v dnešní době tento druh regulace vhodný.

### 3.1 Možnosti regulace otáček u asynchronního pohonu

Rychlost otáčení rotoru lze u asynchronního motoru ovlivnit několika způsoby, jak bude patrné dále. Pro skluz platí:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (12)$$

Zároveň platí vztah pro výpočet synchronních otáček statoru:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (13)$$

Vyjádřením synchronních otáček ze vztahu (12) a dosazením do vztahu (13) získám vztah pro výpočet otáček:

$$\frac{n}{(1-s)} = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (14)$$

<sup>6</sup> Chladicí oběhové čerpadlo obstarává oběh chladiva společně pro čerpadla 1° a 2° pro horkovod Chomutov a Klášterec nad Ohří.

$$n = \frac{60 \cdot f \cdot (1 - s)}{p} \quad (15)$$

Změna otáček rotoru je tedy možná třemi způsoby:

- změnou skluzu – u asynchronních motorů s kroužkovou kotvou
- změnou počtu pólů – pouze skoková změna otáčení
- změnou frekvence – pomocí frekvenčního měniče

Z výše uvedeného připadá v úvahu pouze regulace otáček pomocí frekvenčního měniče. Umožňuje plynulý rozběh a regulaci otáček asynchronního motoru a je i výhodná z energetického hlediska. K čerpadlům 250-CHO-335/3 je dodáván motor o výkonu 160 kW od společnosti Siemens:

3 FÁZOVÝ ASYNCHRONNÍ MOTOR S KOTVOU NAKRÁTKO	
typ motoru	1LG6 316-4AA
jmenovitý výkon	160 kW
jmenovité napětí	3x400/230V / 50 Hz
jmenovitý proud	275 A
jmenovité otáčky	1490 ot/min
počet pólů	4
cos φ (při výkonu)	0,88 (160 kW); 0,85 (120kW)
třída účinnosti (IEC 60034-30)	IE3
účinnost η	95,8% (160kW); 95,8% (120kW)
hmotnost	1050 kg

Tabulka 6: Parametry pohonu 1LG6 316-4AA pro čerpadlo 250-CHO-335/3.

Pro určení pracovního rozsahu frekvence asynchronního motoru 1LG6 317-4MA je třeba nejprve spočítat skluz

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} = \frac{1500 - 1490}{1500} = 0,0066 \quad (16)$$

Vyjádřením frekvence  $f$  ze vztahu (14) dostanu

$$f = \frac{n}{60 \cdot (1 - s) \cdot p} \quad (17)$$

a určit pracovní frekvenční rozsah frekvenčního měniče:

$$f_{min} = \frac{\frac{n_{min}}{1-s} \cdot p}{60} = \frac{1225}{1-0,0066} \cdot 2}{60} = 41,11 \text{ Hz} \quad (18)$$

$$f_{max} = \frac{\frac{n_{max}}{1-s} \cdot p}{60} = \frac{1450}{1-0,0066} \cdot 2}{60} = 48,66 \text{ Hz} \quad (19)$$

Jedná se o relativně malý rozsah frekvence. Bude tedy třeba frekvenční měnič s vysokou rozlišovací schopností, neboť malá změna frekvence vyvolá poměrně velkou změnu otáček rotoru.

### 3.2 Výběr vhodného frekvenčního měniče

Prohlédl jsem nabídku trhu, konkrétně firem ABB, Siemens, Freecon, Omron a Vacon (dodává PWM s.r.o.). Po zhlédnutí nabídky jsem došel k závěru, že nejvhodnější bude pro paralelní provoz čerpadel použit NXS sérii frekvenčních měničů od fy. Vacon. Tato výrobní série se dodává se softwarem speciálně vyrobeným pro vodárenský průmysl a umožňuje mimo jiné komunikaci mezi dvěma jednotkami.

Základní parametry mnou použitého typu Vacon NX 0300 5 znázorňuje tabulka 7. K měniči je standardně dodávána síťová odrušovací tlumivka a ovládací panel připojený přes rozhraní RS-232. Frekvenční měnič je vybaven pěti sloty pro modulární rozšíření I/O kartami. Dále je možnost vybavit měnič síťovou kartou a řídit jej přes rozhraní Ethernet. Standardně je měnič vybavený pouze modulární I/O kartou OPT-A1. Tato rozšiřující karta obsahuje 2x analogový vstup (napěťový 0-10V nebo proudový 0-20 mA), 1x analogový výstup (napěťový 0-10V nebo proudový 0-20 mA) 6x digitální vstup a 1x digitální výstup s otevřeným kolektorem. K napájení čidel je k dispozici zdroj napětí +24V= /100 mA. Měnič je vybaven ochranou proti zemnímu zkratu v motoru nebo motorovém kabelu. Obsahuje i ochrany proti nadproudu, přetížení, zablokování motoru a přehřátí přístroje. Při výpadku jedné ze vstupních fází resp. výpadku jedné z výstupních fází, dojde k vypnutí měniče.

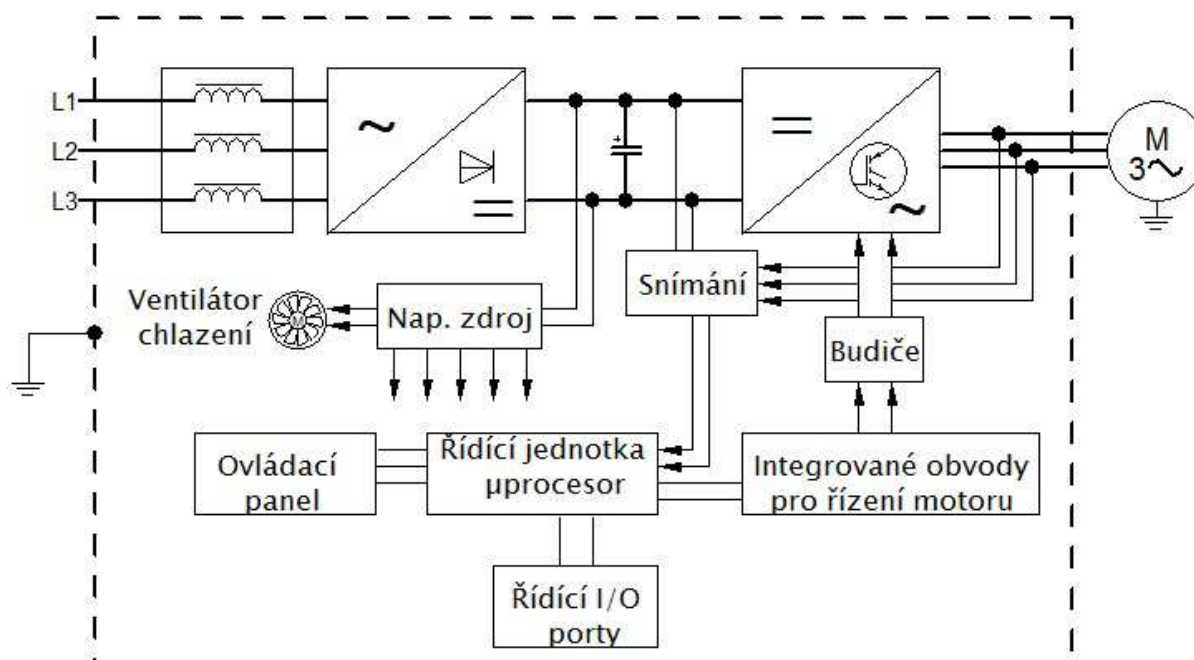


FREKVENČNÍ MĚNIČ VACON NX 0300 5	
napětí sítě	380-500V, 50/60Hz, 3~
pro motor do výkonu	160 kW na hřídeli motoru při 400V
metoda řízení	Skalární U/f, vektorové bez zpětné vazby integrováný PID regulátor
maximální trvalý proud	300A, přetížení 330A (max. 1min)
max. proud (2 s. každých 20s)	444 A
výstupní frekvence	0-320 Hz
rozdílení frekvence (výstup)	0,01 Hz
stupeň krytí	IP54
pracovní teplota prostředí	-10°C (bez námrazy) – +40°C
rozměry a hmotnost ŠxVxH/kg	480x1150x362mm / 146 kg

**Tabulka 7: Základní parametry frekvenčního měniče Vacon NX 0300 5.**

### 3.2.1 Popis zjednodušeného vnitřního uspořádání frekvenčního měniče

Vacon NX 0300 5 je nepřímý frekvenční měnič s tzv. stejnosměrným meziobvodem. Nepochází tedy ke změně frekvence přímo, ale nejdříve je třífázové střídavé napájecí napětí usměrněno třífázovým neřízeným diodovým usměrňovačem. Vstupní síťová tlumivka tvoří spolu s baterií kondenzátorů ve stejnosměrném mezi obvodě LC filtr, díky němuž je pulzující usměrněné napětí vyfiltrováno. Vstupní síťová tlumivka filtruje vysokofrekvenční rušení z napájení resp. zpětný vliv frekvenčního měniče na napájecí síť. Stejnosměrné usměrněné a vyfiltrované napětí je přivedeno na blok střídače. Ten tvoří polovodičové výkonové spínací prvky – IGBT tranzistory. Úkolem střídače je přeměna stejnosměrného napětí na 3-fázové šířkově modulované sinusové střídavé napětí napájející motor. Jalový výkon pro indukční zátěž je dodáván ze stejnosměrného meziobvodu – filtračních kondenzátorů. Díky tomu není potřeba kompenzace účinníku na napájecí straně frekvenčního měniče. Řízení frekvenčního měniče obstarává řídicí jednotka řízená mikropočítačem. Ta vychází z nastavených provozních parametrů uložených v paměti EPROM a z hodnot na vstupech modulární karty OPT-A1-3. Výstup z řídicí jednotky zpracovává blok integrovaných obvodů pro řízení motorů, kde dochází k výpočtu stavů pro IGBT střídače. Výstupní signály nelze přivést přímo na izolovaná hradla IGBT tranzistorů, a proto jsou nejdříve zesíleny budiči.

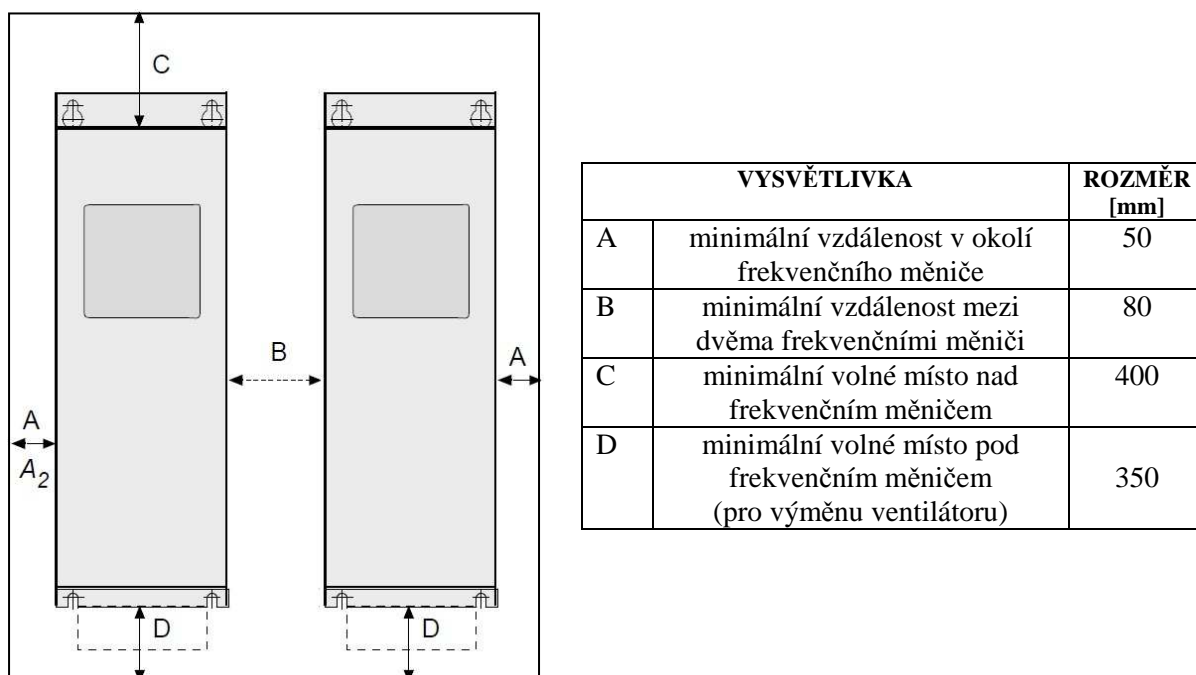


Obrázek 9: Blokové uspořádání frekvenčního měniče Vacon NX 0300 5.

Napájení ventilátoru chlazení, mikroprocesoru, integrovaných obvodů a sběrnic obstarává napájecí zdroj vybavený snižujícím pulzním měničem. Zdrojem napětí je stejnosměrný meziobvod.

### 3.3 Chlazení a umístění frekvenčních měničů

Při provozu frekvenčního měniče vzniká zejména na výkonových polovodičových spínacích prvcích ztrátové teplo až 2,7 kW při spínací frekvenci 3,6 kHz. To je nutno odvádět z přístroje do okolního prostředí čerpací stanice, která je odvětrávána. Frekvenční měnič má za tímto účelem zabudován výkonný ventilátor s průtokem vzduchu 1300 m<sup>3</sup>/h. Zařízení budou umístěna vedle sebe a připevněna na stěnu. Je nutné brát ohled na dodržení minimální vzdálenosti nutné k zajištění dostatečné cirkulace vzduchu při umísťování frekvenčních měničů. Okolní teplota nesmí překročit 40 °C, musí tedy být brán zřetel při umísťování frekvenčních měničů a vyvarovat se umísťování přístrojů v těsné blízkosti zdrojů tepla (horkovodní potrubí apod.). Z hlediska elektromagnetické kompatibility je doporučeno umístit frekvenční měnič co nejbližší k regulovaným pohonům, v tomto případě nepřesáhne délka napájecích kabelů 10 m. Pokud se napájecí vodiče pohonů budou křížit s ostatními kabely, je třeba zajistit, aby se kabely křížily pod úhlem 90°.



Obrázek 10: Minimální vzdálenosti nutné k zajištění cirkulace vzduchu a prostoru pro údržbu.

### 3.4 Manipulace obsluhy, nastavení frekvenčního měniče

Nová čerpací jednotka pro letní a přechodný provoz je koncipována jako bezobslužná jednotka, tj. pracuje zcela automaticky bez nutnosti zásahu obsluhy. Před uvedením jednotky do provozu je potřeba ve frekvenčním měniči nastavit základní parametry, tj. výkon a jmenovité otáčky pohonu, minimální a maximální napájecí frekvenci pohonu, hodnotu udržovaného konstantního tlaku  $\Delta p = 0,7$  MPa, systém paralelního řízení čerpadel a další potřebná nastavení. Lze k tomu využít ovládací panel frekvenčního měniče, popřípadě je možno odpojit ovládací panel a k přístroji připojit přes rozhraní RS-232 přenosný počítač. Pomocí dodávaného software lze provádět nastavení frekvenčního měniče a stahovat do počítače provozní informace a statistiky. Frekvenční měnič bude dovybaven a osazen modulární I/O kartou OPT-CI s komunikačním portem RJ-45 Ethernet, což umožňuje komunikaci s frekvenčním měničem na dálku. Provozní a statistická data, poruchové stavy včetně možnosti editace nastavení měniče se tak mohou přenášet přes stíněný síťový kabel CAT-5E do dozorny příslušného provozu.

### 3.5 Elektromagnetická kompatibilita

Frekvenční měniče Vacon NXS splňují normu ČSN EN 61800-3 kat. C2 elektromagnetické kompatibility, kladoucí požadavky na systémy výkonových pohonů a mohou být používány v prvním i druhém typu prostředí<sup>7</sup>. Měníče jsou standardně vybaveny integrovanými odrušovacími filtry a síťovou tlumivkou, aby byly co nejvíce potlačeny negativní vlivy na napájecí síť resp. negativní vlivy vysokofrekvenční rušení z napájení měniče. Síťová tlumivka mimo jiné omezuje proudové nárazy způsobené diodovým usměrňovačem a částečně chrání před přepětovými špičkami.

Zařízení budou používána v druhém prostředí, tj. v průmyslovém objektu. Aby zařízení splňovalo EMC třídy L, musí být přívodní napájecí kabel k motoru v provedení s koncentrickým středním vodičem. Pro přenos digitálních a analogových signálů je použit stíněný kabel typu JAMAK. Plechová skříň měniče frekvence musí být uzemněna, aby se minimalizovalo vyzařování elektromagnetického rušení do okolí.

### 3.6 Schéma zapojení

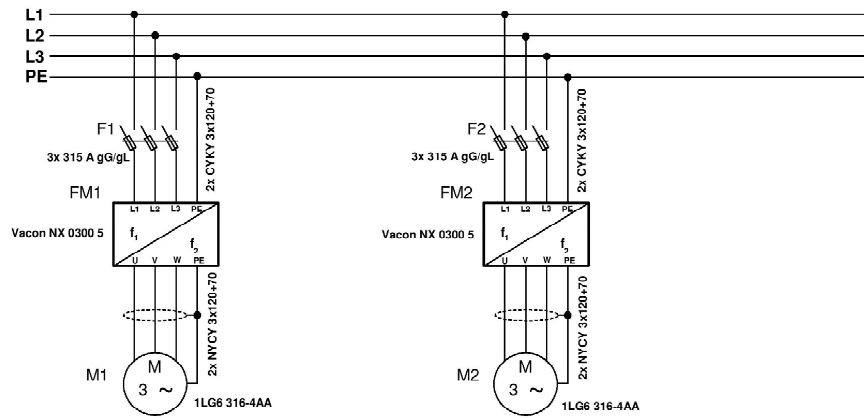
Frekvenční měniče jsou připojeny k elektrickému rozvodu přes třípólové pojistkové odpínače FH2-3A/F umožňující bezpečné odpojení zařízení od elektrické sítě během manipulace na části zařízení. Výrobce doporučuje použít pro jištění zařízení pojistky 315A gG /gL. V závislosti na použitém pojistkovém odpínači jsem zvolil nožové pojistky typu LG-17870. Přívodní napájecí kabely jsou typu CYKY-J 3x120+70 4B a jsou vedeny paralelně ke každému frekvenčnímu měniči. Pro napájecí kabely k pohonům je použit 2x NYCY 3x120+70 SM. Signálové vodiče musí být stíněné, použil jsem typ JAMAK 2x(2+1)x0,5 pro přenos elektrických signálů z čidel a JAMAK 8x(2+1)x0,5 pro přenos analogových a digitálních signálů mezi frekvenčními měniči.

---

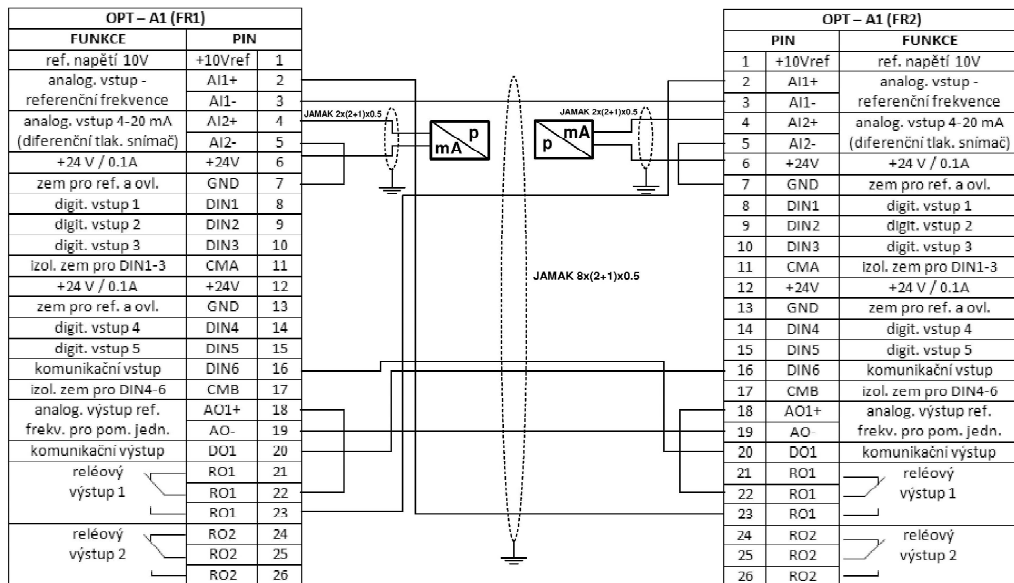
<sup>7</sup> první prostředí- domovní prostory přímo připojené k nn napájecí síti (bez distribučního transformátoru), která napájí obytné budovy

druhé prostředí- zahrnuje ostatní objekty kromě těch, které jsou přímo připojeny k nn napájecí síti (bez distribučního transformátoru) a napájí obytné budovy

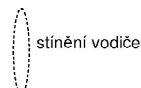
Schéma zapojení - silová část:



Slaboproudá část - schéma zapojení I/O modulárních karet OPT - A1 pro systém Multifollower PFC:



Vysvětlivka:



### 3.7 Systém regulace a způsob řízení při paralelním chodu čerpadel

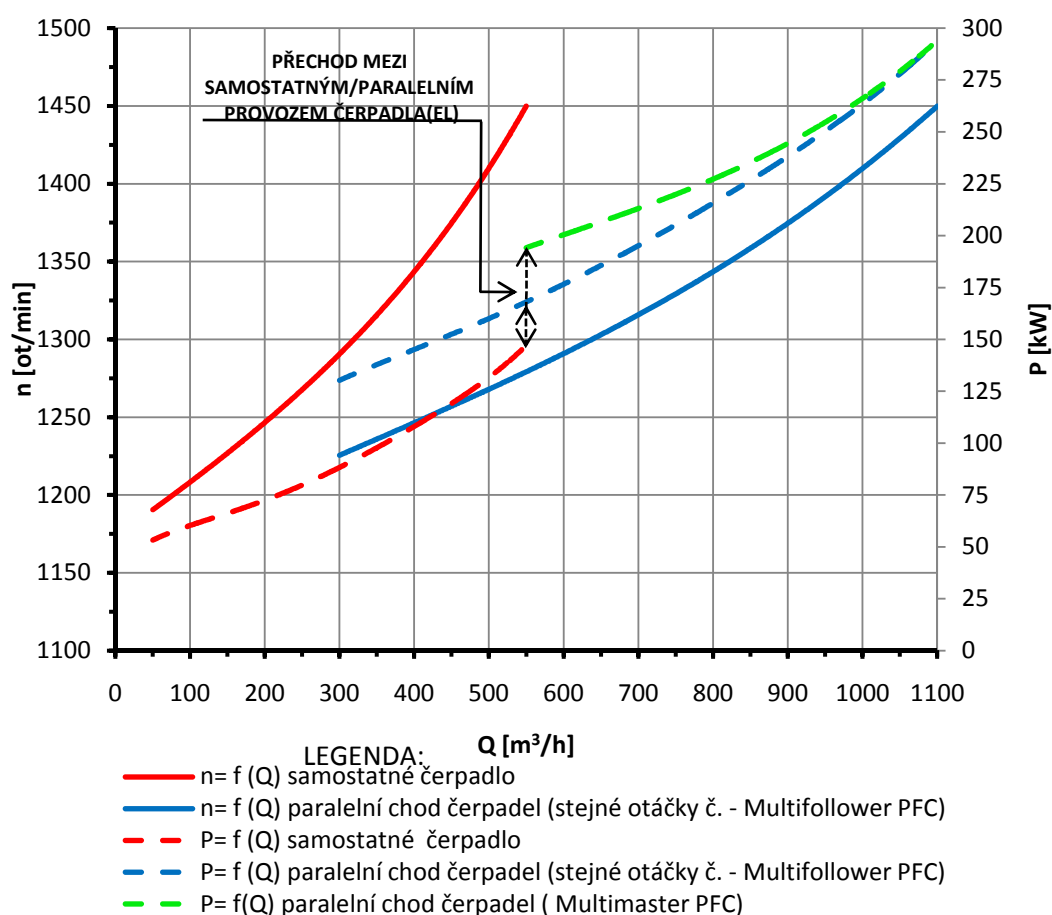
Regulaci otáček motoru obstarává interně zabudovaný PID regulátor. Ten porovnává nastavenou konstantní hodnotu tlaku s hodnotou skutečnou, naměřenou pomocí diferenčního tlakového čidla. To převádí naměřenou hodnotu tlaku na elektrický signál, který je přiveden na analogový proudový vstup frekvenčního měniče. Regulátor vyhodnotí odchylku a dle odchylky od nastavené hodnoty upraví otáčky pohonu čerpadla. Je využíváno skalární U/f řízení, kdy je udržován konstantní budící magnetický tok  $\Phi$ , tj. poměr U/f je udržován konstantní.

Frekvenční měniče řady NXS umožňují dva systémy řízení paralelního chodu čerpadel:

Multimaster PFC - Zaznamená-li primární frekvenční měnič běžícího pohonu čerpadla pomocí dif. tlakového čidla, že tlak v horkovodním potrubí poklesl pod stanovenou mez a výkon běžícího čerpadla není dostatečný a nelze již dále navýšit, je přes komunikační linku uveden do režimu pohotovosti druhý (sekundární) frekvenční měnič. Stávající primární čerpadlo je stále udržováno na maximálním výkonu a k němu je paralelně pomocí sekundárního měniče frekvence uvedeno do chodu druhé čerpadlo. Výkon sekundárního čerpadla je regulován tak, aby dodávalo potřebný čerpací výkon nutný k udržení nastavené hodnoty tlaku. Naopak, jsou-li v provozu obě čerpadla a dodávají větší čerpací výkon, než je nutné, je primárním frekvenčním měničem uveden sekundární frekvenční měnič do režimu spánku a sekundární čerpadlo tedy není v provozu.

Multifollower PFC - Zaznamená-li primární frekvenční měnič běžícího pohonu čerpadla pomocí dif. tlakového čidla, že tlak v horkovodním potrubí poklesl pod stanovenou mez a výkon běžícího čerpadla není dostatečný a nelze již dále navýšit, je přes komunikační linku uveden do režimu pohotovosti druhý (sekundární) frekvenční měnič. Regulace otáček a tedy i čerpacího výkonu sekundárního čerpadla však není řízena samostatně sekundárním měničem frekvence, ale přes komunikační linku primárním frekvenčním měničem. Výstupní frekvence obou frekvenčních měničů je stejná a tedy i obě čerpadla pracují se stejnými otáčkami resp. čerpacími výkony. Jinak řečeno, obě čerpadla jsou řízena jako celek primárním měničem frekvence a pohybují se ve stejném pracovním bodě charakteristik čerpadla. Dojde-li k poklesu výstupní frekvence napájející pohony čerpadel pod určitou stanovenou mez, kdy by s určitou rezervou stačil běh pouze jednoho čerpadla, dojde ke zvýšení otáček primárního čerpadla za souběžného poklesu otáček sekundárního čerpadla a příslušný frekvenční měnič je uveden do režimu spánku.

Oba systémy řízení paralelního chodu umožňují v případě běhu pouze jednoho z čerpadel (letní provoz) střídat po určitém časovém úseku (standardně po 48 hodinách) provoz čerpadel a tím dosáhnout rovnoměrného opotřebení, což má pozitivní vliv na jejich životnost. Jelikož jsem pro paralelní provoz použil dvě totožná čerpadla, umožňující oba dva výše jmenované systémy řízení, rozhodoval jsem se, který systém řízení bude z provozně-ekonomického hlediska výhodnější. Sestrojil jsem graf závislosti otáček na průtočném množství samostatného a paralelního chodu čerpadel při konstantním tlaku  $\Delta p=0,7$  MPa, protože pro další ekonomické výpočty je jednodušší odečítat hodnoty z grafu spojitých funkcí. Na vedlejší osu y jsem zároveň vynesl potřebný mechanický příkon v závislosti na průtočném množství a to jak pro samostatně běžící čerpadlo, tak i pro oba výše zmiňované systémy řízení paralelního chodu čerpadel.



**Obrázek 11:** Závislost otáček a mechanického příkonu čerpadla(el) na průtočném množství při  $\Delta p=0,7$ MPa.

Jak je z grafu na obrázku 11 patrné, je systém řízení Multifollower PFC výhodnější z hlediska nižších potřebných mechanických příkonů čerpadel a to zejména pro průtočné množství v rozsahu 550-900 m<sup>3</sup>. Rozdíl zde činí až 24 kW, s rostoucím průtokem klesá. Je to dáno nízkou účinností sekundárního (pomocného) čerpadla při malém průtočném množství (je

třeba si uvědomit, že primární čerpadlo pokrývá průtočné množství 550 m<sup>3</sup>) v případě systému řízení Multimaster PFC. Proto pro řízení čerpadel doporučuji používat Multifollower PFC.

## 4 Provozně-ekonomické výpočty

### 4.1 Průměrná měsíční průtočná množství

Průměrná hodinová průtočná množství teplotního média protékající horkovodními systémy v závislosti na období znázorňuje následující tabulka:

Období (rok 2011)	Chomutov [m <sup>3</sup> /h]	Kláštrec nad Ohří [m <sup>3</sup> /h]	Celkem [m <sup>3</sup> /h]
duben	647	285	932
květen	568	241	809
červen	212	113	325
červenec	260	121	381
srpen	185	75	260
září	616	233	849
říjen	741	310	1051

Tabulka 8: Průměrná hodinová průtočná množství teplotního média za období duben-říjen 2011.

### 4.2 Energetická bilance stávajícího a navrženého čerpacího systému pro letní a přechodné období

Pro ekonomické zhodnocení nově navrženého čerpacího systému je potřeba stanovit energetickou náročnost stávajícího a nového řešení.

#### 4.2.1 Energetická náročnost navrženého řešení čerpací stanice

Je třeba vycházet z celkových hodinových průtočných množství – viz tabulka 8. Jak již bylo řečeno, navržené řešení je skladba dvou totožných čerpadel pracujících v paralelním zapojení, pro průtočná množství < 550 m<sup>3</sup>/h teplotní látky je v provozu jen jedno z čerpadel. Stanovil jsem potřebné mechanické příkony obou nově navržených čerpadel 250 CHO-335/3 v závislosti na průtočném množství teplotního média za pomoci grafu na obrázku 11, který jsem již dříve za tímto účelem sestavil.

Pro měsíc duben je průměrné průtočné množství 932 m<sup>3</sup>/h vody. Odečtením hodnot z grafu na obrázku 11 je patrné, že aby byla čerpadla schopna dodat takové množství látky, musí pohony čerpadel dodat celkem 245 kW mechanického výkonu při rychlosti 1388 ot/min (paralelní chod - Multifollower PFC).



Z účinnosti pohonu čerpadel určím elektrický příkon pohonu čerpadla:

$$P_{MOT} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_{mot}} = \frac{245}{0,953} = 257,08 \text{ kW} \quad (20)$$

Z technických údajů k měniči Vacon NX 0300 5 vyplývá, že při spínací frekvenci 3,6 kHz vzniká na frekvenčním měniči ztrátový výkon 2,7 kW. Je tedy nutno elektrický příkon o tuto hodnotu navýšit. V tomto případě o 5,4 kW. Výstupní napájecí napětí z frekvenčního měniče bude mít frekvenci

$$f = \frac{n}{1-s} \cdot p = \frac{1385}{1-0,0066} \cdot 2 = 46,47 \text{ Hz} . \quad (21)$$

Stejným postupem jsem určil hodnoty pro ostatní průtočná množství:

období (rok 2011)	Q [m <sup>3</sup> /h]	P <sub>MOT1</sub> [kW]	P <sub>MOT2</sub> [kW]	P <sub>FM</sub> [kW]	P <sub>CELK</sub> [kW]	n [ot/ min]	f [Hz]
duben	932	128,54	128,54	5,4	262,48	1385	46,47
květen	809	114,11	114,11	5,4	233,63	1346	45,16
červen	325	97,59	-	2,7	100,29	1303	43,72
červenec	381	107,03	-	2,7	109,73	1330	44,61
srpen	260	75,55	-	2,7	78,25	1270	42,72
září	849	119,36	119,36	5,4	244,12	1359	45,60
říjen	1051	144,28	144,28	5,4	293,96	1428	47,92

Tabulka 9: Energetická bilance navrženého řešení čerpací stanice.

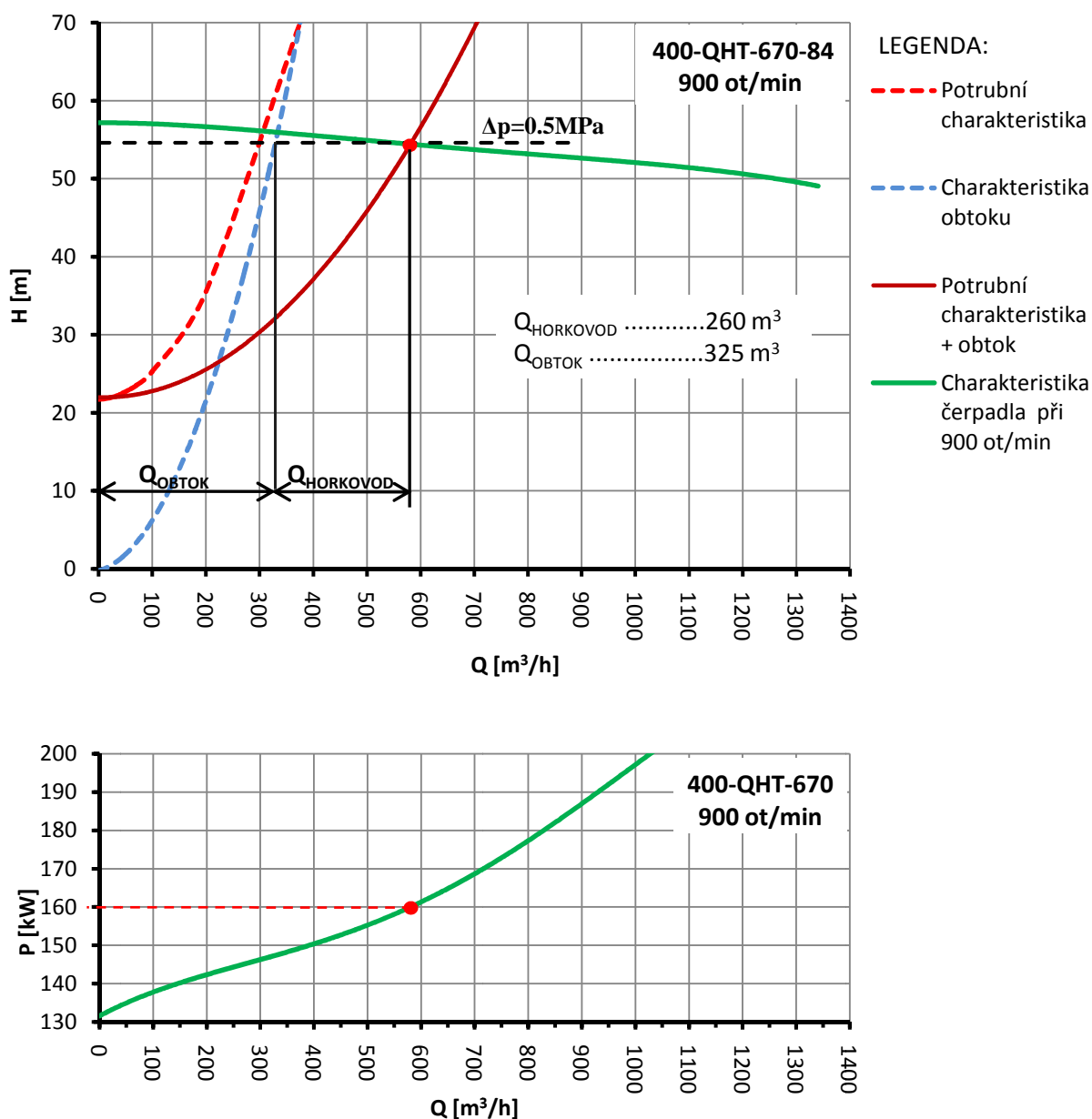
## 4.2.2 Energetická náročnost stávajícího řešení čerpací stanice

### 4.2.2.1 Letní období

V letním období je v provozu pouze čerpadlo 1°. Výkon čerpadla je řízen hydrodynamickou spojkou KSR-8. Protože v letním období dosahují průtočná množství minima, tj. až 150 m<sup>3</sup>/h, a čerpadlo 400-QHT není na čerpání tak malého množství vhodné, neboť by pracovalo na samém okraji charakteristiky a výrobce ani provoz čerpadla za těchto podmínek nedoporučuje, využívá se u čerpadla 1° obtok. Ten zvýší průtočné množství procházející čerpadlem na minimální hodnotu cca 600 m<sup>3</sup>/h. Pracovní bod čerpadla se díky obtoku posune do vhodnější části charakteristiky. Regulace množství vody procházející obtokem se provádí regulačním ventilem, který je ovládán motoricky.

Za pomoci tabulkového procesoru Excel jsem sestrojil graf ukazující, jak se změní pracovní bod čerpadla při použití obtoku. Naznačil jsem odporovou charakteristiku obtoku,

kteřá je závislá na stupni otevření obtokového regulačního ventilu. Čerpadlo je řízeno na konstantní tlakový rozdíl  $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$ , který i přes tlakovou ztrátu cca  $0,1 \text{ MPa}$  na základních ohřívacích zajišťuje na výstupu z elektrárny dostatečný tlak v horkovodním potrubí pro průtok vody skrze městské ohříváky TUV.



Obrázek 12: Pracovní charakteristiky čerpadla 1° provozovaného s obtokem v letním období.

Původní potrubní charakteristika horkovodů se vlivem součtu s odporovou charakteristikou obtoku více „položí“ (tj. sníží se tlakové ztráty potrubí na výtlaku čerpadla). Z grafu potřebného mechanického příkonu čerpadla jsem odečetl hodnotu  $160 \text{ kW}$ . Tato hodnota je v letním období konstantní, neboť se udržuje stálé minimální průtočné množství

čerpádem. Je třeba stanovit elektrický příkon čerpadla, tj. včetně zahrnutí účinnosti motoru a především hydrodynamické spojky. Účinnost hydrodynamické spojky dle (11) je

$$\eta_{hs} = \frac{n_{ths}}{n_{chs}} = \frac{900}{1490} = 0,604 \quad [-] \quad (22)$$

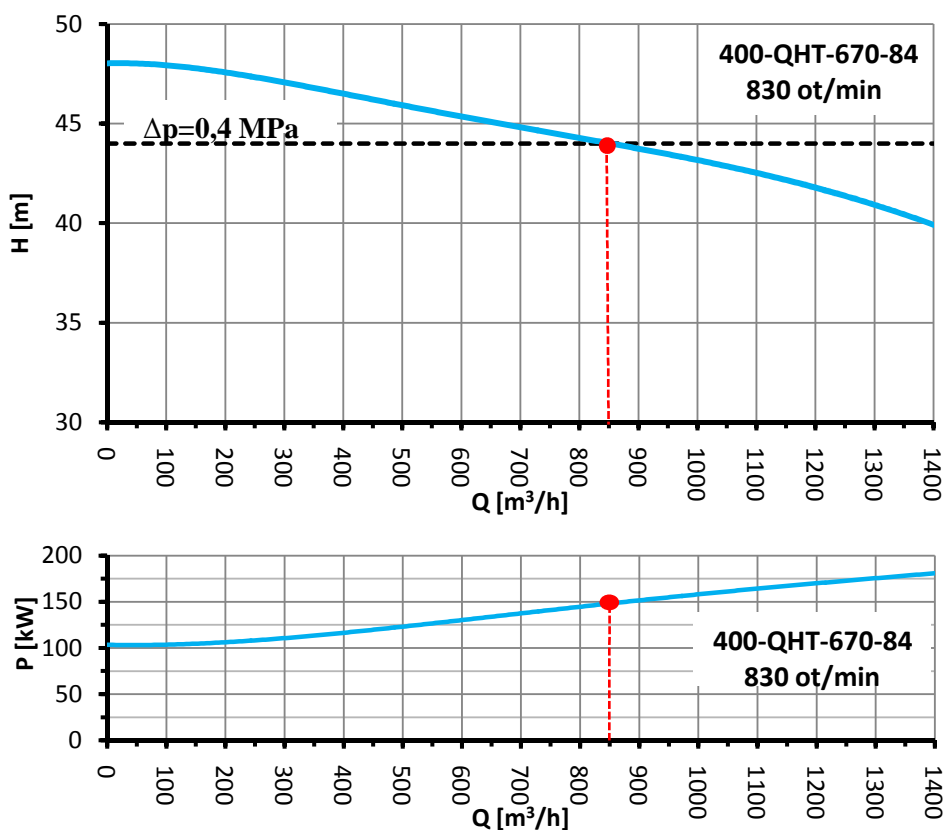
a lze už dopočíst celkový elektrický příkon pro pohon čerpadla 1° v letním období. Účinnost pohonu čerpadla uvažují 85%.

$$P_{MOT} = \frac{P_{\zeta}}{\eta_{mot} \cdot \eta_{hs}} = \frac{160}{0,85 \cdot 0,604} = 314,64 \text{ kW} \quad (23)$$

#### 4.2.2.2 Přejídné období

V přejídném období je kromě čerpadla 1° v každé větvi horkovodní sítě sériově spuštěno příslušné čerpadlo 2°. Při sériové spolupráci čerpadel se zvyšuje výtlačná výška H. Čerpadlo 1° a čerpadla 2° jsou řízena na konstantní tlakový rozdíl  $\Delta p = 0,4 \text{ MPa}$ .

Dále provedu určení příkonu čerpacího systému pro měsíc září. Průměrné celkové průtočné množství je  $849 \text{ m}^3/\text{h}$ , toto množství protéká čerpádem 1° a dále se rozděluje na horkovod Chomutov –  $616 \text{ m}^3/\text{h}$  a Klášterec nad Ohří –  $233 \text{ m}^3/\text{h}$ .



Obrázek 13: Pracovní charakteristiky čerpadla 1° v přejídném období - září 2011.

Pro průtočné množství 849 m<sup>3</sup>/h odečteme z pracovních charakteristik čerpadla potřebný mechanický příkon 149 kW při 830 ot/min. El. příkon pohonu čerpadla 1° bude:

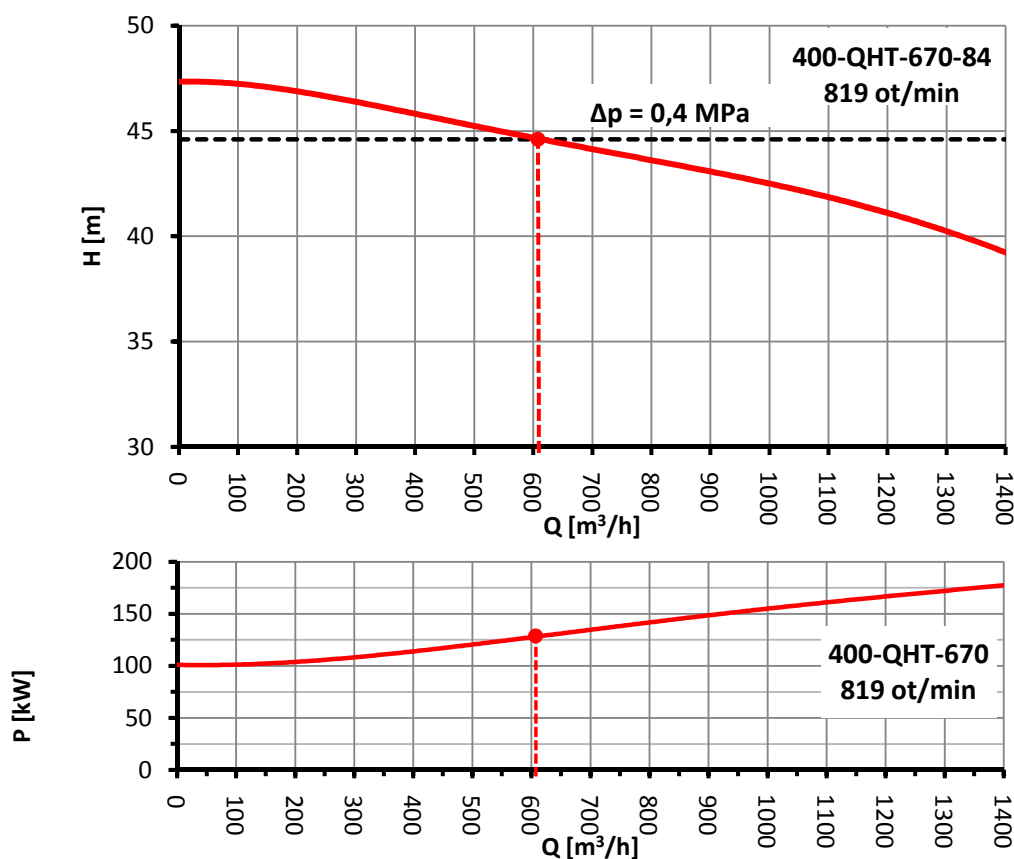
$$\eta_{hs} = \frac{n_{ths}}{n_{\check{c}hs}} = \frac{830}{1490} = 0,557 [-] \quad (24)$$

$$P_{MOT} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_{mot} \cdot \eta_{hs}} = \frac{149}{0,85 \cdot 0,557} = 314,68 \text{ kW} \quad (25)$$

Obdobně jsem odečetl hodnoty z charakteristiky čerpadla 2° - Chomutov. Pro průtočné množství 616 m<sup>3</sup>/h a konstantní tlakový rozdíl  $\Delta p = 0,4$  MPa je nutno dodat na hřidel čerpadla 129 kW mechanického výkonu při rychlosti otáčení 819 ot/min.

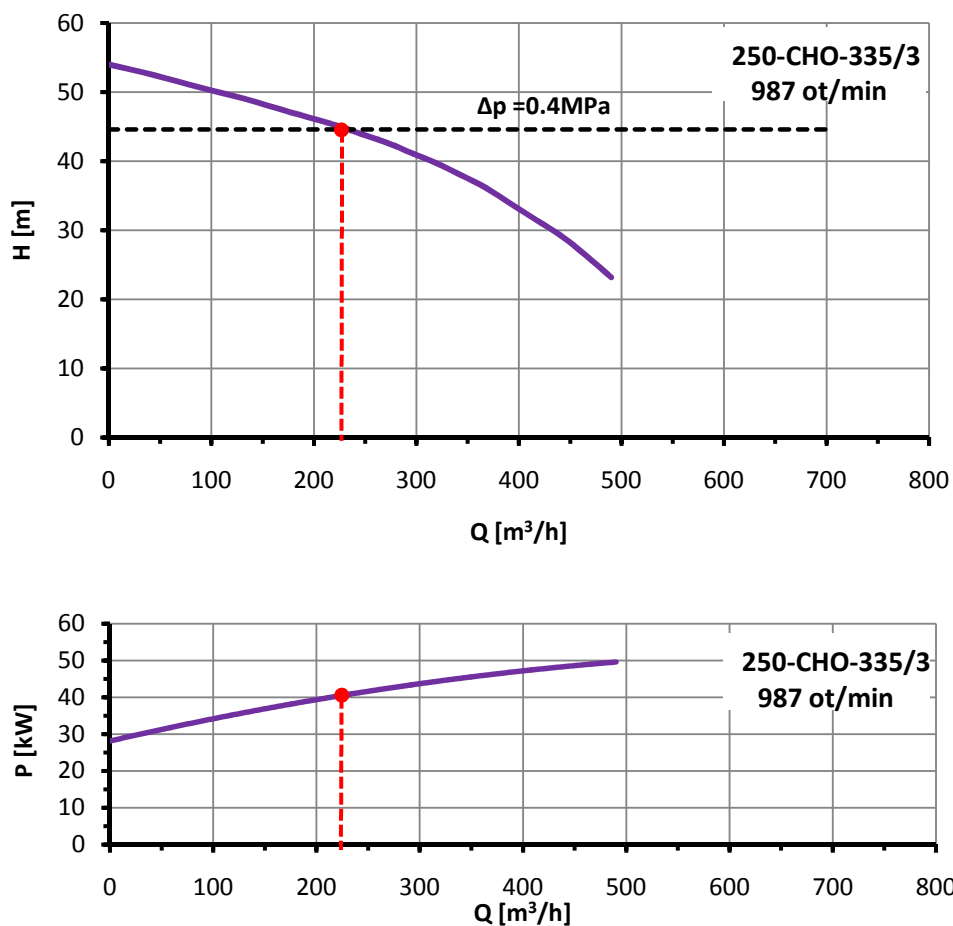
$$\eta_{hs} = \frac{n_{ths}}{n_{\check{c}hs}} = \frac{819}{1490} = 0,549 [-] \quad (26)$$

$$P_{MOT} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_{mot} \cdot \eta_{hs}} = \frac{129}{0,85 \cdot 0,549} = 276,11 \text{ kW} \quad (27)$$



Obrázek 14: Charakteristiky čerpadla 2° - horkovod Chomutov v přechodném období - září 2011.

Horkovodním potrubím - Klášterec nad Ohří protéká 233 m<sup>3</sup>/h. Čerpadlo při tomto průtočném množství vody potřebuje dodat na hřídel 41 kW mech. příkonu při 987 ot/min. Jako pohon čerpadla slouží 160 kW motor 5 AF 315 S se jmenovitými 1485 ot/min. Účinnost motoru vzhledem k zatížení uvažují 90 %.



Obrázek 15: Charakteristiky čerpadla 2° - Klášterec n. Ohří v přechodném období - září 2011.

$$\eta_{hs} = \frac{n_{ths}}{n_{chs}} = \frac{987}{1485} = 0,665 [-] \quad (28)$$

$$P_{MOT} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_{mot} \cdot \eta_{hs}} = \frac{41}{0,9 \cdot 0,665} = 68,5 \text{ kW} \quad (29)$$

Všechny výše vypočtené hodnoty jsem zanesl do tabulky 10. Z ní vyplývá, že novým řešením čerpací stanice pro letní a přechodné období se za rok 2011 dalo dosáhnout přibližné úspory 1966 MWh elektrické energie.

NAMĚŘENÁ PRŮTOČNÁ MNOŽSTVÍ (MĚSÍČNÍ PRŮMĚR)			ENERGETICKÁ BILANCE – ELEKTRICKÝ PŘÍKON ČERP. SYSTÉMU								
			STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ					NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ			
Období (rok 2011)	Chomutov [m <sup>3</sup> /h]	Klášterec n. Ohří [m <sup>3</sup> /h]	Čerpadlo 1° [kW]	Čerpadlo 2° Chomutov [kW]	Čerpadlo 2° Klášterec n. Ohří [kW]	Chlazení hydrodyn. spojky [kW]	ΣP [kW]	Hlavní čerpadlo [kW]	Pomocné čerpadlo [kW]	Ztráty fr. měniče [kW]	ΣP [kW]
duben	647	285	330	281,84	75,22	55	742,06	128,54	128,54	5,4	262,48
květen	568	241	308,90	264,07	70,28	55	698,25	114,11	114,11	5,4	233,63
červen	212	113	311,64	-	-	55	366,64	97,59	-	2,7	100,29
červenec	260	121	311,64	-	-	55	366,64	107,03	-	2,7	109,73
srpen	185	75	311,64	-	-	55	366,64	75,55	-	2,7	78,25
září	616	233	314,68	276,11	68,5	55	714,29	119,36	119,36	5,4	244,12
říjen	741	310	352,34	297,47	77,88	55	782,69	144,28	144,28	5,4	293,96

OBDOBÍ (ROK 2011)	POČET DNŮ V MĚSÍCI	CELKOVÉ MNOŽSTVÍ VODY [m <sup>3</sup> ]	SPOTŘEBOVANÁ ENERGIE STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ [MWh]	SPOTŘEBOVANÉ ENERGIE NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ [MWh]	ÚSPORA ENERGIE [MWh]
duben	30	671040	534,28	188,9856	345,2944
květen	31	601896	519,50	173,8207	345,6793
červen	30	234000	263,98	72,2088	191,7712
červenec	31 <sup>8</sup>	283464	237,58	71,105	166,475
srpen	31	193440	272,78	58,218	214,562
září	30	611280	514,29	175,7664	338,5236
říjen	31	781944	582,32	218,7062	363,6138
<b>CELKEM ZA OBDOBÍ DUBEN – ŘÍJEN 2011</b>					
-	<b>214</b>	<b>3377064</b>	<b>2924,73</b>	<b>958,81</b>	<b>1965,919</b>

Tabulka 10: Energetická bilance stávajícího a nově navrženého řešení čerpací stanice.

<sup>8</sup> V červenci 2011 proběhla čtyřdenní odstávka čerpací stanice, počítáno pouze s 27 dny.

## 4.3 Ekonomická analýza

### 4.3.1 Pořizovací náklady na nové řešení čerpací stanice

Odhad přesných celkových pořizovacích nákladů je poměrně problematický, neboť konečnou cenu ovlivňuje více faktorů. Pořizovací náklady jsou ovlivněny způsobem nákupu zařízení a cenou za projektovou dokumentaci, montáž a zprovoznění. Nejnákladnější položkou je pořizovací cena dvou čerpadel 250-CHO-335/3. Po odborné konzultaci jsem zjistil, že firma Sigma Lutín je schopna dodat jedno čerpadlo za cenu 183 000 €. Čerpadlo je dodáváno se základnovým rámem a 160kW asynchronním pohonem. Instalace nového zařízení se neobejde bez odstávky stávajícího čerpacího systému. Z důvodu předejití případných penalizací za nedodané teplo doporučuji pro instalaci zařízení využít termínu odstávky čerpací stanice pro rok 2012.

Následuje výčet pořizovacích nákladů na jednotlivé položky. Ceny jsem zjišťoval u dodavatelů zařízení, ceny za projektovou dokumentaci, montáž a zprovoznění zařízení jsem po konzultaci odhadnul.

TYP ZAŘÍZENÍ	POČET [ks]	POŘIZOVACÍ CENA [€]
čerpadlo 250-CHO-335, pohon 1LG6 316-4AA a zákl. rám	2	366 000
frekvenční měnič Vacon NX 0300 5	2	22 180
modul. karta OPT-CI (RJ-45)	1	460
snímač tlaku $\Delta p/ 4-20mA$	2	3 280
elektroinstal. materiál	-	2 500
elektroinstal. montáž a oživení	-	2 300
instalace čerpadel, armatury	-	4 000
projektová dokumentace	-	4 000
rezerva	-	12 000
<b>CELKEM</b>	-	<b>416 720</b>

Tabulka 11: Pořizovací náklady na nové řešení čerpací stanice.

### 4.3.2 Životnost nového zařízení

Výrobce Sigma Lutín zaručuje životnost čerpadel minimálně na 15 let provozu. Odhad životnosti frekvenčních měničů výrobce neudává, nicméně si myslím, že při pravidelné údržbě lze taktéž bez problémů dosáhnout stejné životnosti jako u čerpadel. Výrobce měničů doporučuje provést výměnu ventilátoru po 7 letech provozu, výměnu

kondenzátorů ve stejnosměrném meziobvodu pak po 10 letech provozu zařízení. Tyto servisní náklady jsou v porovnání s nákupní cenou zařízení minimální a lze je zanedbat.

### 4.3.3 Cash Flow

Metoda finanční analýzy Cash Flow neboli peněžního toku je jednou z moderních metod finanční analýzy investice. Vyjadřuje tok peněžních prostředků za určité období hospodaření (nejčastěji dobu životnosti zařízení) a představuje rozdíl mezi příjmy a výdaji investice za toto období. Cash Flow je finančním ukazatelem, který nám říká, jak byly investované peněžní prostředky využity. Výpočet úplného modelu Cash Flow je značně složitý, pro výpočet návratnosti investice v případě oběhové stanice elektrárny Prunéřov stačí zjednodušená metodika výpočtu.

Pro výpočet Cash Flow je třeba stanovit výši investice nutnou pro nákup a montáž nových čerpadel a frekvenčních měničů. Dále je třeba stanovit náklady a tržby, které provozem investice vzniknou. Náklady vyjadřují vynaložené finanční prostředky pro provoz nového řešení čerpací stanice (náklady na elektrickou energii a údržbu zařízení; odpisy). Tržby v tomto případě představují náklady na elektrickou energii, kterou ušetříme odstavením stávajícího řešení čerpací stanice v letním a přechodném období. Náklady a tržby získáme součinem celkové roční spotřeby elektrické energie stávajícího a nového řešení čerpací stanice s cenou za 1MWh elektrické energie<sup>9</sup>. Ve výpočtech se předpokládá s ročním inflačním růstem 2,5% . Hodnotu diskontu jsem po konzultaci zvolil 9%.

Rozdíl mezi tržbou a náklady představuje tzv. zisk před zdaněním. Tento zisk musí být dle zákona o daních zdaněn 19% daní z příjmu. Součtem zisku po zdanění a odpisu získáme budoucí předpokládaný roční peněžní tok Cash Flow.

Výpočet Cash Flow pro rok 2013:

$$\text{Tržby} = A_{s\check{c}s} \cdot C_{1MWh} = 2\,924,73 \cdot 49,75 = 145\,505 \text{ €} \quad (30)$$

$$\text{Náklady} = A_{n\check{c}s} \cdot c_{1MWh} = 958,81 \cdot 49,75 = 47\,701 \text{ €} \quad (31)$$

---

<sup>9</sup> Cena elektrické energie ke dni 16. 4. 2012 činí 49,75 € / MWh (zdroj: <http://www.kurzy.cz>)



$$Odpisy = \frac{Investice}{10} = \frac{416\,720}{10} = 41\,672 \text{ €} \quad (32)$$

Odečtením nákladů a odpisů od tržeb získáme zisk před zdaněním:

$$\begin{aligned} Zisk \text{ před zdaněním} &= Tržby - Náklady - Odpisy = \\ &= 145\,505 - 47\,701 - 41\,672 = 56\,132 \text{ €} \end{aligned} \quad (33)$$

Zisk po zdanění 19% daní z příjmu:

$$\begin{aligned} Zisk \text{ po zdanění} &= Zisk \text{ před zdaněním} \cdot (1 - 0,19) = \\ &= 56\,132 \cdot 0,81 = 45\,467 \text{ €} \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} Cash \text{ Flow} &= Zisk \text{ po zdanění} + Odpisy = \\ &= 45\,467 + 41\,672 = 87\,139 \text{ €} \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} Diskontovaný \text{ Cash Flow} &= Cash \text{ Flow} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{d}{100}\right)^t} = \\ &= 87\,139 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^1} = 79\,944 \text{ €} \end{aligned} \quad (36)$$

Obdobným způsobem jsem provedl výpočet i pro další roky a výsledky zanesl do tabulky 12.

#### 4.3.4 NPV CF

NPV (Net Present Value) neboli čistá současná hodnota se definuje jako součet budoucích diskontovaných finančních toků za sledované období. Vypočte se na základě následujícího algoritmu

$$NPV \text{ CF} = \sum_0^t \frac{CF_t}{\left(1 + \frac{d}{100}\right)^t}, \quad (37)$$

kde:

$CF_t$  – Cash Flow za daný rok [€]

$d$  – diskont [%]

$t$  – sledované období (doba životnosti zařízení)

Záporná hodnota NPV se považuje za nevýhodnou investici, kladná hodnota za výhodnou investici. Při vzájemném srovnávání investičních projektů je výhodnější ten s nejvyšší hodnotou NPV. Tento ekonomický ukazatel řeší pouze budoucí peněžní toky, které nám daná investice přinese. Nehodí se pro hodnocení strategicky významných projektů. Protože u NPV počítáme s budoucími peněžními toky, je třeba zohlednit jejich hodnotu v čase. Proto se peněžní toky Cash Flow diskontují, tj. poníží se o diskont.

V případě řešené investice do nových zařízení bude NPV CF:

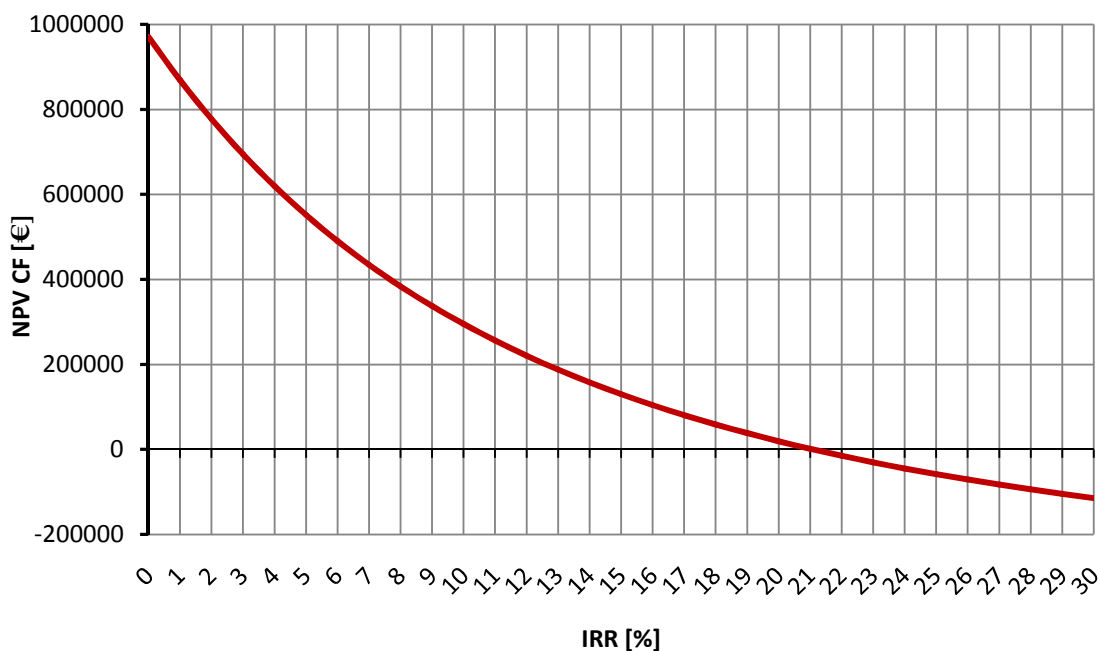
$$\begin{aligned}
 NPV_{CF} = \sum_0^t \frac{CF_t}{\left(1 + \frac{d}{100}\right)^t} = & -\frac{416\,720}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^0} + \frac{87\,139}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^1} + \\
 & + \frac{89\,119}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^2} + \frac{91\,149}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^3} + \frac{93\,230}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^4} + \frac{95\,363}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^5} + \\
 & + \frac{97\,549}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^6} + \frac{99\,790}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^7} + \frac{102\,087}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^8} + \\
 & + \frac{104\,441}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^9} + \frac{106\,854}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^{10}} + \frac{101\,410}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^{11}} + \frac{103\,945}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^{12}} + \\
 & + \frac{106\,544}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^{13}} + \frac{109\,207}{\left(1 + \frac{9}{100}\right)^{14}} = 337\,544 \text{ €}
 \end{aligned} \tag{38}$$

#### 4.3.5 Vnitřní míra výnosnosti IRR

Vnitřní míra výnosnosti IRR (Internal Rate of Return) je definována jako úroková míra, při které je součet budoucích peněžních toků Cash Flow investice roven výši pořizovacích nákladů. Zjednodušeně řečeno se jedná o diskont, při kterém je hodnota čisté současné investice NPV rovna nule:

$$NPV_{CF} = \sum_0^t \frac{CF_t}{\left(1 + \frac{d}{100}\right)^t} = 0 \Leftrightarrow IRR = d \tag{39}$$

Numerický výpočet vnitřní míry výnosnosti je poměrně složitý, proto jsem použil k určení hodnoty IRR grafické řešení. Za pomoci výše uvedené podmínky jsem sestrojil v Excelu graf. V něm jsem znázornil výpočet NPF CF pro rozsah hodnot IRR 0-30 %.



**Obrázek 16: Grafické řešení vnitřní míry výnosnosti.**

Z grafu jasně vyplývá, že aby byla splněna podmínka (39), musí být  $IRR=21,1\%$ . Správnost grafického řešení IRR jsem zároveň ověřil díky integrované výpočtové funkci „MÍRA.VÝNOSNOSTI (hodnota)“ v Excelu.

#### 4.3.6 Určení prosté a diskontované doby návratnosti

Prostou dobu návratnosti investice jsem určil z kumulovaného Cash Flow v tabulce 12. Jde vlastně o bod zvratu, kdy je původní kapitálový výdaj za investici vyrovnán peněžními příjmy z investice. Hodnota prosté návratnosti investice je 5 let.

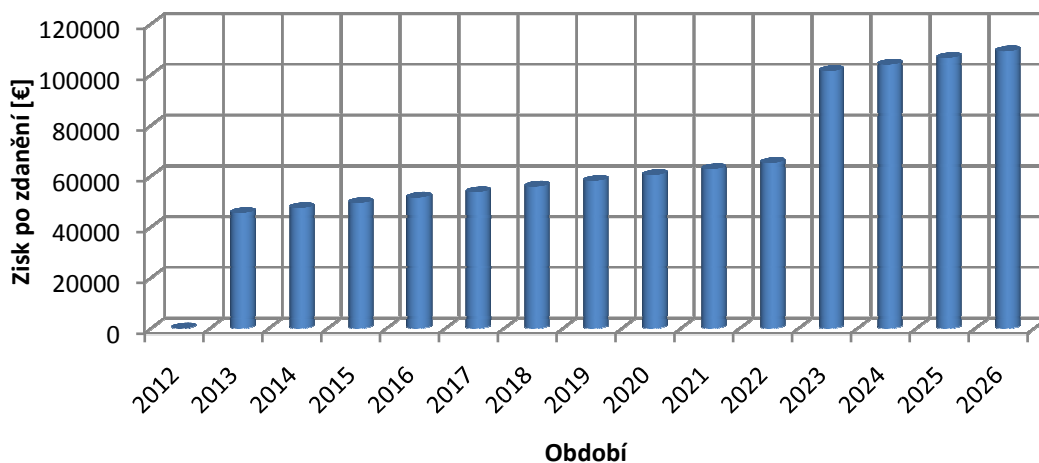
Diskontovanou dobu návratnosti investice (DDNI) jsem určil podobně jako prostou dobu návratnosti, pouze s tím rozdílem, že není založena na prostém peněžním toku, nýbrž na diskontovaném peněžním toku. Hodnota DDNI je 7 let.

rok	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
tržby (úspory) [€]		145505	149143	152871	156693	160610	164626	168741	172960	177284	181716	186259	190915	195688	200580
náklady [€]		47701	48893	50116	51369	52653	53969	55318	56701	58119	59572	61061	62588	64152	65756
investice [€]	416720														
odpisy [€]		41672	41672	41672	41672	41672	41672	41672	41672	41672	41672				
zisk před zdaněním [€]	0	56132	58577	61084	63652	66286	68984	71751	74586	77493	80472	125198	128328	131536	134824
daň z příjmu (19%) [€]	0	10665	11130	11606	12094	12594	13107	13633	14171	14724	15290	23788	24382	24992	25617
zisk po zdanění [€]	0	45467	47447	49477	51558	53691	55877	58118	60415	62769	65182	101410	103945	106544	109207
Cash Flow [€]	-416720	87139	89119	91149	93230	95363	97549	99790	102087	104441	106854	101410	103945	106544	109207
Cash flow sečtené [€]	-416720	-329581	-240462	-149312	-56082	39281	136831	236621	338707	443148	550003	651412	755358	861901	971109
Cash Flow diskontované [€]	-416720	79944	75010	70384	66047	61980	58166	54589	51234	48088	45136	39300	36956	34752	32680
Cash flow disk. sečtené [€]	-416720	-336776	-261766	-191382	-125335	-63356	-5190	49398	100632	148720	193856	233157	270112	304864	337544

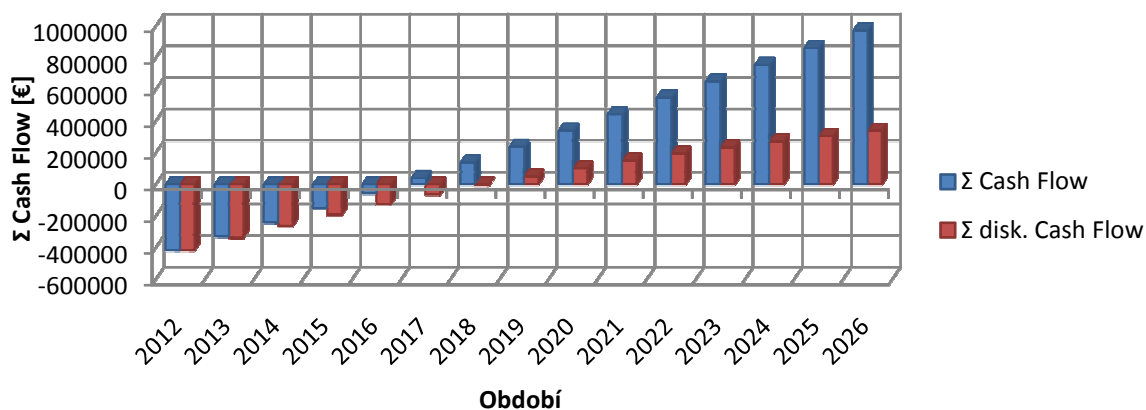
Tabulka 12: Přehled průběžných ekonomických výsledků výpočtu návratnosti metodou Cash Flow.

EKONOMICKÝ UKAZATEL	HODNOTA
NPV CF (čistá současná hodnota)	337 544 €
IRR (vnitřní míra výnosu)	21,10%
prostá doba návratnosti	5 let
diskontovaná doba návratnosti	7 let

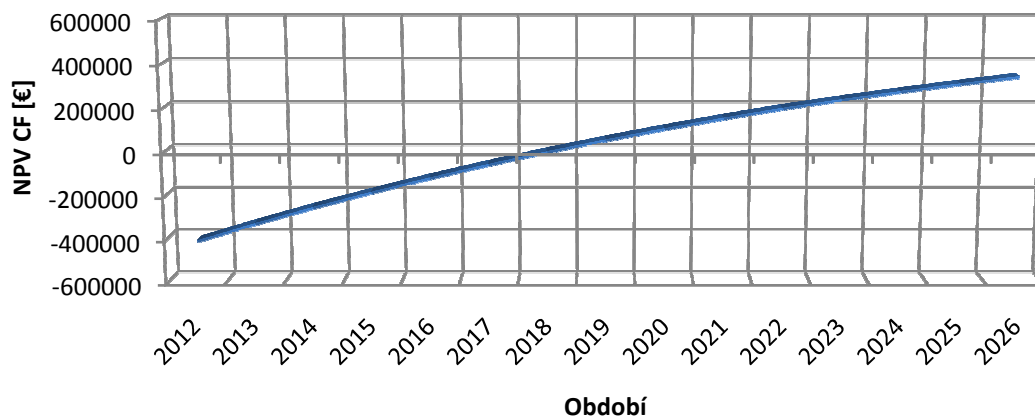
Tabulka 13: Ekonomické ukazatele investice.



Obrázek 17: Předpokládané výše zdaněných zisků nové čerpací jednotky pro sledované období.



Obrázek 18: Předpokládaný vývoj Cash Flow pro sledované období.



Obrázek 19: Předpokládaný vývoj NPV CF.

## 5 Závěr

Cíle této diplomové práce byly splněny. Navrhl jsem nový nezávislý čerpací systém pro letní a přechodné období, který neovlivňuje stávající řešení oběhové stanice. To zůstalo nezměněno, nadále bude využíváno pro zimní období. Nová čerpací jednotka je navržena jako bezobslužná, pracuje dle nastavených hodnot ve frekvenčním měniči. Hodnoty lze změnit přímo na jeho displeji, popřípadě na dálku z dozorny pomocí rozhraní Ethernet (modulární karta OPT-CI). Čerpadla budou řízena na konstantní tlakový rozdíl. Samotný průtok teplonosného média výměníky tepla je regulován regulačními ventily ve výměníkových stanicích. Zařízení budou umístěna na místo kondenzátních čerpadel pro nerealizovaný špičkový ohřívák ŠO3 ve strojovně čerpací stanice. Instalaci nových zařízení doporučuji provést v termínu plánované letní odstávky pro rok 2012.

Jak je z provozně-ekonomických výpočtů patrné, pro rok 2011 by provoz nového řešení znamenal přibližnou úsporu 1966 MWh elektrické energie. Pro výpočet ekonomických ukazatelů jsem použil zjednodušený model Cash Flow. Čistá současná hodnota NPV CF je pro sledované období 337 544 €. Kladná hodnota NPV CF vykazuje, že investice je zisková. Hodnota vnitřní míry výnosu IRR je 21,1 %. V porovnání s diskontní mírou 9 % je větší, tudíž i tento ekonomický ukazatel dokazuje, že investice do nové čerpací jednotky se vyplatí. Prostá doba návratnosti investice vychází na 5 let, diskontovaná na 7 let. Nové zařízení bude v provozu vždy 7 měsíců v roce, lze tedy usoudit, že s drobnými náklady na údržbu a servis bude čerpací jednotka zisková i po konci vyšetřovaného období. Další výhodou investice do nové čerpací jednotky je zvýšení životnosti stávajících čerpadel 400-QHT-670 a snížení nákladů na údržbu hydrodynamických spojek. Rizikovost investice snižuje fakt, že se dá v budoucnosti předpokládat další zvyšování cen za elektrickou energii.

Vzhledem k výhodnosti a velikosti úspor elektrické energie bych doporučil aplikaci frekvenčních měničů i pro stávající řešení čerpací stanice pro zimní provoz.

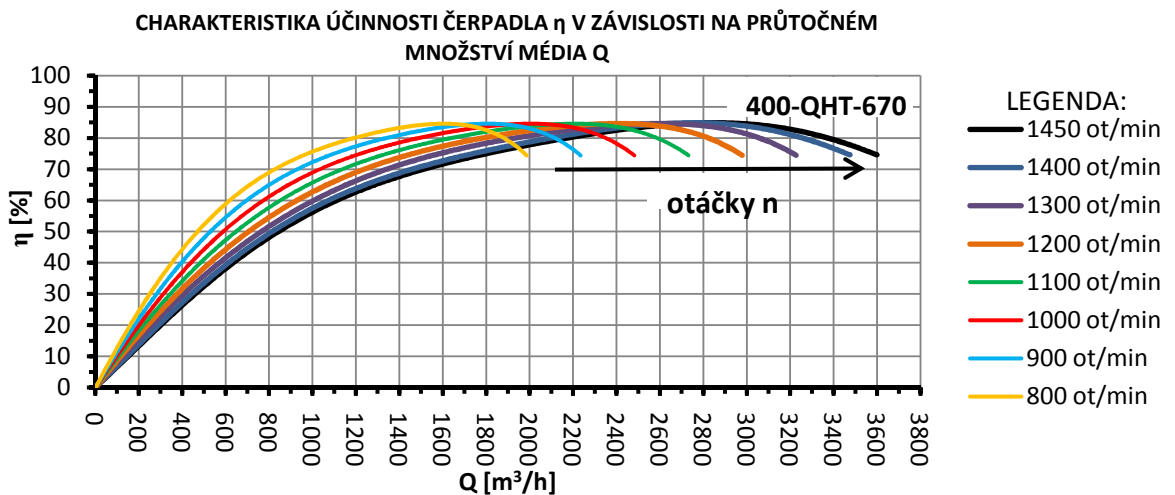
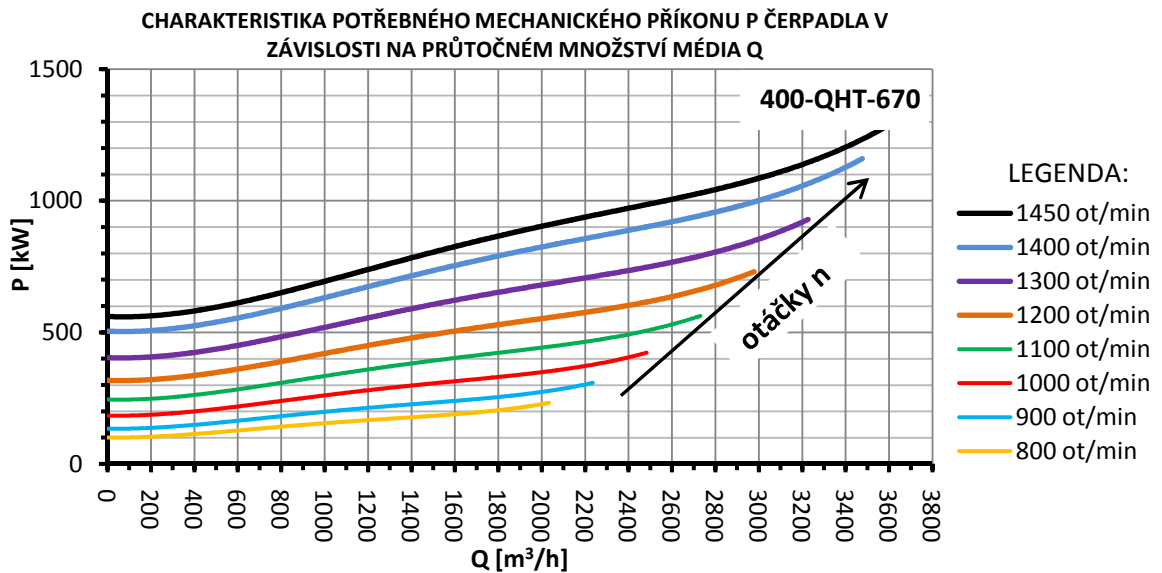
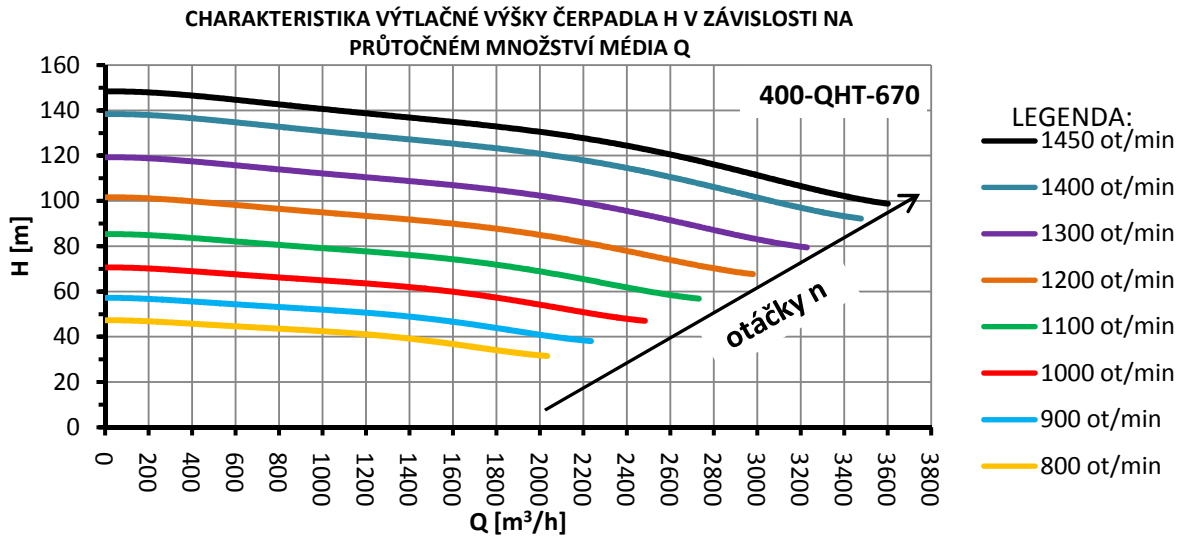
## 6 Použitá literatura

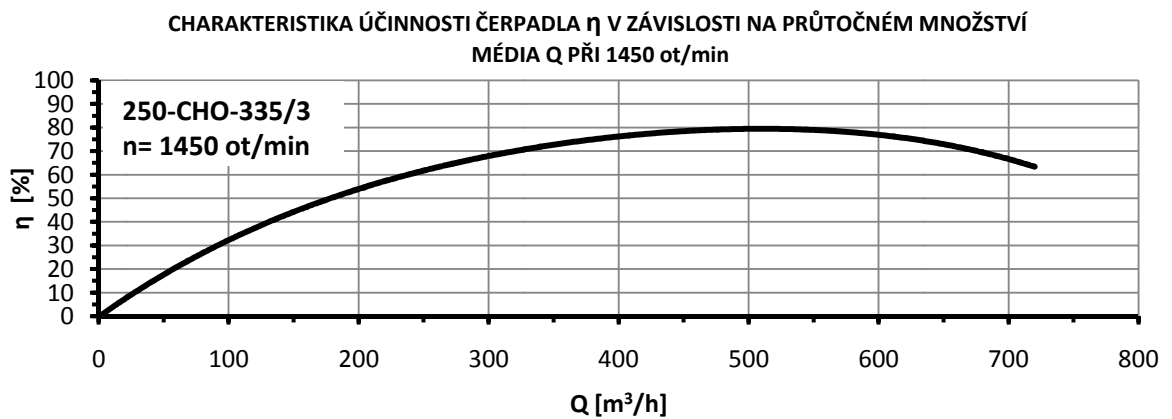
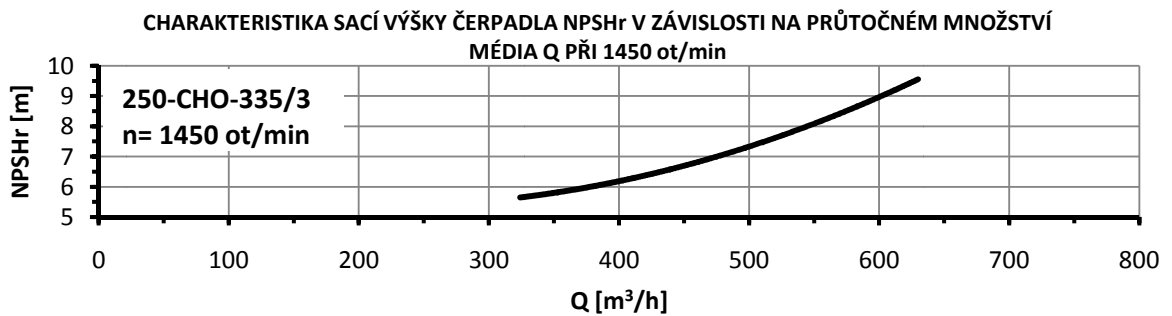
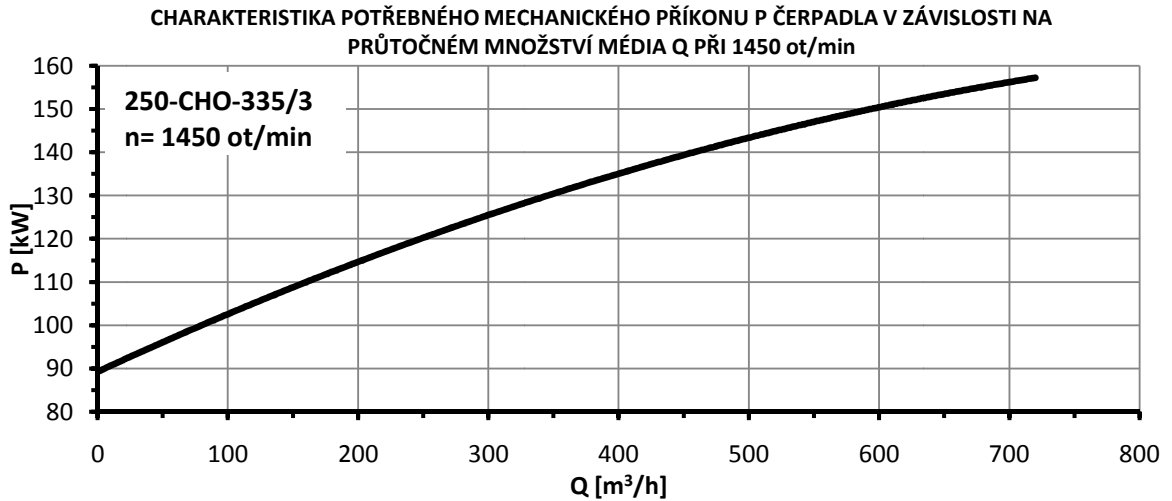
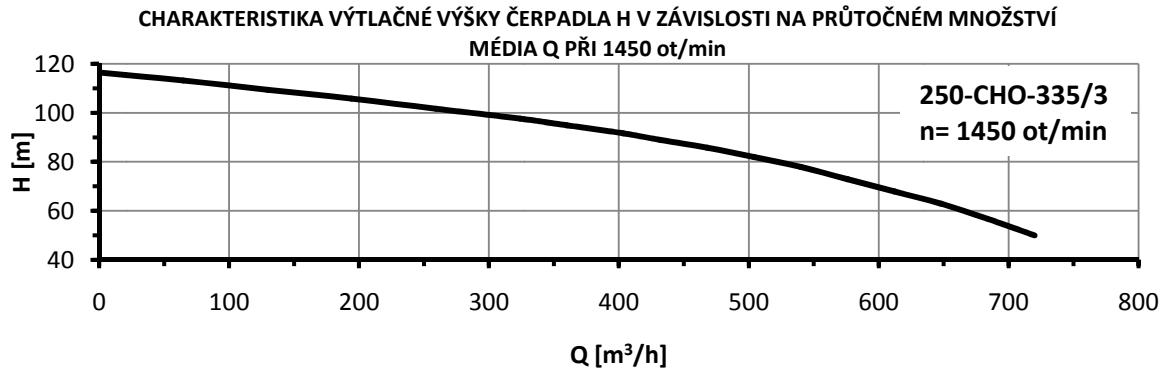
- [1] ČEZ, a.s.: *Místní provozní předpisy EPR22000*, 2009.
- [2] ČEZ, a.s.: *Uhelné elektrárny skupiny ČEZ*. Str. 18, propagační materiál.
- [3] VEVERKA, Antonín: *Technika vysokých napětí*. 3. přepr. vyd. Praha: SNTL, 1982, 301 s.
- [4] Ministerstvo životního prostředí. [online].  
Dostupné z: [http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/0/2C93210CC4D1882AC1256F27002B620A/\\$FILE/EPR%20-%20Integrovan%C3%A9%20povolen%C3%AD.doc](http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/0/2C93210CC4D1882AC1256F27002B620A/$FILE/EPR%20-%20Integrovan%C3%A9%20povolen%C3%AD.doc)
- [5] KYSELA, František: *Strojní prvky a systémy*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, 469 s. ISBN 80-030-0058-0.
- [6] GOLKA, Martin, KOZUBKOVÁ, Milada: *Měření výstupných charakteristik hydrodynamické spojky* [online]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/spojka.pdf>
- [7] BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel: *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997, 289 s. ISBN 80-010-1626-9.
- [8] DVORSKÝ, Emil, HEJTMÁNKOVÁ, Pavla: *Elektrárny*, ISBN 80-7082-133-7.
- [9] NOVÁK, Václav, RIEGER, František: *Hydraulické pochody*. vyd. 3., Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994, 317 s. ISBN 80-010-1118-6.
- [10] CIKHART, J.: *Soustavy centralizovaného zásobování teplem*. Praha, 1989, 555 s. ISBN 80-030-0021-1.
- [11] SIEMENS AG: *Třífázové asynchronní motory s rotorem nakrátko* [online].  
Dostupné z: [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/k15/cat\\_k15\\_2012-02\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k15/cat_k15_2012-02_cz.pdf)

- [12] VACON s.r.o: *Příručka pro uživatele frekvenčního měniče Vacon NXS/NXP*. [online]. Dostupné z: <http://www.vacon.cz/File.aspx?id=473411&ext=pdf&routing=396771&webid=473977&name=UD01234A>
- [13] KŮS, Václav: *Elektrické pohony a výkonová elektronika*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2006, 182 s. ISBN 80-704-3422-8.
- [14] VACON.: *Vacon NX applications*. [online]. Dostupné z: <http://www.ic-art.ru/upload/iblock/d08/d086e40d46917f999d7335d492e51890.pdf>
- [15] SCHOLLEOVÁ, Hana: *Ekonomické a finanční řízení pro neekonomy*. 1. vyd. Praha: Grada, 2008, 256 s. ISBN 978-80-247-2424-9.
- [16] CHADIM, Tomáš. *Ekonomická efektivnost investic (II)* [online]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2786-vypoctova-pomucka-ekonomicka-efektivnost-investic-ii>

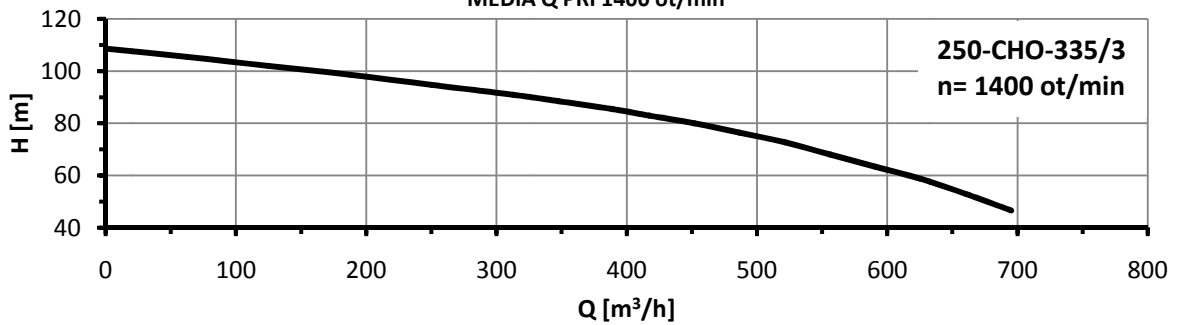


## Přílohy

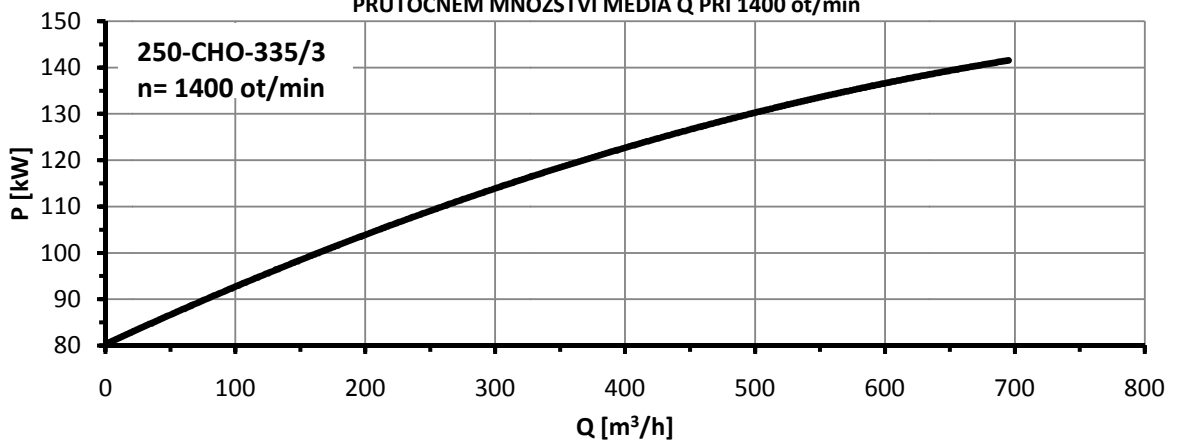




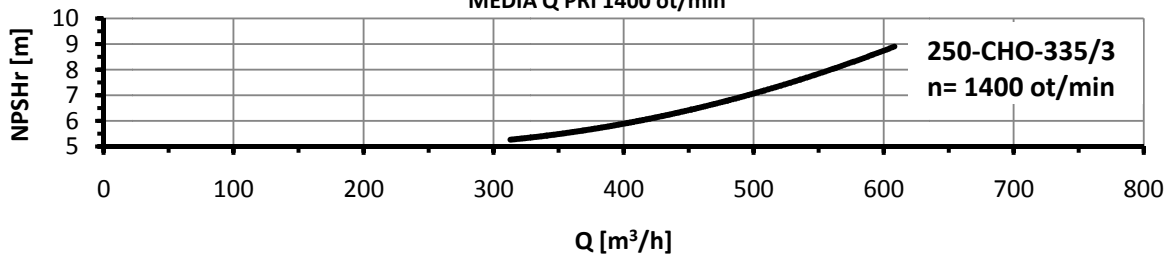
CHARAKTERISTIKA VÝTLAČNÉ VÝŠKY ČERPADLA H V ZÁVISLOSTI NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ  
MÉDIA Q PŘI 1400 ot/min



CHARAKTERISTIKA POTŘEBNÉHO MECHANICKÉHO PŘÍKONU P ČERPADLA V ZÁVISLOSTI NA  
PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ MÉDIA Q PŘI 1400 ot/min



CHARAKTERISTIKA SACÍ VÝŠKY ČERPADLA NPSH<sub>r</sub> V ZÁVISLOSTI NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ  
MÉDIA Q PŘI 1400 ot/min



CHARAKTERISTIKA ÚČINNOSTI ČERPADLA  $\eta$  V ZÁVISLOSTI NA PRŮTOČNÉM MNOŽSTVÍ  
MÉDIA Q PŘI 1400 ot/min

