VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

HYDRAULICKÝ AGREGÁT PRO REGULACI PARNÍ TURBÍNY

HYDRAULIC POWER UNIT FOR THE REGULATION STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Aleš Morávek
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	**Bc. Aleš Morávek**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydraulický agregát pro regulaci parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte návrh vysokotlakého hydraulického agregátu určeného k pohonu regulačních členů parní

kondenzační turbíny s regulovaným odběrem páry. Základní technické parametry:

- jištění systému 2x100%,
- regulace pro tři ventily - rychlouzávěrný a regulační ventil a regulační clona,
- havarijní uzavírací doba pro ventily ... 0,2 s
- havarijní uzavírací doba pro clonu ... 0,4 s.

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši stávajících konstrukcí a koncepci navrženého řešení,
- výpočet velikosti hydraulických prvků, tlaky a průtoky v jednotlivých částech obvodu,
- návrh potřebných hydraulických prvků,
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP.

Výkresovou dokumentaci obsahující:

- schéma hydraulického obvodu,
- sestavu hydraulického agregátu,
- případné další výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam literatury:

Kadrnožka, J.: Parní turbíny a kondenzace, 1987. 1. vydání. Brno: VUT v Brně, 55-597-37

Kmoníček, V. a Janeba, B.: Regulace a automatizace tepelných turbin a elektráren. 1. vyd. Plzeň :VŠSE, 1976

Vilimec, L.: Řízení a regulace energetických zařízení. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5

Škopán, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

.....	.....
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
ředitel ústavu	děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na praktický návrh vysokotlakého hydraulického agregátu k pohonu regulace kondenzační turbíny. Cílem práce je výpočet všech prvků hydraulického systému, návrh potrubí a nezbytná výkresová dokumentace. Celá sestava se skládá z nakupovaných dílů jiných výrobců. Hlavní olejová nádrž a bezpečnostní záchytná nádrž je detailně popsána a bude vyrobena, nikoliv nakoupena.

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on the design of high-pressure hydraulic unit to drive a regulation of condensation turbine. The aim is to calculate all the elements of the hydraulic system, piping design and the necessary drawings. The entire assembly consists of purchased parts from other manufacturers. Major oil tank and a safety catch tank is described in detail and will be made, not bought.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vysokotlaký hydraulický agregát, parní kondenzační turbína, regulace turbíny, dimenzování potrubí, hydrogenerátor, olejový chladič, hydraulické akumulátory.

KEYWORDS

High pressure hydraulic unit, condensing steam turbine, the turbine regulation, dimensioning pipes, hydraulic pumps, oil cooler, hydraulic accumulators.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MORÁVEK, A. *HYDRAULICKÝ AGREGÁT PRO REGULACI PARNÍ TURBÍNY,* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2016, 59 s., Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a informace. Dále svým kolegům ve společnosti PBS ENERGO, a.s., rodině a přátelům za pomoc při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27.5.2016 ……

Morávek Aleš

OBSAH

1 ÚVOD 15

2 PRINCIP REGULACE PARNÍ TURBÍNY 17

3 POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU 18

4 OLEJOVÁ NÁDRŽ 20

4.1 BEZPEČNOSTNÍ ZÁCHYTNÁ NÁDRŽ 21

4.2 UKLIDŇOVAČ OLEJE / FILTR OLEJE 21

5 SERVOPOHONY 22

6 ŠOUPÁTKOVÉ ROZVADĚČE SERVOMOTORŮ 25

7 HYDROGENERÁTOR 26

7.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE 27

7.2 VÝPOČET ELEKTROMOTORU 28

8 POJISTNÉ A REGULAČNÍ VENTILY 30

9 HYDRAULICKÝ AKUMULÁTOR 31

10 TOPNÉ TĚLESO 33

10.1 Výpočet topného tělesa 33

11 CHLADIČ OLEJE 34

11.1 Výpočet chladiče 35

12 DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ 36

13 OLEJOVÝ FILTR 39

14 SNÍMAČ TEPLOTY 42

15 HLADINOMĚR 43

16 SNÍMAČE POLOHY 43

17 PROVOZNÍ NÁPLŇ 45

18 POPIS ZNAČENÍ KKS 46

19 IDENTIFIKACE BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK 47

20 ZÁVĚR 49

21 SEZNAM ZAŘÍZENÍ A ARMATUR 51

22 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 53

23 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK 55

23.1 Seznam tabulek 57

23.2 Seznam obrázků 57

24 SEZNAM PŘÍLOH 59

1 ÚVOD

Na moderní tepelné elektrárny jsou dnes kladeny vysoké nároky na účinnost, bezporuchovost a bezpečnost provozu. Vzhledem k těmto vysokým nárokům celku je přistoupeno i k sofistikovanějšímu přístupu k jednotlivým částem a komponentám tepelné elektrárny.

Jedním z důležitých aspektů tepelné elektrárny je její řízení a automatizace. V této práci se zaměříme na regulaci parní turbíny, nikoliv zdroje tepla, kotle.

Parní turbína je kondenzační s jedním regulovaným odběrem páry, který je použit pro užitek v technologii provozu spalovny odpadů.

Samotná regulace turbíny je elektro-hydraulická. Elektronická řídící jednotka vysílá elektrické signály do rozvaděčů pohonů regulační clony. Pracovní tlak vysokotlakého regulačního oleje je 20 MPa.

Regulační systém zajišťuje splnění těchto základních stavů turbíny:

1. Provoz s regulací otáček před přifázováním
2. Provoz s regulací tlaku v odběru páry a s regulací výkonu turbíny po přifázování

Regulační systém bude zajišťovat splnění těchto požadavků:

1. pásmo necitlivosti jmenovitých otáček ±0,2 %
2. trvalá poměrná změna otáček 0-5 % (nastavitelné)
3. rozsah přestavení otáček -6 ÷ +11 % jmenovitých

Samostatnou částí elektro-hydraulického regulačního systému je elektronický regulátor, jehož impulzy jsou vedeny do elektrohydraulických rozvaděčů pohonu clony a vychází z následujících okruhů:

- tři elektronické snímače otáček, snímající pulzy z rotoru turbíny či generátoru
- převodníku činného elektrického výkonu generátoru s výstupem 4-20 mA
- polohy vypínače generátoru
- polohy odpojovače teplárny od vnější sítě
- signálu nebo zásahu obsluhy pro spuštění povoleno
- signálů fázovacího zařízení
- ručního zásahu obsluhy prostřednictvím regulátoru
- havarijního signálu ze systému zabezpečení
- automatické přestavení převodníku do polohy zavřeno při indikaci vlastní poruchy včetně signálu do systému zabezpečení
- zkouška pojistných regulátorů povolena
- dalších dle potřeb provozovatele

Mechanická část zabezpečovacího systému zajišťuje samočinné uzavření rychlozávěrného ventilu a regulačních ventilů při:

- ručním zásahu
- impulzu z elektrické části zabezpečovacího systému, který uvede do funkce elektromagnety bezpečnostního a odpojovacího bloku.

K samočinnému uzavření dojde přerušením dodávky regulačního oleje do servopohonů rychlozávěrného a regulačního ventilu. Tato potrubní větev je současně propojena s odpadem a písty servopohonů jsou přestaveny do výchozí polohy pružinami.

Funkce mechanického systému zajišťují:

- rychlozávěrný ventil s vysokotlakým olejovým blokem pohonu rychlozávěrného ventilu s koncovými vypínači, s možností zkoušení pohyblivosti za provozu pomocí magnetického relé a otevíráním ručním, nebo dálkovým prostřednictvím magnetického relé
- regulační ventily s vysokotlakým olejovým blokem pohonu
- bezpečnostní a odpojovací blok
- pojistná membrána

Část regulačního oleje

Zajišťuje dodávku oleje pro vysokotlaký regulační a zabezpečovací systém. Je to kompletně smontovaný agregát obsahující:

- nádrž s příslušenstvím (objem 160 l), záchytnou olejovou vanou pod agregátem
- dvě pohonné jednotky, každá na 100% výkon, s hydrogenerátory (elektromotor 4kW, napájecí napětí 400 V, 50 Hz), filtry se signalizací zanešení (měření tlakové ztráty), tlakovými spínači a zpětnými ventily
- bezpečnostní a odpojovací blok s dvěma elektromagnetickými rozvaděči ochrany elektrickým impulzem a ručním ventilem s koncovým spínačem
- blok ovládání servopohonů a proporcionální a třípolohovým rozvaděčem
- okruh chlazení – vodní chladič, průtok chladicí kapaliny $1 m^3/h$, maximální teplota chladící vody vstupu 10°C.

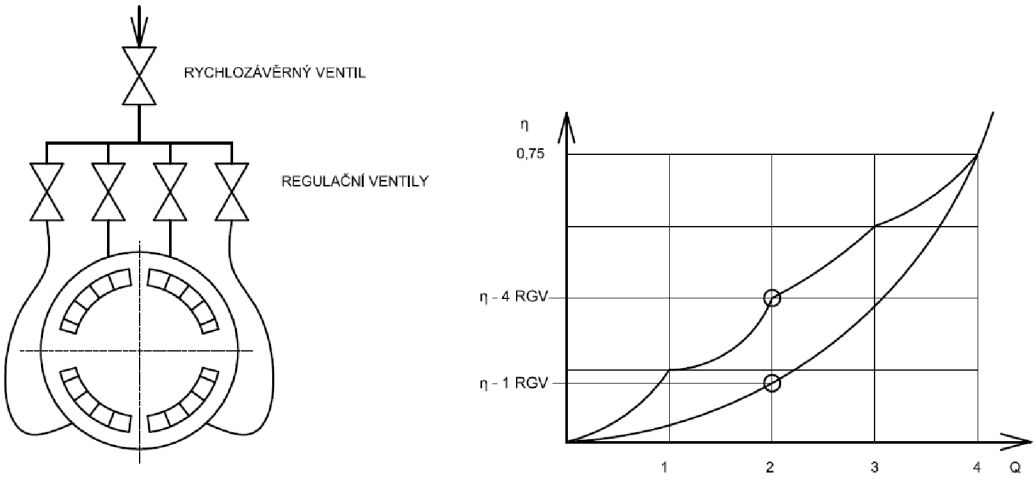
2 PRINCIP REGULACE PARNÍ TURBÍNY

Základním principem je škrcení vstupní páry, která vstupuje do turbíny jedním, či paralelními pracujícími regulačními ventily.

V našem případě je použita tzv. skupinová regulace (Obr. 1), vyznačující se vyšší účinností, jak pouhým škrcením vstupní páry. Na obrázku je patrný rozdíl účinností použití jednoho regulačního ventilu, nebo vícero při jednotlivých režimech turbíny.

Základem je statorová řada lopatek prvního stupně turbíny, která je rozdělena do navzájem oddělených skupin. Každá ze skupin dýz (lopatkových kanálů) je regulována ventilem. Průtok páry je regulován otevíráním jednotlivých regulačních ventilů tak, aby škrcení probíhalo maximálně na jednom ventilu.

Tlak je vyšší za plně otevřeným regulačním ventilem, než za částečně otevřeným. Je to, protože na výstupu ze skupiny dýz je rychlost páry nižší. Otevírání jednotlivých regulačních ventilů ovlivňuje konstrukce turbíny. Ta je navržena tak, aby rozložení proudu páry bylo co nejméně nerovnoměrné v prvních stupních turbíny.



Obr. 1) Princip skupinové regulace výkonu parních turbín a její účinnost

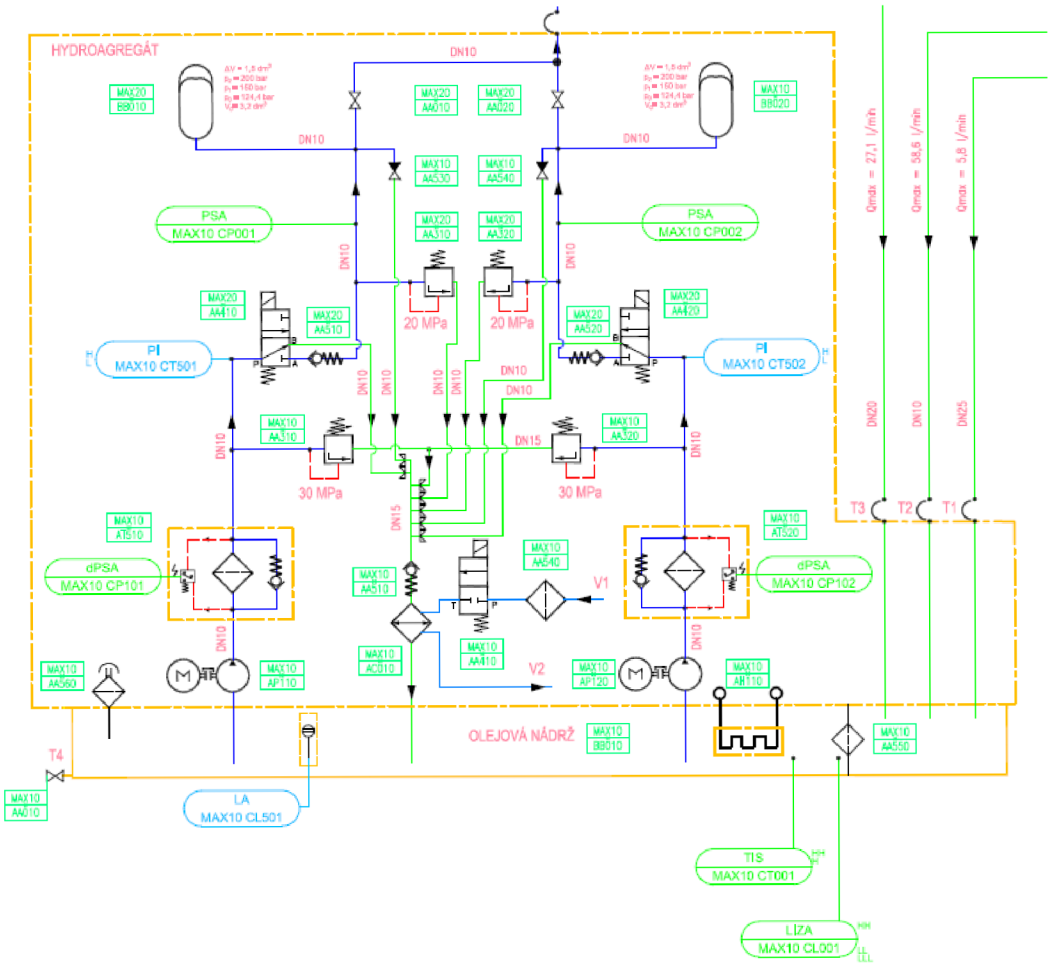
Velikosti jednotlivých dýz jsou spočítány na základě zákaznikových požadavků pro různé režimy turbíny. Tím je zajištěna nejvyšší účinnost v jednotlivých režimech turbíny.

Skupinová regulace může být ovládána buďto jednotlivými servopohony umístěných na regulačních ventilech (kuželkách), nebo tzv. trámcovou regulací. Ta spojuje regulační kuželky trámcem, který je ovládán jedním servopohonem. Výhodou je značná finanční úspora, neboť jeden regulační ventil se servopohonem se pohybuje cenou 1-1,25 mil. Kč (rok 2016). Zároveň je ušetřeno na potrubí a regulačních prvcích více servopohonů. Zjednodušuje se tím celá konstrukce vysokotlakého hydroagregátu. Zvyšuje se tím i spolehlivost systému, neboť je jednodušší a případné komplikace jsou diagnostikovány snadněji. Je na rozhodnutí konečného zákazníka, jakou variantu zvolí a co je pro něj finančně výhodnější. Zde bude použita trámcová regulace ovládána jedním servopohonem.

3 POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Hydraulický agregát a servopohony jsou navzájem propojeny potrubními rozvody. Základní části celého systému jsou následující:

- olejová nádrž
- čerpadla oleje
- filtr oleje
- olejový chladič
- servopohony ventilů turbíny a clony
- hydraulické akumulátory
- chladič oleje
- topné těleso
- jednotlivé armatury systému



Obr. 2) Hydraulické schéma hydroagregátu

Pro uvedení celého systému do provozu je nutné naplnit olejovou nádrž (MAX10 BB010) provozní náplní. Při dolévání oleje se obsluha řídí olejoznakem (MAX10 CL501) na přední straně olejové nádrže. Po dosažení správné hladiny oleje je sepnut ohřev oleje pomocí topného tělesa (MAX10 AH110). Ten během 10-12-ti hodin ohřeje olej na provozní teplotu

cca40°C, která je měřená teplotním čidlem (MAX10 CT001). Následně jsou ručně uzavřeny kohouty (MAX20 AA010, MAX20 AA020). Z hlavního řídícího panelu turbíny jsou po kontrole systémem výšky hladiny oleje a teploty spuštěny hydrogenerátory (MAX10 AP110, MAX10 AP120). Během náběhu hydrogenerátorů protéká hydraulický olej přes olejové filtry (MAX10 AT510, MAX10 AT520) do řídících šoupátkových rozvaděčů (MAX20 AA410, MAX20 AA420). Z nich pokračuje trasa až k uzavíracím kohoutům. Mezi nimi a řídícími šoupátkovými rozvaděči jsou na trasu připojeny hydraulické akumulátory (MAX20 BB010, MAX20 BB020) a regulační ventily (MAX20 AA310, MAX20 AA320).

Hydraulické akumulátory slouží jako zásobárna energie v případě havarijního stavu (selhání hydrogenerátoru), ale především po natlakování systému na provozní tlak (20 MPa) jsou odpojeny hydrogenerátory. Následující řízení servopohonů ventilů turbíny je pouze za pomocí těchto akumulátorů. Tento stav je podmíněný podmínkou správné provozní teploty v systému. Aby celý systém měl žádaný tlak 20 MPa, tak regulační ventily v případě přetlaku v systému odvádějí přebytečný tlak do odváděcího potrubí. Toto potrubí je odvedeno do sběrnice odváděcího potrubí na chladiči oleje (MAX10 AC010). Do chladiče oleje je odvedeno veškeré odváděcí potrubí. Pro přívod chladící vody je určen vstup řídícím šoupátkovým rozvaděčem (MAX10 AA410).

Tímto postupem je odvzdušněn systém hydroagregátu. Následuje odpojení jednoho z hydrogenerátorů a otevření hlavního kulového ventilu ve větvi, která bude určená za momentálně provozní. Od uzavíracích kulových kohoutů je potrubím přiváděn tlak přes hydraulický olej k šoupátkovým hydraulickým rozvaděčům jednotlivých ventilů turbíny (MAA10 AA410, MAA10 AA420, MAA10 AA430).

Rychlozávěrný ventil turbíny musí za jakýchkoliv okolností být schopen uzavřít hlavní přívod ostré páry. Proto nejenom šoupátkovým hydraulickým rozvaděčem je přebytečný olej posílán do lekáže, ale i pro naprostou spolehlivost systému je odváděn paralelně přes další šoupátkové rozvaděče (MAA10 AA411, MAA10 AA412). Tento způsob zaručuje i během možných poruch předchozích hydraulických prvků bezpečný provoz rychlozávěrného ventilu. Lekáž ze servopohonů je přímo svedena do hlavní olejové nádrže před uklidňovač oleje / olejového filtru.

Regulační ventil turbíny je ovládán pomocí šoupátkového hydraulického rozvaděče (MAA10 AA420). Ten zajišťuje pohyb servopohonů v obou možných směrech. Je připojen za rychlozávěrným ventilem, proto pouze dubluje jeho funkci v případě nutného odstavení turbíny. Přesto je odvod ze servopohonu jištěn dalším šoupátkovým hydraulickým rozvaděčem (MAA10 AA421). Lékáž je odvedena samostatným potrubím do hlavní nádrže oleje, v místech jako lekáž rychlozávěrného ventilu.

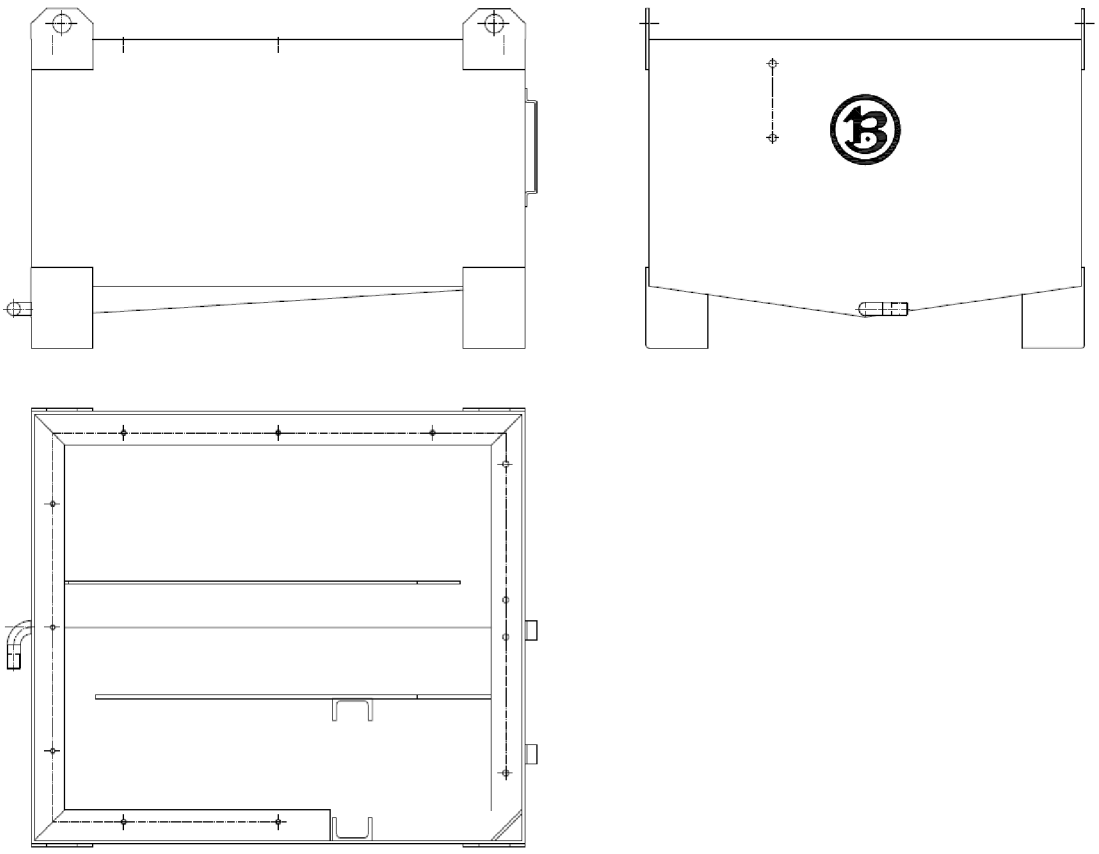
Regulační clona turbíny je, co se týká do havarijního času odstavení turbíny nejméně náročná, protože předchozí ventily (RZV a RgV) jsou umístěny před ní. Její funkce spočívá v regulaci vnitřních procesů turbíny a udržení žádaného množství a tlaku páry na regulovaném odběru páry turbíny. Ta je využita pro další použití v technologii zákazníka, např. pro rafinérie, sušení dřevoštěpky, atd. Na její ovládání je použit šoupátkový hydraulický rozvaděč (MAA10 AA430). Zajišťuje naprosto stejnou funkci, jako u ovládání regulačního ventilu turbíny. Rozdíl oproti pohonu regulačního ventilu turbíny spočívá v předřazeném regulátoru průtoku (MAA10 AA310). Ten je seřízen až během zkušebního provozu turbíny. Musí zabezpečit jak bezpečný odtok oleje ze servopohonu, tak i vstup do něj. Jakékoliv rychlejší změny, než jsou žádané mohou vyvolat při uzavření clony přetlak v turbíně a tím

pádem i nadměrné zatížení regulovaného výstupu do další technologie. Současně může způsobit rychlé přenastavení clony nežádoucí možnost opačného projevu turbíny bez přístupu páry, tj. kompresoru. Z uzavřeného regulačního ventilu a rychlozávěrného můžeme během několika milisekund odsávat z regulovaného a neregulovaného odběru páru, což může způsobit naprostý kolaps v technologickém systému turbíny, do nějž je zapojena. Lekáž je odvedena naprosto stejně, jako lekáž regulačního ventilu, tj. vlastním potrubím do hlavní olejové nádrže.

Všechny ventily turbíny, respektive jejich servopohony jsou sledovány magneticko-indukčním, nebo lineárním způsobem. Tím řídící systém turbíny vyhodnocuje současný stav nejen poloh, ale i pracovního provozu hydroagregátu.

4 OLEJOVÁ NÁDRŽ

Olejová nádrž je plechový svařenec. Vnitřní uspořádání je uzpůsobeno pro použití přepážek, aby se zamezilo čeření hladiny oleje s kalem. Při zpětném vstupu oleje do nádrže je olej zároveň zčásti zpěněn. Tomu se dá zabránit právě zmíněnými přepážkami. Postupně z oleje jsou vyloučeny bublinky na hladinu oleje. K přehledu o výšce hladiny oleje je zabudován olejoznak.



Obr. 3) Půdorys nádrže s vyznačenými posilujícími rohy

Vzhledem k vyšší bezpečnosti proti prasknutí nádrže jsou rohy nádrže uvnitř přepažené do úhlopříčky plechem a ten je zavařen dvěma svary. Vzhledem k tomu, že je

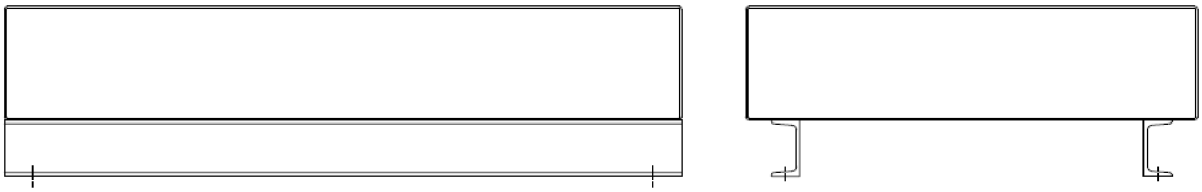
předpoklad prasknutí jednoho svaru v rohu nádrže a následnému průsaku oleje, je zde menší šance prasknutí dvou svarů zároveň.

Konstrukce je svařená z plechů. Spodní díl je ohnutý plech, kterým snižujeme počet nutných svarů. Celý vnitřní vrchní okraj je olemován profilem L, který slouží k uložení vrchního víka. Ve vnitřní části jsou dva UPE profily sloužící k uchycení olejového filtru a uklidňovače oleje. Podstavec je opět plechový svařenec. V horních rozích jsou umístěna oka, za která lze celý hydroagregát uchytit do manipulačních háků jeřábu pro přenos na stavbu.

K usnadnění vypouštění oleje je nádrž vyspádovaná pod úhlem 4° po délce a 8° po šířce. V nejnižším bodě nádrže je umístěn kulový kohout (MAX10 AA010).

4.1 BEZPEČNOSTNÍ ZÁCHYTNÁ NÁDRŽ

Tato nádrž slouží jako pasivní bezpečnostní prvek. V případě úniku hydraulického oleje z tělesa hlavní nádrže, je tato kapalina jímána touto nádrží. Současně olejový chladič je umístěn v místě, které je v aktivním obrysu nádrže. Při vypouštění hlavní nádrže je také omezen únik vypouštěné kapaliny do okolí hydroagregátu.

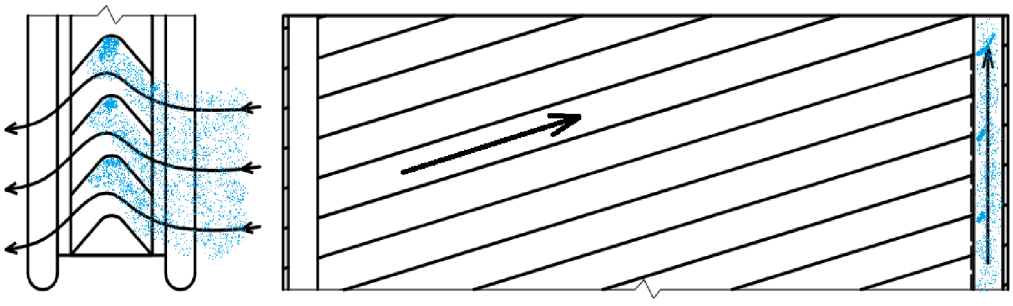


Obr. 4) Bezpečnostní záchytná nádrž

Opět se jedná o plechový svařenec. Podstavec je vyroben ze dvou U profilů.

4.2 UKLIDŇOVAČ OLEJE / FILTR OLEJE

Při výstupu lekáže z chladiče oleje a ventilů turbíny je olej zčeřen a obsahuje nečistoty. Pro zachycení nejhrubějších nečistot slouží hrubý olejový filtr. Během proudění oleje z potrubí pod hladinu vznikají bublinky, které mají za následek možné zavzdušnění celého systému. To je sice eliminováno překážkami v olejové nádrži, ale značnou část zařídí tzv. uklidňovač oleje.



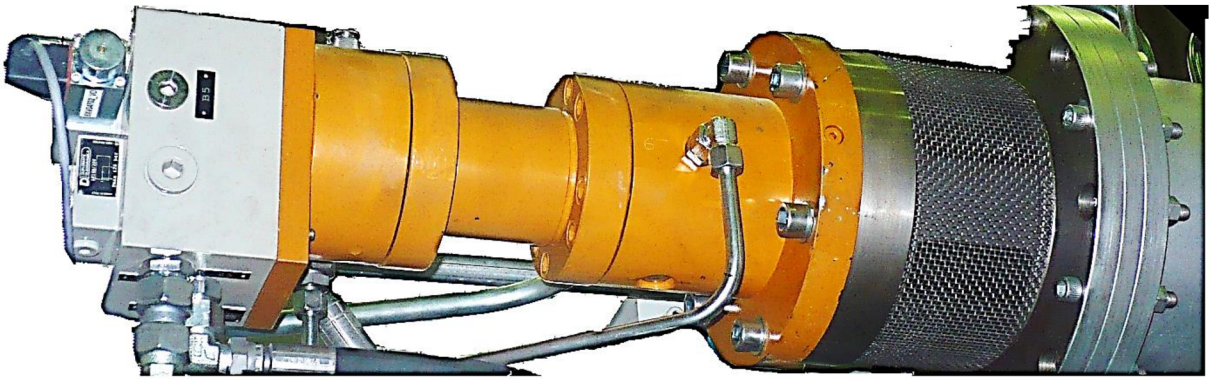
Obr. 5) Odbublinkování oleje

Před a za tělesem jsou umístěny pláty tahokovu s jemnou strukturou. Tyto pláty slouží pro záchyt značné části nečistot. Mezi nimi jsou uloženy plechové L profily pod úhlem 15°.

Při vstupu zčeřeného oleje mezi lamely musí překonat vrchol profilu lamely. Vzduchové bublinky mají nižší hustotu, než olej. Stoupají tedy vzhůru do vrcholu lamely, odkud jsou odváděny na okraj uklidňovače nad hladinu oleje (Obr. 5). Tímto jednoduchým principem je značná část vzduchových bublin v oleji vyloučena již na raném vstupu před hydrogenerátory. Celá olejová nádrž může mít nižší stavební rozměry, které šetří spotřebu materiálu, ale i rozměry strojovny.

5 SERVOPOHONY

Servopohony tvoří dvoučinný hydraulický válec, který je doplněn zpětnou pružinou v případě havarijního stavu turbíny. Vzhledem ke specifickým rozměrům válce a zpětné pružiny bude přistoupeno k zakázkové výrobě. Mezi výrobci byl poměrem cena/výkon zvolena firma CHARVÁT AXL, a.s. Zároveň s pohonem musí být i připojeny snímače polohy.



Obr. 6) Ukázka servopohonu rychlozávěrného ventilu

Základní výpočet hydraulických válců vychází z požadavků konstrukce turbíny. Vzhledem k nabídce výrobce CHARVÁT AXL byly zvoleny základní parametry válců.

Tab 1) Vstupní parametry ventilů [6]

	RgV	RgC	RZV
Průměr pístu d_{p1} [mm]	63	50	63
Průměr pístnice d_{p2} [mm]	36	28	36
Zdvih válce z_v [mm]	93	28,5	90
Maximální síla F_{rmax} [kN]	15	18	15

Zdvih válců se již liší pro účely regulace, proto je délka válců přepočítána přímo pro daný regulační prvek turbíny. Obdobně je to v případě maximální působící síly.

Odvíjí se od zadaného času regulačního a havarijního v závislosti na vykonané dráze, tj. zdvihu pístu.

$$v_r = z_v/t_r \quad [\text{mm.s}^{-1}] \qquad (5.1)$$

$$v_h = z_v/t_h \quad [\text{mm.s}^{-1}] \qquad (5.2)$$

Tab 2) Výpočetní hodnoty rychlostí regulace a havárie

Rychlost regulace a havárie	RgV	RgC	RZV
Výpočetní v_r [mm.s^{-1}]	9,3	2,9	4,3
Výpočetní v_h [mm.s^{-1}]	465	71,3	215

Průtok regulace a havárie

Odvíjí se od plochy mezikruží vzniklého z plochy pístu bez pístnice, kterou je třeba posunout za jednotku času.

$$Q_r = \pi \cdot v_r \frac{(d_{p1}-d_{p2})^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^{-6} \quad [\text{l.min}^{-1}] \qquad (5.3)$$

$$Q_h = \pi \cdot v_h \frac{(d_{p1}-d_{p2})^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^{-6} \quad [\text{l.min}^{-1}] \qquad (5.4)$$

Tab 3) Výpočetní hodnoty průtoků regulace a havárie

Průtok regulace a havárie	RgV	RgC	RZV
Výpočetní Q_r [l.min]	1,2	0,3	0,6
Výpočetní Q_h [l.min]	58,6	5,8	27,1

Celkové průtoky

Výpočet celkových průtoků je nutný pro dimenzování čerpadla a odpadního potrubí. Pro zvolení typu čerpadla je nutné zjistit regulační průtok. Je to součet všech regulačních průtoku servomotorů. Ten musí být z hlediska bezpečnosti zvolen minimálně trojnásobně. Pro odpadní potrubí je dimenze odvozena od součtu havarijních průtoků všech servopohonů.

$$Q_{rc} = 3.(Q_{rRGV} + Q_{rRGC} + Q_{rRZV}) \quad [\text{l.min}^{-1}] \qquad (5.5)$$

$$Q_{rh} = 3.(Q_{hRGV} + Q_{hRGC} + Q_{hRZV}) \quad [\text{l.min}^{-1}] \qquad (5.6)$$

Tab 4) Výpočetní hodnoty celkových průtoků

Celkový průtok systémem		
Regulační průtok	6,52	l/min
Havarijní průtok	97,18	l/min

Místní a délkové tlakové ztráty potrubí a armatur

Během proudění kapaliny v systému vzniká tření o povrch vnitřní stěny potrubí a průtoku armatur vzniká tzv. vnitřní tření. Tímto třením kapalina ztrácí kinetickou energii, proto je nutné s touto tlakovou ztrátou počítat během návrhu hydroagregátu.

Všeobecně lze ztráty rozdělit na místní a třecí. Třecí ztráty jsou vyvolány pohybem kapaliny v potrubí. Se zvětšující se délkou potrubí se zvyšuje i celková hodnota třecí ztráty.

$$\Delta p_{potr} = \lambda . \frac{l}{d} . \boldsymbol{\rho} . \frac{w^2}{2} \quad \text{[MPa]} \tag{5.7}$$

Kde: λ [-] - součinitel tření

l [m] - délka potrubí

d [m] - průměr potrubí

ρ [kg.m^{-3}] - hustota kapaliny

w [m.s^{-1}] - rychlost proudění kapaliny

Místní ztráty jsou způsobeny buďto změnou zakřivení potrubní trasy, změnou rychlosti (clony, nebo redukce), nebo i změna směru toku kapaliny. Překonáváním hydraulických odporů se přeměňuje žádaná mechanická energie na tepelnou. Tento jev je nevratný, proto je nutno počítat s případným dochlazováním kapaliny.

$$\Delta p_{ZM} = \varsigma_m . \rho . \frac{V_S^2}{2} \quad \text{[MPa]} \tag{5.8}$$

Tab 5) Vybrané součinitele ztrát ς_M [6]

Druh potrubí	ζ	**Druh hydraulického prvku**	ζ
koleno 45°	0,8	klínové šoupátko	0,5
koleno 60°	1	sací koš	6
koleno 90°	1,26	šoupátko	0,15
koleno 120°	1,45	uzavírací ventil přímý	3
koleno 135°	1,53	ostrý vtok do potrubí	0,5
koleno 180°	1,78	filtr	5
oblouk 90°	0,25	tupý vtok do potrubí	0,25
T-Kus - přímí vtok	0,6	výtok z potrubí	1
T-Kus - vtok do odbočky	1,8	zpětná klapka	6
T-Kus - vtok z odbočky	2		
T-Kus - vtok do odbočky z obou stran	3		

Místní ztráty mají součinitele ztrát ζ_M, které lze buďto odvodit ze zjednodušených předpokladů. V praxi se ovšem během let zjistili hodnoty (Tab. 5), které se více přibližují realitě. Z těchto zkušeností se vychází v následujících výpočtech.

Tab 6) Výsledky tlakových celkových tlakových ztrát v potrubí Δ_{pZ}

Potrubní větev	Průtok [$dm^3.min^{-1}$]	Součet místních odporů ζ_M	Délka potrubí l [m]	Světlost potrubí d [mm]	Skutečná rychlost v potrubí w [$m.s^{-1}$]	Tlaková ztráta Δp_{ZM} [Mpa]
Výstup RgV	59	5	4,1	28,1	1,59	1,19
Výstup RgC	5,8	5	4,2	13,6	0,67	0,44
Výstup RZV	27,1	5	3,9	22,3	1,16	0,76
Vstup RgV	1,2	5	2,5	9,9	0,26	0,6
Vstup RgC	0,25	6	2,7	9,9	0,05	0,003
Vstup RZV	0,13	6	2,1	9,9	0,13	0,12
Výstup hydrogen.	8,2	22	5,5	12,6	1,69	0,78

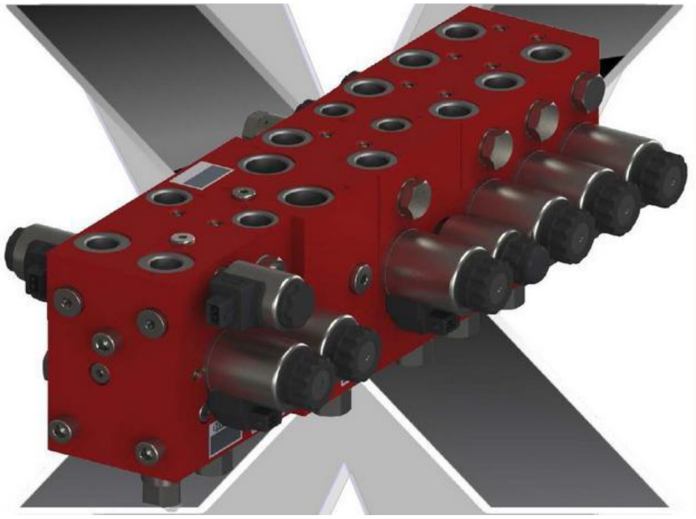
Součtem tlakových ztrát vstupu všech servopohonů turbíny a výstupu z hydrogenerátoru je tlaková ztráta Δp_Z = 1,5 MPa. S touto ztrátou je třeba počítat při návrhu hydrogenerátoru.

6 ŠOUPÁTKOVÉ ROZVADĚČE SERVOMOTORŮ

Na základě výše odvozených průtoků jednotlivými servomotory jsou přiřazeny určité řídící prvky. Ty jsou umístěny na pomocné konzole vedle turbíny. Všechny tyto funkce lze modulárně spojit do bloků. Toto řešení nabízí firma HYDAC.

Ovládání rychlozávěrného ventilu (MAA10 AA410) má přiřazenou kostku se dvěma vstupními závity G ¾“ a jeden s G 3/8“. Tento vstup je zredukován na G ¼“. Typ HYDAC R12121-01X-01.

Vzhledem k úloze rychlozávěrného ventilu je třeba se pojistit proti případné nefunkčnosti šoupátkového rozvaděče. Za jakýchkoliv okolností musí být v případě havarijního stavu odvedena náplň servopohonu lekáží do olejové nádrže. Proto jsou přiřazeny dva vypouštěcí prvky (MAA10 AA411, MAA10 AA412) paralelně s hlavním ovládáním. Ty mají přiřazenou kostku R12120A-01X-01. Vstup i výstup je opatřen závitem G ¾“. Všechny šoupátkové rozvaděče na servopohonu rychlozávěrného ventilu jsou dvoupolohové.



Obr. 7) Modulární systém HYDAC [9]

Ovládání regulačního ventilu má na starosti třípolohový šoupátkový rozvaděč (MAA10 AA420). Odpovídající kostka je typ R16021-01X-01. Je opatřena třemi dvěma závity G 1“ a jedním G ¼“. Obdobně jako u pohonu předchozího ventilu je přiřazen jeden vypouštěcí prvek (MAA10 AA421) navíc. Protože největší podíl na uzavření vstupu páry do turbíny má rychlozávěrný ventil, není třeba přidávat vícero vypouštěcích prvků. Samotná kostka typ R16021-01X-01 je naprosto stejný s ovládací kostkou. Závit G ¼“ je zaslepen uzavírací zátkou.

Tak jako v předchozích případech je i regulační clona turbíny ovládaná za pomoci třípolohového šoupátkového rozvaděče (MAA10 AA430). Kostka R08021-01x-01 je opatřena jedním vstupním závitem G ¼“ a dvěma G 3/8“. Během prvotního najíždění turbíny je nutné odladit za provozu rychlost přestavení clony. K tomuto konečnému doladění slouží regulátor průtoku (MAA10 AA310).

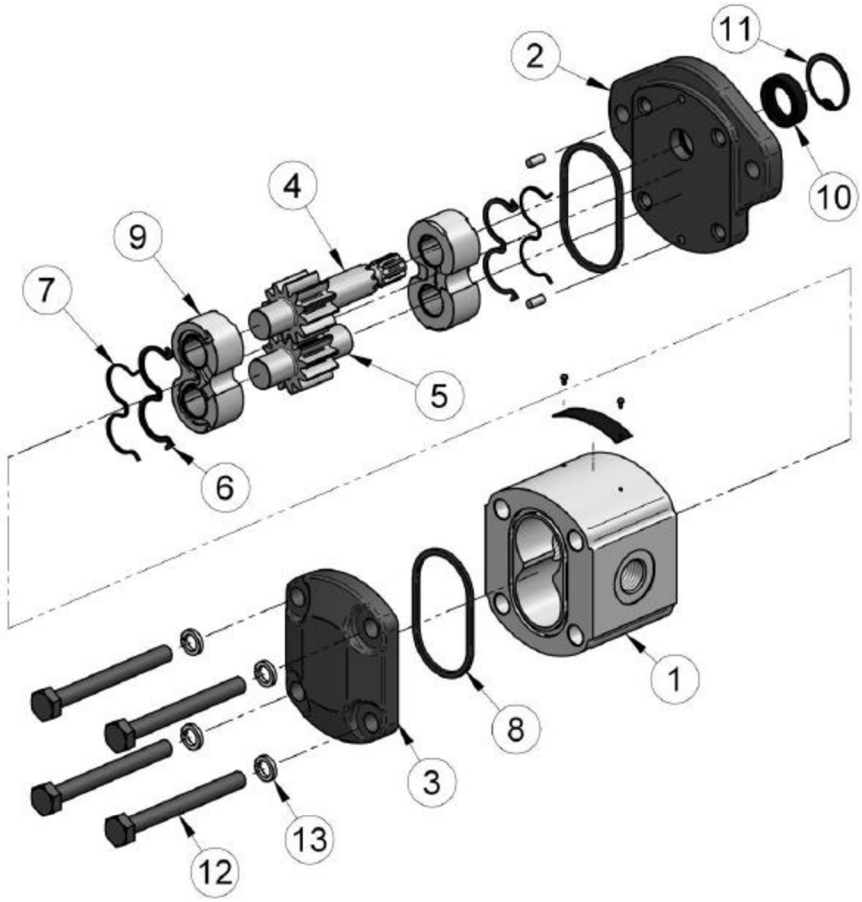
7 HYDROGENERÁTOR

V podmínkách provozu, jako je teplárenská energetika, se převážně využívají zubová čerpadla. Jsou spolehlivá a převážně jsou v provozu s vnějším ozubením. S vnitřním ozubením se nevyužívají z důvodu vyšší pořizovací ceny. Jsou méně hlučná, nicméně při provozu parní turbíny je tento hluk zanedbatelný. Nicméně pořizovací cena zanedbatelná není a pohybuje se u vnějšího ozubení o řády nižší, než u vnitřního.

Základním předpokladem k volbě hydrogenerátoru je výpočet regulačního průtoku celého systému alespoň s trojnásobným předimenzováním (viz. Kap. 5). Do návrhu musí být započítány místní a délkové ztráty olejového systému. Těmto kritériím vyhovuje následující hydrogenerátor.

Nakonec v poměru cena / výkon zvítězila firma Jihostroj s čerpadlem z řady T. Model byl zvolen T3. Jde o hydrogenerátor s vnějším ozubením, který svou jednoduchou konstrukcí a kompaktními rozměry vyhovuje návrhovému účelu. Dále je důležité, že splňuje všechny

důležité světové standardy. Ozubení s 12-ti zuby je optimalizováno k dosažení nízké hlučnosti. Čepy ozubených kol jsou uloženy v kluzných pouzdrech, jenž jsou permanentně chlazena a mazána proudem pracovního média.



Obr. 8) Zubové čerpadlo JIHOSTROJ řada T - 1. Těleso, 2. Příruba, 3. Víko, 4. Kolo hnací, 5. Kolo hnané, 6. Těsnění vyvážení, 7. Ochranné příložky těsnění, 8. Těsnění obvodové, 9. Čela ložisková, 10. Těsnění hřídelové, 11. Kroužek pojistný, 12. Šrouby spojovací, 13. Podložky pružné [10]

7.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

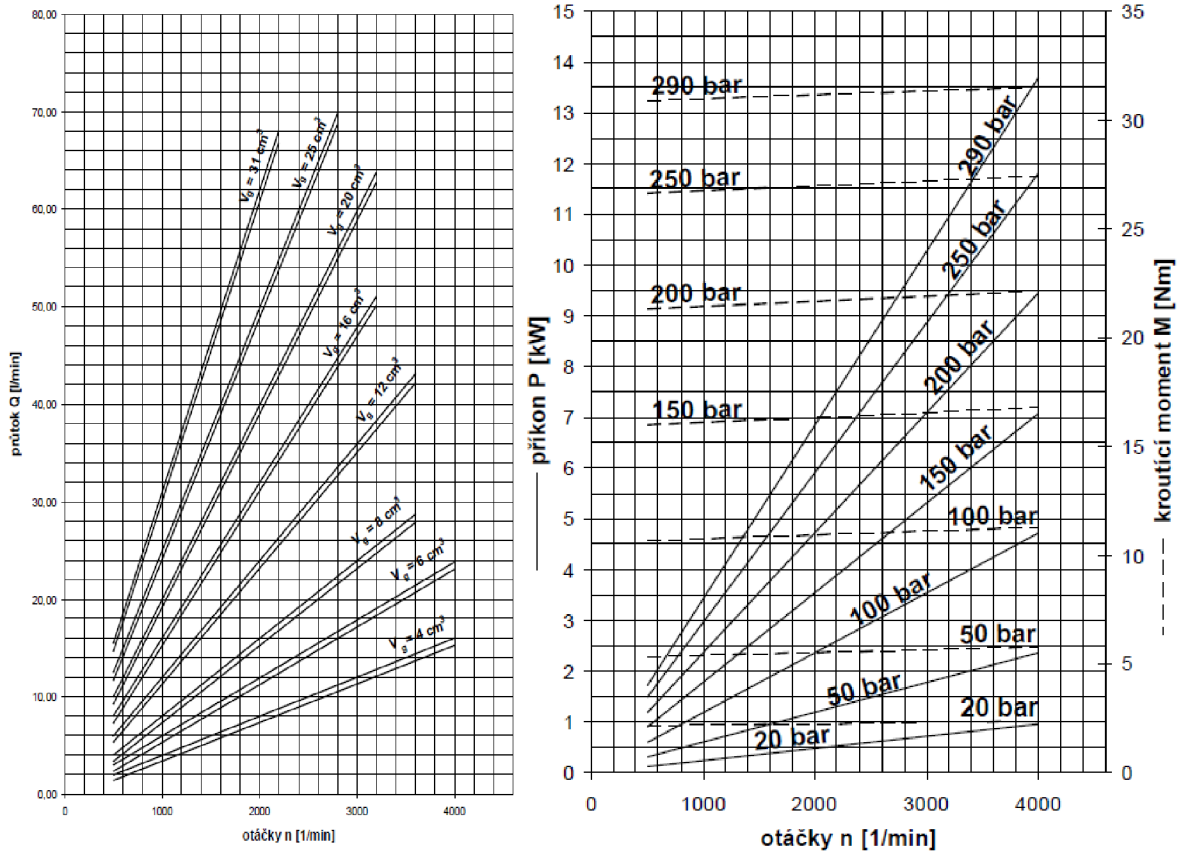
Skutečný geometrický objem:		$V_g = 6{,}02 cm^3$
Jmenovité otáčky :		$n_n = 1500\ min^{-1}$
Minimální otáčky :		$n_{min} = 500$ min-1
Maximální otáčky :		$n_{max} = 4000\ min^{-1}$
Tlak na vstupu :	minimální	$p_{1min} = -0{,}03$ MPa
	maximální	$p_{1max} = 0{,}5$ MPa
Tlak na výstupu:	max. trvalý	$p_{2n} = 28$ MPa
maximální		$p_{2max} = 29$ MPa
špičkový		$p_3 = 31$ MPa
Jmenovitý výstupní průtok (min. při nn a p2n)		$Q_n = 8{,}1\ dm^3.min^{-1}$

Maximální průtok při nmax a p2max: $Q_{max} = 23{,}52\ dm^3.min^{-1}$

Příkon – jmenovitý (max.) při nn a p2n: $P_n = 5\ kW$

Maximální příkon při nmax a p2max: $P_{max} = 13{,}15\ kW$

Hmotnost: $m = 2{,}65\ kg$



Obr. 9) Charakteristiky čerpadla Jihostroj T3 [10]

Hydrogenerátor je zvolen s axiálním vstupem (v čelním víku) a bočním výstupem z tělesa. Ukončení hnacího hřídele je válcový s drážkou pro pero a materiál utěsnění konce hřídele je NBR. Vstupní i výstupní otvor má rozměr závitu M27 x 2. Číselný kód výrobce pak odpovídá: **T – 3 R – R06 V11 – C M09 M09 – N . 006**

7.2 VÝPOČET ELEKTROMOTORU

Hydrogenerátor bude poháněn elektromotorem. K určení jeho výkonu je třeba brát v úvahu požadovaný tlak na hydrogenerátoru a při jakých otáčkách. Výkon je třeba předimenzovat, neboť elektromotory není hodné dlouhodobě přetěžovat. Tento negativní stav by způsobil zkrácení životnosti motoru, nebo při selhání tepelné ochrany i možnost požáru.

Skutečný průtok hydrogenerátorem:

$$Q_n = \frac{V_g . n}{1000} . \eta_V = \frac{6{,}02 . 1440}{1000} . 0{,}95 = 8{,}25 \quad [l.min^{-1}] \qquad (7.1)$$

Kde:

Otáčky elektromotoru: $n_N = 1440\ [min^{-1}]$

Objemová účinnost: $\eta_V = 0{,}95\ [-]$

Krouticí moment elektromotoru:

$$M_k = \frac{V_g \,.p}{20\,.\pi\,.\eta_m} = \frac{6{,}02\,.200}{20\,.\,\pi\,.0{,}85} = 22{,}6 \quad \text{[Nm]} \tag{7.2}$$

Kde:

Mechanická účinnost: $\eta_m = 0{,}85$ [-]

Požadovaný tlak na výstupu: $p = 200$ [bar]

Příkon elektromotoru:

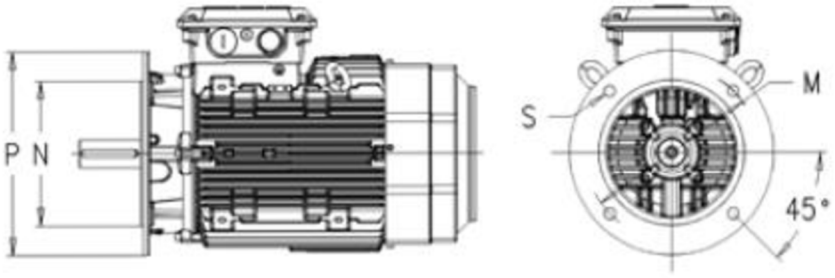
$$P = \frac{V_g \,.p\,.n}{600\,.1000\,.\eta_t} = \frac{6{,}02\,.200\,.1440}{600\,.1000\,.0{,}81} = 3{,}6 \quad \text{[kW]} \tag{7.3}$$

Kde:

Celková účinnost η_t:

$$\eta_t = \eta_V\,.\eta_m = 0{,}95\,.0{,}85 = 0{,}81 \quad \text{[-]} \tag{7.4}$$

Z výše uvedených parametrů vyplývá, že skutečný průtok čerpadlem je pro výpočtové množství dostatečné a z výkonu určeného výpočtem je zvolen elektromotor o nejbližší výkonové třídě.



Obr. 10) Přírubový elektromotor ABB [11]

Byl zvolen elektromotor výrobce ABB Motors and Generators typové řady M2BA 112MB 4. Připojení k hydrogenerátoru je pomocí hřídele s drážkou pro pero. Pro usazení samotného tělesa motoru je zvolen přírubový typ. Ten je spojen čtyřmi šrouby se základovou deskou na horním víku olejové nádrže. V případě nutnosti revize/opravy jej lze snadno odmontovat.

Základní technické parametry:

Jmenovitý výkon : $P_n = 4$ [kW]

Jmenovité vstupní napětí: $U_n = \sim 400$ V

Jmenovitá frekvence: $f_n = 50$ [Hz]

Jmenovité otáčky: $n_N = 1440$ [min^{-1}]

Jmenovitý proud: $I_n = 7{,}94$ [A]

Jmenovitý krouticí moment: $M_k = 26{,}5$ [Nm]

Účinnost (100% výkon): $\eta = 86{,}75$ [-]

Hmotnost: $m = 44$ [kg]

Ložiska: 62062Z/C3 62052Z/C3

8 POJISTNÉ A REGULAČNÍ VENTILY

Nedílnou součástí každého hydraulického systému musí být ochrana proti přetížení přetlakem v soustavě. U pojistných ventilů jde často o poslední možnou záchranu celého systému před havárií, jestliže např. selže regulační ventil.

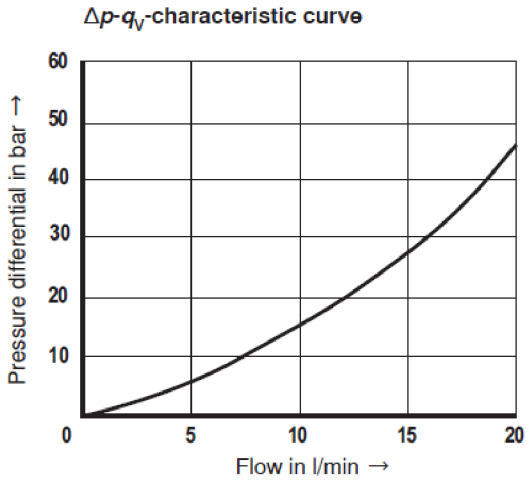
Konstrukce jak regulačního, tak pojistného ventilu je naprosto shodná. Rozdíl mezi jejich funkcemi je dán nastavením tlaku a polohou v systému. Pojistný ventil je umístěn co nejblíže hydrogenerátoru. Tím jsou chráněny všechny následující prvky systému. Jestliže nastane kritický přetlak v systému, je pojistným ventilem okamžitě odváděn zpět do nádrže. Dle výkonu hydrogenerátoru je kritický tlak nastaven na 30 MPa. Tento tlak může hydrogenerátor dosáhnout, jestliže selže tepelná ochrana elektromotoru. Krátkodobě může poté motor být i několikanásobně přetížen, což může způsobit nenapravitelné škody v celém systému.

Za běžného provozu je ve funkci regulační ventil, který je nastavený na 20 MPa. Je umístěn za prvním šoupátkovým rozvaděčem a zajišťuje správné nastavení tlaku při vstupu do hydraulického akumulátoru a šoupátkových rozvaděčů rychlozávěrného ventilu, regulačního a clony.

Na základě určení maximálních tlaků a průtoků v systému byly zvoleny regulační a pojistné ventily od firmy Rexroth typ DBD (Obr. 11).

Obr. 11) Pojistný a regulační ventil Rexroth DBD [12]

Zvolená řada má k dispozici mnoho rozličných velikostí. Pro naše účely je vhodná velikost 4. Ta zaručuje maximální průtok 20 $dm^3.min^{-1}$ a nejvyšší pracovní tlak 420 bar. Rozsah pracovních teplot od -20°C do +80°C a viskozit pracovní kapaliny od 20 do 200 $mm^2.s^{-1}$ je naprosto dostačující.



Obr. 12) Rozdíl tlaku při daném průtoku [12]

Pojistný ventil je umístěn na držáku olejového filtru. Je přímo spojen T-kusem s výstupním potrubím filtru. Regulační ventil je přichycen k hydraulickému akumulátoru před hlavním uzavíracím ventilem na výstupu celého systému hydroagregátu.

9 HYDRAULICKÝ AKUMULÁTOR

Akumulátory umožňují shromažďovat tlakovou energii, která je dle potřeby využita. Slouží jako bezpečnostní rezerva při výpadku elektrické energie. Během náběhu záložních systému ovládání turbíny je toto období překlenuto akumulátorem a je zachován bezpečný provoz turbíny.

Další funkcí je udržování chodu hydraulického systému s vypnutými hydrogenerátory. Ty natlakují systém na úroveň požadovaného tlaku a je-li běh turbíny ustálený, je minimální tlaková spotřeba všech hydraulických prvků. Hydrogenerátory jsou automaticky odstaveny a veškeré drobné korekce turbíny jsou prováděny z hydraulického akumulátoru. Energetická náročnost se snižuje, ale životnost hydrogenerátorů a jejich spolehlivost roste.

Z hlediska spolehlivosti bude použit hydropneumatický vakový akumulátor. Robustní, avšak jednoduchá konstrukce zvyšuje odolnost celého systému.

Obr. 13) Vysokotlaký hydropneumatický akumulátor v řezu [13]

Vnitřní náplň tvoří inertní plyn. Výhodou tohoto typu je použití při velkých teplotních rozdílech a velkých změnách (diferenci) tlaku.

Akumulátor neslouží pouze jako zásobník energie, ale pomáhá tlumit hydraulické rázy celého systému. Tím se zvyšuje životnost celého agregátu a napomáhá i k hladšímu chodu.

Výpočet vychází ze stavové změny plynu v akumulátoru. Stejnou změnou prochází i olej. Pro určení zásoby oleje je třeba zjistit objem všech hydraulických válců, který podobně jako u čerpadla alespoň třikrát předimenzujeme.

$$\Delta V = 3.(V_{RZV} + V_{RGV} + V_{RGC}) = 1{,}2 \qquad [\mathrm{dm}^3] \qquad (9.1)$$

Volím $\Delta V = 1{,}5\ \mathrm{dm}^3$

Dáno:

Max. pracovní tlak: $p_2 = 200$ bar(r)

Min. pracovní tlak: $p_1 = 150$ bar(r)

Užitečný objem: $\Delta V = 1{,}5\ \mathrm{dm}^3$

doba vyprazdňování: $t_v = 1$ s

min. pracovní teplota: $T_1 = 20°$ C (293 K)

max. pracovní teplota: $T_2 = 45°$ C (318 K)

polytropický exponent n při 20° C = 1,93

(dle poč. grafu fy. OLAER)

Určení plnícího tlaku p_0 při maximální pracovní teplotě:

$$p_0 = 0{,}9\,.\,p_1 = 0{,}9\,.\,150 = 135 \qquad [\mathrm{bar}] \qquad (9.2)$$

Určení objemu plynu V_0:

$$V_0 = \frac{\Delta V\ .\ \frac{p_1}{p_0}}{1\ .\ (\frac{p_1}{p_2})^{\frac{1}{n}}} = \frac{1{,}5\ .\ \frac{150}{135}}{1\ .\ (\frac{150}{200})^{\frac{1}{1{,}93}}} = 2{,}9 \ [\mathrm{dm}^3] \qquad (9.3)$$

Určení objemu plynu V_0':

$$V'_0 = V_0\ .\frac{T_2}{T_1} = 2{,}9\ .\frac{318}{293} = 3{,}2 \qquad [\mathrm{dm}^3] \qquad (9.4)$$

Určení plnícího tlaku p_0 při 20°C:

$$p_0 = 0{,}9 \,.\, p_1 \,.\, \frac{T_1}{T_2} = 0{,}9 \,.\, 150 \,.\, \frac{293}{318} = 124{,}4 \text{ [bar]} \qquad (9.5)$$

Dle výše uvedených výpočtů bylo dle výrobce fy. OLAER zvolen následující akumulátor:

EHVF 12 - 330/90

10 TOPNÉ TĚLESO

Topné těleso slouží k prohřevu hydraulického oleje v nádrži. V případě najíždění systému v chladném období po dlouhodobé odstávce odpadá nutnost čekat na dlouhodobý prohřev systému. Bez tohoto zařízení by bylo nutné nechat agregát spuštěný naprázdno.

Po prohřevu díky topnému tělesu se rychleji přiblížíme k provozní viskozitě oleje. Životnost pak celého systému se prodlužuje.

Těleso musí být zcela ponořeno, jinak hrozí vznícení oleje. Proto je v olejové nádrži plovákový snímač hladiny, který nejdříve upozorní obsluhu, popř. odstaví automaticky prohřev. Jako nejvhodnější s topných těles se jeví tzv. úhlové topné těleso. To je vodorovnou vyhřívající spirálou zcela ponořeno v provozní náplni hydraulického agregátu. Tato poloha snižuje na pravděpodobnost vznícení oleje v nádrži. Současně je zaručen ideální prohřev kapaliny od nejnižšího bodu nádrže po horní hranici hladiny.

Čas pro ohřev hydroagregátu musí být nižší, jako prohřev turbíny. Tato doba odpovídá přibližně jedné standartní směně. Za tento čas musí být regulační prvky hydrauliky připraveny k provozu.

10.1 Výpočet topného tělesa

Zadané parametry:

Objem celého systému :	V = 180 dm^3
Hustota náplně:	ρ = 887 $kg.dm^3$
Maximální teplota:	ΔT= 40 K
Měrná tepelná kapacita:	c = 2 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
Čas ohřevu:	t = 10800 s

Hmotnost ohřívané kapaliny:

$$m_s = \rho \,.\, V = 887 \,.\, 180 = 159{,}66 \text{ [kg]} \qquad (10.1)$$

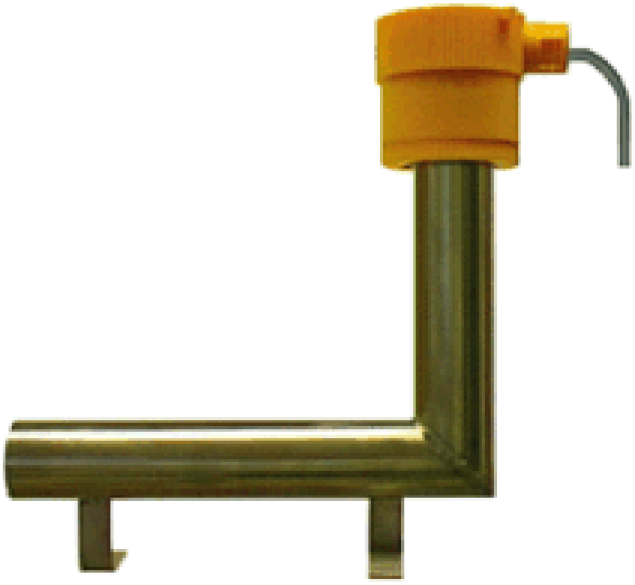
Množství dodaného tepla:

$$\Delta Q_i = m_s \,.\, c \,.\, \theta = 159{,}66 \,.\, 2 \,.\, 313{,}15 = 12772{,}8 \text{ [kJ]} \qquad (10.2)$$

Výkon topného tělesa:

$$P_t = \frac{\Delta Q_i}{t} = \frac{12772{,}8}{10800} = 1{,}64 \quad [\text{kW}] \qquad (10.3)$$

Výsledný výkon topného tělesa je zaokrouhlen směrem nahoru, k nejbližšímu katalogovému výkonu tělesu. V tomto případě byl zvolen výrobek firmy NÜGA s výkonem 2 kW. Jedná se o úhlové topné těleso se vstupním napětím 3x400V.



Obr. 14) Úhlové topné těleso NÜGA [14]

Toto těleso je umístěno na dně nádrže a je možné jej v případě revize, nebo výměny, vyjmout bez nutnosti vypuštění celé náplně hydroagregátu. Vyjmutí se provede vrchním víkem olejové nádrže po odpojení elektroinstalace a vymotování uchycujících čtyř šroubů. Životnost ohřívače je však vysoká, protože režim ohřevu po odstávce turbíny je minimální. Použití je tedy obvykle jednou za dva roky.

Ve výpočtech není zohledněno ochlazování, nebo ohřívání okolními vlivy. V praxi je téměř nemožné zajistit dostatečný počet informací o prostředí do výpočtu. Proto je topné těleso předimenzováno.

11 CHLADIČ OLEJE

Vzhledem k povaze provozu hydraulického agregátu v tepelně ovlivněném prostředí je nutno použít chladič oleje. Ten je koncipován jako tepelný výměník olej/voda. Chladící voda je přiváděna z okruhu chlazení generátoru turbíny.

Vstupní teplota není vyšší jak 10°C. Před chladič (výměník) je třeba zařadit vodní filtr, protože chladící voda je filtrována pouze hlavním filtrem chladícího okruhu generátoru a kondenzátoru ucpávkové páry. Větší nečistoty a kaly mohou způsobit zanešení výměníku.

V tom případě se stává systém nefunkční, a hrozí přehřátí hydraulického okruhu. Přehřátý okruh má poté tendenci vytvářet zavzdušnění ze zpěněného oleje.

Během nefunkčního chladícího okruhu hydraulického systému se spoléhá na ochlazení velkým objemem olejové nádrže. Tento stav však není dlouhodobě udržitelný a proto je nutno celý okruh vybavit tepelnými čidly s místním a dálkovým měřením.

Vzhledem k úspornému odpojování olejových čerpadel a využití hydraulických akumulátorů odpadá nutnost systém chladit. Z tohoto důvodu je na vstupu chladící vody přiřazen ventil se solenoidem, který v závislosti na teplotě média signálem od řídícího systému vstup chladící vody uzavírá, nebo otevírá.

11.1 Výpočet chladiče

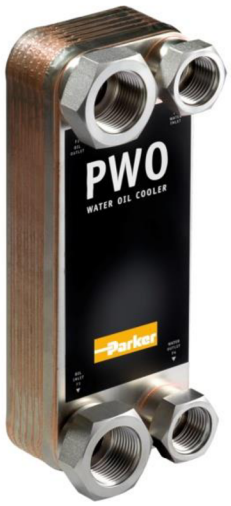
Celý systém je ohřívám vnitřní prací olejových čerpadel, třením oleje v potrubí a armaturách. Vliv okolí je na ohřev zanedbatelný, neboť se pohybuje pod úrovní provozní teploty systému. Největší část ohřevu je z výkonu olejových čerpadel, ostatní tepelné vlivy jsou téměř zanedbatelné. Výkon jednoho čerpadla je 4 kW. Chladič bude dimenzován na provoz obou čerpadel zároveň.

Výkon elektromotorů :	$P_n = 8$ [kW]
Měrná tepelná kapacita vody:	$c = 4185$ J.kg^{-1}.K^{-1}
Tepelný rozdíl:	$\Delta t = 8°C$

Hmotnostní průtok chladící vody:

$$Q_m = \frac{P_n}{c.\Delta t} = \frac{8000}{4185 .8} .3600 = 864 \quad [\text{kg.hod}^{-1}] \qquad (11.1)$$

Dle maximálního průtoku hydraulického oleje byl zvolen typ chladiče od firmy PARKER typ PWO B8T x 40 (Obr. 15). Vstupní potrubí pro olej je ¾“ a pro chladící vodu 1/2“. Výstupní potrubí má shodné rozměry se vstupním. Do vstupu oleje na chladiči ústí sběrnice lekáže hlavního okruhu systému hydroagregátu.



Obr. 15) Chladič oleje PARKER B8T [15]

Vstup pro chladící vodu je osazen ventilem se solenoidem a filtrem. Na základě průtoku a výpočtu tlakových ztrát ventilu byl zvolen typ EVPE 2015.01.

Obr. 16) Uzavírací ventil se solenoidem EVPE 2015.01 [16]

12 DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ

Veškeré hydraulické prvky celého systému jsou navzájem propojeny ocelovým potrubím. To má minimální deformace, a nízké třecí ztráty. Konce potrubí jsou vždy u jednotlivých prvků vybaveny šroubením. Na všech potrubních trasách jsou vynechány svarové spoje. Sníží se tímto krokem náklady na svářeče a také nutné nedestruktivní zkoušky.

Pro velikost potrubí je zapotřebí počítat s průtokem v dané potrubní větvi a rychlostí média. Ta by neměla přesahovat 4 $m.s^{-1}$. Při vyšších rychlostech vznikají velké třecí ztráty, které snižují celkovou účinnost systému. Se zvyšující se rychlostí rostou ztráty s kvadrátem rychlosti. V praxi se osvědčilo rozmezí 2 ÷ 2,5 $m.s^{-1}$, u kterého je brán i ohled na celkovou ekonomiku při pořizování potrubí.

Při zadané rychlosti a průtoku v systému lze vyjádřit světlost potrubí takto:

$$d = \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \right)^{0,5} \quad [\text{mm}] \qquad (12.1)$$

Kde:

Q [$m^3.s^{-1}$] – Průtok potrubím

v [$m.s^{-1}$] – Rychlost média potrubím

Jednotlivé větve jsou postupně spočítány od hydrogenerátoru až po lekáž pojistných a regulačních ventilů. Pojistné ventily MAX10 AA310 a MAX10 AA320 jsou spojeny do jedné větve, proto je třeba je dimenzovat na maximální průtok při chodu obou čerpadel. Všechny následující prvky jsou na tělese hydroagregátu spojeny samostatným potrubím.

Tab 7) Přehled rychlosti potrubí hydroagregátu

	průtok Q [$dm^3.min^{-1}$]	**rychlost potrubí v [$m.s^{-1}$]**	**průměr potrubí d [mm]**
Výstup hydrogenerátoru	8,25	2	9,36
Výstup pojišťovacích ventilů	16,5	2	13,23
Výstup RgV	58,57	2	24,93
Výstup RgC	5,76	2	7,82
Výstup RZV	27,08	2	16,95
Vstup RgV	1,17	2	3,53
Vstup RgC	0,23	2	1,56
Vstup RZV	0,54	2	2,40

Tab 8) Přehled dimenzí a tloušťky potrubí hydroagregátu

	Průměr potrubí d [mm]	**Navržená dimenze DN**	**Tloušťka potrubí [mm]**	**Vnější průměr potrubí [mm]**	**Skutečná světlost potrubí [mm]**
Výstup hydrogenerátoru	9,36	10	2,3	17,2	12,6
Výstup pojišťovacích ventilů	13,23	15	2,8	21,3	15,7
Výstup RgV	24,93	25	2,8	33,7	28,1
Výstup RgC	7,82	10	1,8	17,2	13,6
Výstup RZV	16,95	20	2,3	26,9	22,3
Vstup RgV	3,53	8	1,8	13,5	9,9
Vstup RgC	1,56	8	1,8	13,5	9,9
Vstup RZV	2,40	8	1,8	13,5	9,9

Po návrhu dimenzí a tloušťky jednotlivých potrubí je třeba ověřit, zda navržené rozměry pevnostně vyhovují vnitřním účinkům tlaků. Nejdříve je předepsán materiál potrubí. Pro všechny potrubní trasy byl zvolen X2CrNiN18-10.

Servopohony, které jsou umístěné na tělese turbíny (rychlozávěrný ventil, regulační ventil, clona), jsou propojeny až k hranici turbíny ocelovým potrubím. Mezi potrubí a turbínu jsou umístěny vysokotlaké hadice. Současně i mezi hydroagregátem a propojovacím potrubím. Ty umožňují eliminovat vibrace a pohyb turbíny.

Mez pevnosti v tahu R_m:		550 [MPa]
Součinitel bezpečnosti k_m [6]:		7 [-]
Maximální dovolený tlak systému p_{dmax}	:	30 [MPa]
Maximální dovolený tlak lekáže p_{dlek}:		16 [MPa]

Výpočet dovoleného napětí $\sigma_{dov,t}$ se u neželezných kovů a litin zjišťuje z meze pevnosti materiálu R_m. Obvykle bývá součinitel bezpečnosti v rozmezí $k_m = 5 \div 7$ [6]. Vzhledem k povaze provozu volíme hodnotu km vyšší.

$$\sigma_{dov,t} = \frac{R_m}{k_m} = \frac{550}{7} = 78{,}57 \quad \text{[MPa]} \qquad (12.2)$$

Hlavní složkami namáhání potrubí je tečné a axiální (osové).

Tangenciální (tečné) napětí na vnějším povrchu potrubí:

$$\sigma_t = \frac{p_{dmax} \cdot d^2}{4.s\,(d+s)} \ \text{[MPa]} \qquad (12.3)[8]$$

Kde:

Nejvyšší tlak v potrubí:	p_{dmax} [MPa]
Tloušťka stěny:	s [mm]
Světlost potrubí:	d [mm]

Axiální napětí je poté určeno vztahem:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_t}{2} \quad \text{[MPa]} \qquad (12.4)$$

Tloušťka tlustostěné trubky (tj. trubka s poměrem D / d > 1,18) se stanovuje následovně:

$$s = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{K-1}{K+1}\right)^{0{,}5}\right) \quad \text{[mm]} \qquad (12.5)\ [8]$$

Kde:

Poměr vnitřního přetlaku p k maximálnímu dovolenému napětí $\sigma_{dov,t}$:

$$K = \frac{\sigma_{dov,t}}{p} \quad [\,-\,] \tag{12.6}$$

Tab 9) Výsledné tloušťky potrubí hydroagregátu

	Tečné napětí σ_t [MPa]	**Osové napětí σ_a [MPa]**	**Tloušťka stěny [mm]**
Výstup hydrogenerátoru	69,49	34,74	2,09
Výstup pojišťovacích ventilů	71,38	35,69	2,60
Výstup RgV	73,01	36,51	2,62
Výstup RgC	53,38	26,69	1,27
Výstup RZV	70,31	35,16	2,08
Vstup RgV	69,81	34,90	1,64
Vstup RgC	69,81	34,90	1,64
Vstup RZV	69,81	34,90	1,64

K výsledné tloušťce není vzhledem k vlastnostem materiálu nutné připočítat přídavek na korozi a erozi dle ČSN EN 10216-5.

Veškeré potrubí je dostatečně předimenzováno i z hlediska možného mechanického poškození v okolí turbíny. Přestože je možné použít menší potrubí, z praktického hlediska ochrany proti mechanickému poškození je vhodné použít větší rozměry.

13 OLEJOVÝ FILTR

Další z důležitých součástí je zařazení olejového filtru do hydraulického okruhu agregátu. Během provozu vznikají v systému drobné nečistoty a částice, které negativně ovlivňují chod a životnost. Běžné zdroje nečistot mají vliv i na stárnutí oleje, proto je nutné co nejvíce tyto nečistoty lapat do filtru.

Při zanešení filtru je v tělese filtru tlakový snímač, který indikuje nutnou výměnu vložky za novou. Výhodou je včasný zásah obsluhy, protože v případě zanesení je spuštěn obtokový kanál. Ten zamezuje protržení celého filtru a následného uvolnění všech lapených nečistot. V takovém případě je funkce lapání nečistot odstavena.

Na výstupu z filtru (MAX10 AT520, MAX10 AT510) je připevněn manometr (MAX10 CP001, MAX10 CP002) s uzavíracím ventilem. Na tomto měřiči tlaku je obsluha informována o aktuálním tlaku na hlavní vstupní větvi systému. Díky tomuto měřícímu místu má obsluha možnost seřídit regulační a pojistné ventily.

Základním požadavkem pro určení velikosti filtru je tlak a průtok, který jím prochází. Další z aspektů je kvalita zachytávání velikosti nečistot. Pro hydraulické systémy je doporučena hodnota do 7 μm. Pro naše účely byla zvolena hodnota 6 μm.

Průtok filtrem: $Q_s = 6,5$ [$dm^3.min^{-1}$]

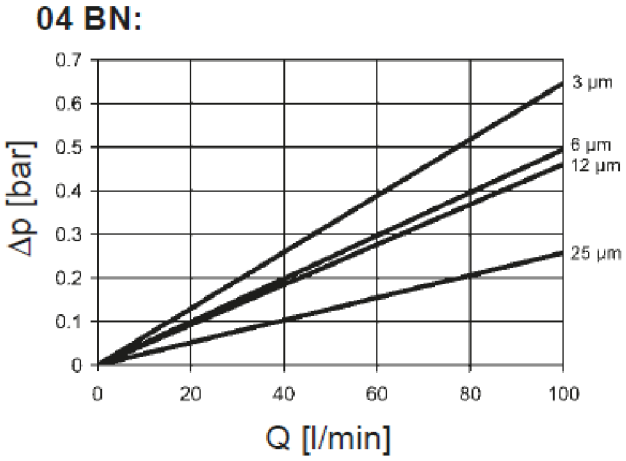
Maximální tlak: $p_{dmax} = 30$ [MPa]

Obr. 17) Základní model těles filtru HYDAC HF3P [17]

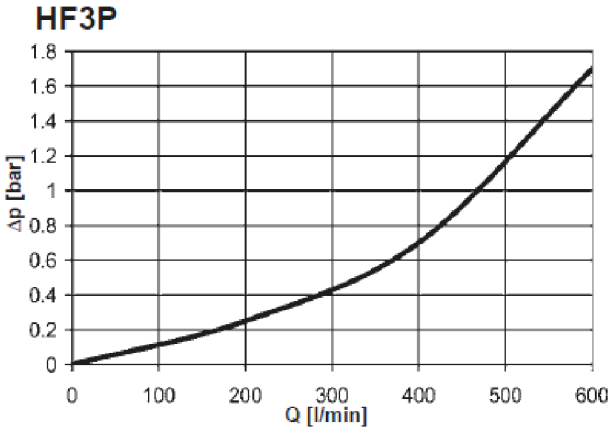
Jako nejvhodnější byl zvolen filtr HYDAC HF3P (Obr. 17). Tato řada filtrů je dimenzovaná na maximální průtok 450 $dm^3.min^{-1}$ a nejvýše do 420 bar. Velikost filtrační vložky byla zvolena 4“, což je nejnižší hodnota z této výrobní řady, avšak s přihlédnutím k maximálním průtokům daným výrobcem je naprosto vhodná. Typ filtračního materiálu je Betamicron®. Vstup a výstup tělesa je opatřen šroubením G 1“. Jako mimořádná výbava je zvolena indikace znečištění filtrační vložky jak vizuálně (kontrolkou LED), tak elektrickým výstupem do řídicího systému turbíny. Celek je vybaven obtokem (bypassem), pro případ zacpání filtrační vložky.

Označení výrobcem poté odpovídá: HF3P BN 04 G 6 D3.X 0 B-LED

Filtrační vložka vytváří při průtoku oleje hydroagregátu tlakovou ztrátu, kterou je nutno připočítat do místních tlakových ztrát.



Obr. 18) Tlaková ztráta na základě průtoku filtrační vložkou [17]



Obr. 19) Tlaková ztráta na základě průtoku tělesem [17]

Dle výpočtu výrobce je se skládá tlaková z odporu průchodu filtrační vložkou a vlastním průchodem tělesa. Z grafu na Obr. 19 je na základě našeho průtoku tlaková ztráta blížící se nule u průchodu tělesem. Pro filtrační vložku je poté dán vztah:

$$\Delta p_{element} = Q \cdot \frac{SK}{1000} \cdot \frac{\nu}{30} = 6{,}5 \cdot \frac{4{,}94}{1000} \cdot \frac{68}{30} = 0{,}073 \text{ [bar]} \qquad (13.1)[17]$$

Kde:

Průtok filtrační vložkou:	$Q_s = 6{,}5$ [$dm^3.min^{-1}$]
Koeficient vložky BN 4:	$SK = 4{,}94$ [mbar / $dm^3.min^{-1}$]
Kinematická viskozita oleje:	$\nu = 68$ [mm^2s^{-1}] při 40°C

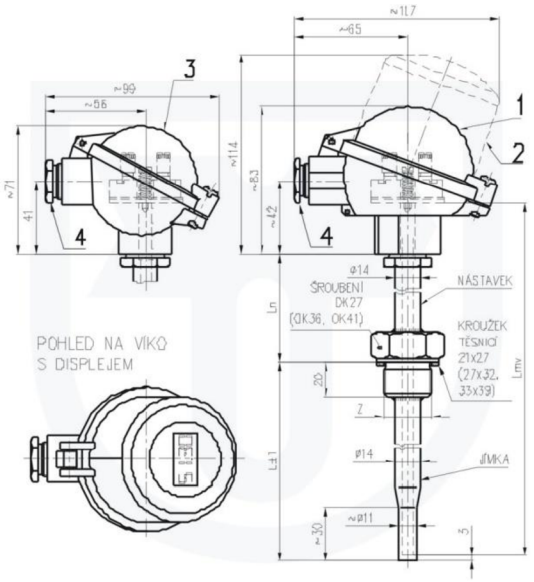
Celková tlaková ztráta je nižší jak 0,007 MPa, je tedy v rámci odporů zanedbatelná a nebude s ní dále počítáno v celkovém přehledu tlakových ztrát.

Těleso filtru je zavěšeno na držku filtru, který je umístěn na vrchním víku hydroagregátu. Vstup oleje je z hydrogenerátoru do filtru, výstup z něj je do T-kusu, který je připojen na pojistný ventil (MAX10 AA310, MAX10 AA320) a hlavní šoupátkový rozvaděč (MAX20 AA510, MAX20 AA520).

14 SNÍMAČ TEPLOTY

Celý systém je nutné sledovat i z hlediska tepelných vlivů. K automatizaci systému napomáhá dálkové měření teploty. Místní měření naopak pomáhá ověřit obsluze správnost údajů při běžné kontrole na místě. Použit bude odporový snímač s A/D převodníkem s HART protokolem a s ukazatelem veličiny přímo na tělese měřiče.

Jde o typ 232 (Obr. 20), který je vhodný i k použití do prostředí s nebezpečím výbuchu (prostory Zóna 2, 1 a 0 dle ČSN EN 60079-10-1). Přestože žádné výrazně nebezpečné prostředí nebylo v okolí turbíny definováno, blízké okolí odvětrávání hydroagregátu však může obsahovat zbytky olejových par. Ty by mohou být potencionálním zdrojem požáru.



Obr. 20) Těleso snímače teploty [18]

Snímač teploty je propojen s řídícím systémem turbíny. Je umístěn v blízkosti topného tělesa. Tím je zajištěna aktivní kontrola ohřevu, která zamezuje přehřátí oleje, nebo jeho nedostatečné prohřátí na provozní teplotu. Proud oleje od strany výstupu lekáže v olejové nádrži je při zapnutí systému chladnější, jak v blízkosti topného tělesa. Takto je zaručena správná funkce měření teploty.

Samotné těleso lze v případě opravy/revize snadno demontovatelné z víka olejové nádrže. Pro přehled o aktuálním stavu teploty je obsluha informována i místně pomocí displeje, který je umístěn na vrchním víku snímače. Není tedy třeba při kontrole funkčnosti hydroagregátu být vzdálen u hlavního řídícího panelu turbíny.

15 HLADINOMĚR

Základním požadavkem ke správné funkci hydroagregátu je množství jeho pracovní náplně. Jestliže je její nedostatečné množství, může dojít k nasátí vzduchu do hydrogenerátoru. Dále při najíždění hydroagregátu na provozní teplotu (režim ohřevu) je nebezpečí zahoření oleje na topném tělese. Oba výše popsané stavy mohou způsobit závažnou havárii systému. Vyšší hladina provozní náplně naopak způsobí přetékání vnitřních přepážek a uklidňovače oleje. Celý systém se poté může zavzdušnit, nebo hydrogenerátor může nasát více nečistot sacím sítem.

Abychom předešli výše popsaným negativním stavům, je do systému zaveden hladinoměr. Jako vhodný se jeví typ Rosemount 3302 (Obr. 21) určený pro použití v nádržích.

Obr. 21) Vlevo -Hladinoměr Rosemount 3302, vpravo olejoznak [19,16]

Výhodou tohoto snímače je, že neobsahuje žádné pohyblivé části. Principem je měření na základě interference. Měření je přesné a je vyloučeno např. zaseknutí plováku, jako u klasického principu hladinoměru. Podobně jako tepelný snímač, je i tento připojen k řídicímu systému turbíny.

Pro informování obsluhy při prvotním naplnění olejové nádrže provozní kapalinou je na přední stěně nádrže umístěn olejoznak. Ten je tam umístěn, protože při odstávce hydroagregátu jsou odpojeny všechny elektrické vstupy a výstupy. Olejoznak je funkční bez jakéhokoliv přísunu elektrické energie. Funguje tedy spolehlivě za a všech okolností. Jediné možnosti ztráty funkčnosti je mechanické poškození, nebo ucpání vstupu oleje do olejoznaku.

16 SNÍMAČE POLOHY

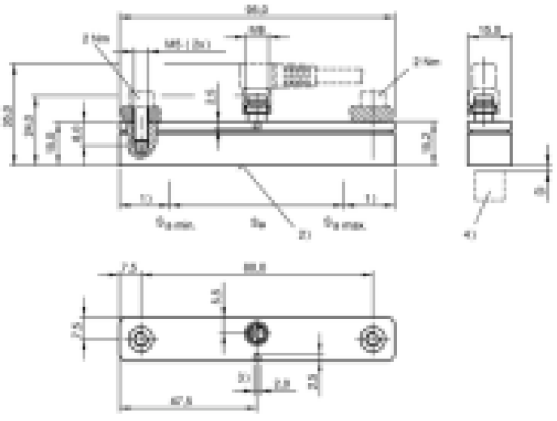
Snímače polohy budou použity magnetické. Ve srovnání s indukčními snímači poskytují magnetické při stejné velikosti větší spínací vzdálenost, což je důležité pro stabilní funkci v provozu turbíny. Provedení snímače musí být odolné vůči okolním vlivům, obzvláště vysokým teplotám a otřesům. Hlavním úkolem snímačů je získat přehled poloh všech ventilů

turbíny. Jen díky tomu lze turbínu regulovat na požadované parametry a také jako kontrola o funkčnosti servopohonů. Při kontrolní obhlídce obsluhy turbíny jsou pro přehled funkčnosti snímače vybavené kontrolní LED diodou.

Obr. 22) Magnetický snímač [20]

Zvolené snímače firmy Balluff typové řady BMF 08F (Obr. 22) splňují žádaná kritéria. Maximální tepelná odolnost od -20°C do +85°C je plně vyhovující. Samotná turbína je zaizolovaná a dle norem nesmí překračovat povrchová teplota 50°C. Spínací vzdálenost závisí na použitých magnetech. Základní spínací vzdálenost je 20 mm a vzhledem k umístění na ventilech turbíny je dostatečná. Krytí IP 67 vyhovuje normě IEC 60529. Ovládací jmenovité provozní napětí DC 24,0 V je v souladu s použitým řídícím systémem turbíny.

Snímače jsou umístěny na tělesech servopohonů ventilů turbíny. U rychlozávěrného ventilu sledujeme pouze stavy „otevřeno“ a „zavřeno“. Regulační ventil turbíny má taktéž stavy „otevřeno“ a „zavřeno“, přičemž mezi nimi je dalších pět provozních poloh. Jsou naprosto shodné s polohami určené trámcovou regulací při vstupu do turbíny.



Obr. 23) Mageticko-indukční odměřování [21]

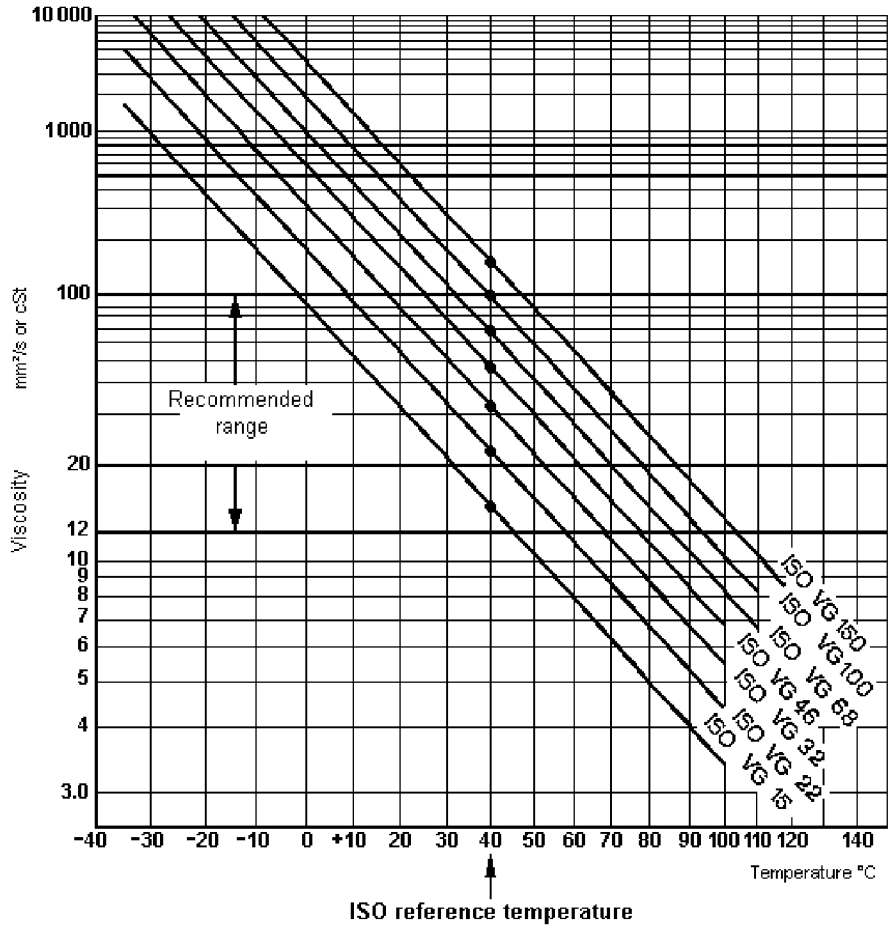
U regulační clony turbíny je třeba sledovat lineárně její polohu. K tomuto účelu je vhodné magneticko-indukční odměřování. Vhodnou volbou je výrobek od firmy Balluff typové řady BIL ED0-T030A-01-S75 (Obr. 23). Všechny základní požadavky na řízení a normy jsou totožné s předchozími snímači. Rozsah měřící délky 30 mm je dostatečný,

pracovní rozsah servopohonu clony je 28,5 mm. Tepelná odolnost od -10°C do 70°C souhlasí s výše uvedenými požadavky.

17 PROVOZNÍ NÁPLŇ

Olej pro průmyslové aplikace byl dříve vyráběn převážně z ropy. V současnosti jsou ve velkém měřítku používány syntetické oleje. Lze je rozdělit do několika skupin. Hlavní charakteristiky určují použití, viskozitu (Obr. 24) a výkonovou specifikaci.

Vzhledem k doporučení výrobců jednotlivých komponent bude použit olej PARAMO HM 68. Je vhodný zejména pro vysoké namáhání v hydraulických systémech. Chrání výborně hydraulickou soustavu proti opotřebení, a má vynikající protikorozní vlastnosti. Nepůsobí agresivně na součásti z elastomerů, odlučují velmi dobře vzduch a má dobrou schopnost odolávat tvorbě emulze. Zároveň má minimální tendenci k tvorbě pěny, která se může tvořit při vstupu do hlavní olejové nádrže z lekáže. Poslední nesporným kladem je výrobcem garantovaná dobrá filtrovatelnost.



Obr. 24) Graf závislosti viskozity na teplotě [22]

Kinem. Viskozita v při 40°C :	68 ± 10% [mm^2s^{-1}]
Min. kin. Viskozita při 100°C :	8,31 [mm^2s^{-1}]
Viskózní index :	105
Bod vzplanutí:	250°C
Bod tekutosti:	-27°C
Hustota při 15°C:	866 $kg.m^{-3}$

18 POPIS ZNAČENÍ KKS

Pro velké provozní celky, jakými jsou elektrárny apod., je vhodné sjednotit označení všech zařízení, potrubních tras a staveb. Ve schématu zde počítaného hydroagregátu bude použit systém značení KKS.

Tento systém má výhodu ve snadné identifikaci zařízení v zemích EU a je nezávislý na změnách v normách. Vyznačuje se dostatečnou rezervou kapacity při označování systémů, komponent i objektů. Není třeba jazykových znalostí k upotřebení projektů v mezinárodním měřítku. Zpracování dokumentace je poté mnohem snazší.

Metodika značení KKS (Kraftwerk-Kennzeichensystem) vychází z 60. let 20. století z potřeb německého elektrárenského průmyslu. Kód KKS měl za úkol sjednotit všechna značení v elektrárnách. Nespornou výhodou je, že žádné zařízení, signál v řídícím systému, nebo jiná část elektrárny nemá stejný kód.

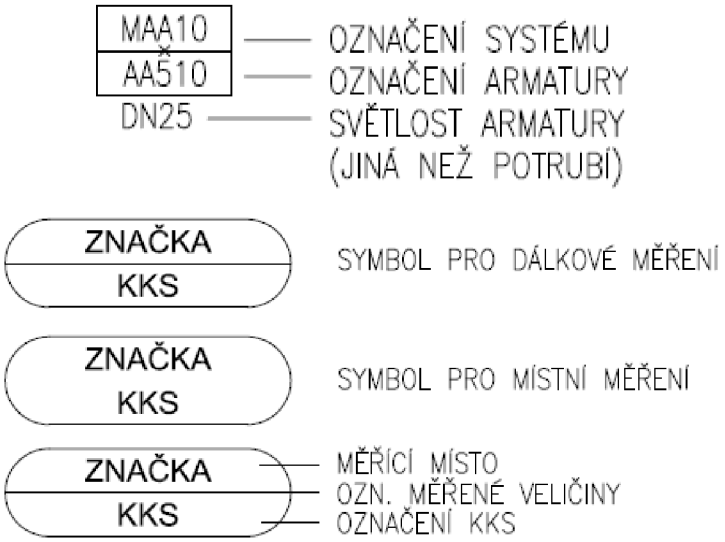
Stupeň podrobnosti	ČEZ		Stupeň 0	Stupeň 1				Stupeň 2				Stupeň 3		
Popis datové pozice	Elektrárna	Výrobní jednotka	Celek zařízení (skupina)	Systém KKS (funkce celku a zařízení)				Agregát KKS				Komponenta KKS		
Znak datové pozice	E	J	G	F0	F1	F2	F3	FN	A1	A2	AN	A3	B1	B2	BN
Typ datové pozice	NN	N	A	N	A	A	A	NN	A	A	NNN	A	A	A	NN

A = alfabetický znak (mimo znaků I a O)
N = numerický znak

Obr. 25) Struktura kódů KKS [5]

Základní architekturou KKS kódů (Obr. 25) jsou čtyři stupně značení.

Jednotlivé stupně jsou poskládány z několika znaků (Obr. 26). Všechna písemná značení měření jsou v souladu normy ISO 3511-1. Pomocí výše uvedeného systému je sladěna veškerá projektová, dokladová a prováděcí dokumentace. Většina výrobců armatur, potrubí a hydraulických prvků je s tímto systémem seznámena, proto dochází i k úspoře času při objednávání a zadávání výroby. Zároveň se vylučuje záměna prvku, neboť každý z prvků má svůj unikátní kód.



Obr. 26) Příklady značení armatur a měření

19 IDENTIFIKACE BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK

Tab 10) Identifikace bezpečnostních rizik

Seznam významných nebezpečí				Typ stroje: VT hydroagregát	
Datum: 5.5.2016				Model: TG 6,43 - 4,0/0,6/0,0075	
Čís. Nebezpečí	NEBEZPEČÍ	ČSN EN ISO 12100-1:2003	ČSN EN ISO 12100-2:2003	NEBEZPEČNÉ SITUACE	**Celkový počet nebezpečí**
1	**Mechanická nebezpečí**				1
1.1	Výron vysokotlaké tekutiny	4.2.1	4.10 4.13	Netěsnost systému	
2	**Elektrická nebezpečí**	4.3	5.2	Nevhodná izolace pro předvídatelné podmínky použití	2
2.2	Požár		5.5.4	Zkrat a vznícení par oleje	
3	**Nebezpečí vytvářená materiály a látkami**	4.8	4.4	Nebezpečí požáru, nebo výbuchu	1
4	**Nebezpečí uklouznutí, zakopnutí a pádu**	4.10		Uklouznutí na zaolejované podlaze	1

Vysokotlaký hydraulický agregát je zdrojem několika možných bezpečnostních rizik. K jejich zamezením je důležité vydat již při konstrukci a projekci protiopatření. Ta musí zajistit nejvýše možnou ochranu, s ohledem i na ekonomické možnosti. Základem je však vždy všechna nebezpečí omezit.

K zamezení všech významných nebezpečí je třeba je v první řadě identifikovat. Po identifikaci následuje popis nebezpečí. Na základě zjištěných informací je možné za pomocí norem těmto rizikám buďto předejít, nebo omezit. Hlavní nebezpečí skýtá samotná podstata provozní náplně, tj. hydraulického oleje. Ve spojení vysokého tlaku při provozu a zapojení elektrických zařízení mohou vzniknout následující bezpečnostní rizika. Ta jsou identifikována a zhodnocena dle ČSN EN ISO 12100-1:2003 a ČSN EN ISO 12100-2:2003.

Při konstrukci bylo k těmto bezpečnostním rizikům přihlédnuto v návrhu celého vysokotlakého hydraulického agregátu. Např. elektrická výzbroj je provedena pro použití v okolí s vlivem hořlavé látky. Podobně byl předimenzován celý systém tlakové části na vyšší tlakové zatížení, než jaké umožňuje provoz hydrogenerátorů.

20 ZÁVĚR

Pro správnou funkci hydraulického agregátu je třeba pečlivě zvážit předimenzování všech prvků systému. Hlavním důvodem je naprostá spolehlivost v provozu. Jestliže hydraulický systém selže, parní turbína přechází do havarijního stavu a je odstavena. Taková odstávka, byť jen na několik desítek minut, znamená ohromnou finanční ztrátu při výrobě elektrické energie. Následné znovuspuštění trvá i několik hodin.

Jednou ze specifik energetického průmyslu je i životnost turbíny. Proto i její veškeré řídící systémy musí být řádně předimenzovány. Předpokládaná doba provozu hydraulického agregátu je minimálně 20 let. V případě běžné údržby nebude nutné odstavit turbínu, protože je systém zdvojen na 100% výkon. Tzn., že pokud bude měněn jakýkoliv prvek systému hydraulického agregátu, kromě servopohonů, bude spuštěn náhradní okruh, který naprosto spolehlivě zastoupí funkci běžného okruhu. K dobré funkci agregátu je taktéž nutno věnovat výběru komponent od jednotlivých výrobců. Pouze dokonalé sladění všech součástí systému může zaručit správnou funkci.

Všechna potrubí jsou předimenzována nejen pro nejvyšší možný tlak v systému, ale i z hlediska možného mechanického poškození v okolí turbíny. Je minimalizován počet svarů potrubí, tak aby bylo použito co nejvíce přímého ohýbaného potrubí s přípojem na šroubení.

Veškeré hydraulické prvky (armatury) jsou předimenzovány o minimálně třetinu vyšší parametry. Tím je zaručena spolehlivé zajištění funkce i po dobu minimální stanovené životnosti agregátu. Provozní tlak systému je 20 MPa, výpočtový je 30 MPa.

Zástavbové rozměry 1150 x 800 x 1195 (d x h x v) se řadí mezi většinu konkurenčních agregátů tohoto rozsahu a výkonu. Objem hlavní olejové nádrže pojme 160 l hydraulického oleje. Tato zásoba je dostatečná k udržení všech funkcí hydroagregátu i za předpokladu poklesu hladiny oleje k hodnotě 110 l.

Elektrická výzbroj pracuje se stejnosměrným, nebo střídavým napětím. Elektromotory hydrogenerátorů pracují s třífázovým napětím 400V. Všechny šoupátkové hydraulické rozvaděče, tlakové snímače, snímače teplot a polohy pracují se stejnosměrným napětím 24V. Propojovací kabeláž vyhovuje normám ČSN, EN a ISO. Vodiče jsou odolné proti chemickým vlivům okolí (hydraulický olej) a tepelným.

Celek byl ještě posouzen z hlediska bezpečnostních rizik strojů a všech zákonných bezpečnostních norem. K těmto možným rizicím bylo přihlédnuto při konstrukci a projekci dle ČSN EN ISO 12100-1:2003 a ČSN EN ISO 12100-2:2003. Protiopatřením jsou zajištěna rizika na dostatečnou úroveň přípustné stupnice nebezpečí.

.

21 SEZNAM ZAŘÍZENÍ A ARMATUR

Označení		Název	Typ	Výrobce / dodavatel
MAA10	AG010	Kondenzační turbína	TG 6,43 - 4,0 / 0,6 / 0,0075	PBS ENERGO, a.s.
MAX10	BB020	Bezpečnostní záchytná nádrž		PBS ENERGO, a.s.
MAX10	AT510	Filtr oleje	HF3P BN 04 G 6 D3.X 0 B-LED	HYDAC
MAX10	AT520	Filtr oleje	HF3P BN 04 G 6 D3.X 0 B-LED	HYDAC
MAX10	AA550	Filtr oleje nádrže		PBS ENERGO, a.s.
MAX10	AA560	Filtr výparů	DC-HG-8	DES-CASE
MAX20	BB010	Hydraulický akumulátor	EHVF 12 - 330/90	OLAER
MAX20	BB020	Hydraulický akumulátor	EHVF 12 - 330/90	OLAER
MAX10	AP110	Hydrogenerátor	T – 3 R – R06 V11 – C M09 M09 – N . 006; M2BA 112MB 4	Jihostroj, ABB
MAX10	AP120	Hydrogenerátor	T – 3 R – R06 V11 – C M09 M09 – N . 006; M2BA 112MB 4	Jihostroj, ABB
MAX10	AC010	Chladič oleje	PWO B8T x 40	PARKER
MAX10	AA530	Jednosměrný ventil regulační	Součást MAX20 BB010	
MAX10	AA541	Jednosměrný ventil regulační	Součást MAX20 BB020	
MAX10	AA510	Jednosměrný ventil s pružinou	Součást MAX10 AC010	
MAX20	AA510	Jednosměrný ventil s pružinou	Součást MAX20 AA410	
MAX20	AA520	Jednosměrný ventil s pružinou	Součást MAX20 AA420	
MAX10	BB010	Olejová nádrž		PBS ENERGO, a.s.
MAX10	AA310	Pojistný ventil	DBD H 4 K 10/300 - VS0156	Rexroth
MAX10	AA320	Pojistný ventil	DBD H 4 K 10/300 - VS0156	Rexroth
MAA10	AA310	Regulační ventil	DBD H 4 K 10/200 - VS0156	Rexroth
MAX20	AA310	Regulační ventil	DBD H 4 K 10/200 - VS0156	Rexroth
MAX20	AA320	Regulační ventil	DBD H 4 K 10/200 - VS0156	Rexroth
MAA10	AA930	Servopohon RgC	UHN315-KF-50/28-28.5-GR-MA-0	CHARVÁT AXL, a.s.
MAA10	AA931	Servopohon RgC	UHN315-KF-50/28-28.5-GR-MA-0	CHARVÁT AXL, a.s.

Označení		Název	Typ	Výrobce / dodavatel
MAA10	AA920	Servopohon RgV	UHN315-SZ-63/36-93-GR-G1	CHARVÁT AXL, a.s.
MAA10	AA910	Servopohon RZV	UHN315-63/36-90-GR-MA-EDS	CHARVÁT AXL, a.s.
MAA10	AA410	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R12121-01X-01	HYDAC
MAX10	AA410	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	EVPE 2015.01	Peveko
MAX20	AA410	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	PDR08PY	HYDAC
MAA10	AA411	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R12120A-01X-01	HYDAC
MAA10	AA412	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R12120A-01X-01	HYDAC
MAA10	AA420	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R16021-01X-01	HYDAC
MAX20	AA420	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	PDR08PY	HYDAC
MAA10	AA421	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R16021-01X-01	HYDAC
MAA10	AA430	Šoupátkový rozvaděč se solenoidem	R08021-01x-01	HYDAC
MAX10	AH110	Topné těleso	Úhlové těleso - 2 kW	NÜGA
MAX10	AA010	Uzavírací kohout	KHNVN-G1/2-2233-12X	HYDAC
MAX20	AA010	Uzavírací kohout	KHB-G3/8	HYDAC
MAX20	AA020	Uzavírací kohout	KHB-G3/8	HYDAC
MAX10	AA540	Vodní filtr	44 1/2", DN15, PN16	J.S.C. Brno s.r.o.
MAX10	CL001	Hladinoměr	Rosemount 3302	Emerson
MAX10	CT001	Teploměr	932	ZPA Nová Paka
MAX10	CT501	Manometr	12075329	WIKA
MAX10	CT502	Manometr	12075329	WIKA
MAX10	CP001	Tlakový snímač	HDA 7400	HYDAC
MAX10	CP002	Tlakový snímač	HDA 7400	HYDAC
MAA10	CP001	Snímač polohy	BMF 08F	Balluff
MAA10	CP002	Snímač polohy	BMF 08F	Balluff
MAA10	CP003	Snímač polohy	BIL ED0-T030A-01-S75	Balluff

22 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] Kadrnožka, J.: Parní turbíny a kondenzace, 1987. 1. vydání. Brno: VUT v Brně, 55-597-37

[2] Kmoníček, V. a Janeba, B.: Regulace a automatizace tepelných turbin a elektráren. 1. vyd. Plzeň :VŠSE, 1976

[3] Vilimec, L.: Řízení a regulace energetických zařízení. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5

[4] Škopán, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009

[5] KOČIŠ, Štefan, Michal STÁŇA a Ladislav VILIMEC. *Provoz a regulace energetických zařízení* [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2016-05-18]. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.

[6] Interní předpisy a směrnice společnosti PBS ENERGO, a.s.

[7] Příslušné normy a předpisy ČSN, EN a ISO

[8] PAVLOK, Bohuslav. *POTRUBNÍ SYSTÉMY A ARMATURY* [online]. Ostrava, 2011. Studijní opora. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní.

[9] *HYDAC: HYFLEX HX1* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.hydac.com/cz-cs/firma/zpravy/aktualne/detail/nupdate/277.html

[10] *Zubová hydraulická čerpadla* [online]. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: http://www.jihostroj.com/hydraulika/vyrobni-program/zubova-hydraulicka-cerpadla/

[11] *ABB* [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: https://www.google.cz/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&ved=0ahUKEwilgYvgiNDMAhUFWBoKHXD_CxsQjRwIBQ&url=http%3A%2F%2Fwww.elektroskandia.ee%2Fpub%2Ftooted%2Ftoostus%2FGeneral_performance_IE2_motors_EU_MEPS_9AKK105789_EN_01_2013_Rev_A.pdf&bvm=bv.121421273,d.bGg&psig=AFQjCNG81mHfDcAOVitD_I_X8xhZWmxgQA&ust=1462988954132542&cad=rjt

[12] *Rexroth Media Directory* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&search_action=submit&MEDIA_TYPE=Datenblatt&search_query=25710&language=en-GB

[13] *Hydropneumatické akumulátory* [online]. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydropneumaticke-akumulatory-olaer/

[14] Elektrická topná tělesa. *EUROFLUID-HYDRAULIK* [online]. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: http://www.scs-jablonec.com/cz/telesa_cz.html

[15] *Hydraulkompaniet AB: PARKER PWO B8T* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.hkhydraulic.com/hydraulik/oljekylare/PWO

[16] *ZEFIN s.r.o.: EVPE 2015.01 DN 15* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.zefin.cz/cs/produkty/peveko-solenoidy/elektromagnetick%C3%A9-ventily/tlakova-voda-0,8-8-bar/evpe-2015.01-dn-15---sleva-5__s917x1796p.html

[17] *Hydac: HF3P* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.hydac.com/fileadmin/pdb/pdf/PRO0000000000000000000007571020011.pdf

[18] *Snímač teploty odporový* [online]. [cit. 2015-12-29]. Dostupné z: http://www.zpanp.cz/snimac-teploty-odporovy-s-jimkou-din-bez-prevodniku-nebo-s-prevodnikem-232.html

[19] *Rosemount 3300 Series Guided Wave Radar Level and Interface Transmitter* [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.zpanp.eu/rosemount-3300-series-guided-wave-radar-level-and-interface-transmitter-80.html

[20] *BALLUFF: Snímač magnetického pole* [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.balluff.com/balluff/MCZ/cs/products/product_detail.jsp#/135618

[21] *BALLUFF: Magneticko-indukční snímač dráhy* [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.balluff.com/balluff/MCZ/cs/products/product_detail.jsp#/155119

[22] *Webtec - hydraulics: Viscosity of Hydraulic Oil* [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: http://www.webtec.com/en/tech/reports/viscosity

23 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

Δp_{potr}	MPa	Celková třecí ztráta potrubí
Δp_Z	MPa	Celková tlaková ztráta potrubí
ΔQ_i	KJ	Množství dodaného tepla
ΔT	-	Tepelný rozdíl
ΔV	dm^3	Užitečný objem akumulátoru
c	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita
d	m	Průměr potrubí
d_{p1}	mm	Průměr pístu servopohonu
d_{p2}	mm	Průměr pístnice servopohonu
f_n	Hz	Jmenovitá frekvence elektromotoru
F_{rmax}	kN	Maximální síla v servopohonu
I_n	A	Jmenovitý proud elektromotoru
k_m	-	Součinitel bezpečnosti
k_m	-	Poměr vnitřního přetlaku potrubí
l	m	Délka potrubí
m	kg	Hmotnost
M_k	Nm	Krouticí moment elektromotoru
M_k	Nm	Jmenovitý kroutící moment elektromotoru
m_s	kg	Hmotnost ohřívané kapaliny
n	-	Polytropický exponent při 20° C (dle grafu fy. OLAER
n_{max}	min^{-1}	Jmenovité otáčky
n_{min}	min^{-1}	Maximální otáčky hydrogenerátoru
n_n	min^{-1}	Jmenovité otáčky
n_N	min^{-1}	Jmenovité otáčky elektromotoru
p	bar	Požadovaný tlak na výstupu
P	kW	Příkon elektromotoru
p_0	bar	Plnící tlak akumulátoru při max. pracovní teplotě
p_1	MPa	Min. pracovní tlak akumulátoru
p_{1max}	MPa	Tlak na vstupu hydrogenerátoru maximální
p_{1min}	MPa	Tlak na vstupu hydrogenerátoru minimální
p_2	MPa	Max. pracovní tlak akumulátoru
p_{2max}	MPa	Tlak na výstupu hydrogenerátoru maximální
p_{2n}	MPa	Tlak na výstupu hydrogenerátoru maximální trvalý
p_3	MPa	Tlak na výstupu hydrogenerátoru maximální špičkový

p_{dlek}	MPa	Maximální dovolený tlak lekáže
p_{dmax}	MPa	Maximální dovolený tlak systému
P_{max}	kW	Maximální příkon při n_{max} a p_{2max}:
P_n	kW	Příkon – jmenovitý (max.) při n_n a p_{2n}:
P_n	kW	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_t	kW	Výkon topného tělesa
Q	$m^3.s^{-1}$	Průtok potrubím
Q_h	$l.min^{-1}$	Průtok servopohonem - havarijní
Q_m	$kg.hod^{-1}$	Hmotnostní průtok chladící vody
Q_{max}	$l.min^{-1}$	Maximální průtok při n_{max} a p_{2max}:
Q_n	$l.min^{-1}$	Jmenovitý výstupní průtok (min. při n_n a p_{2n})
Q_n	$l.min^{-1}$	Skutečný průtok hydrogenerátorem
Q_r	$l.min^{-1}$	Průtok servopohonem - regulační
Q_{rc}	$l.min^{-1}$	Celkový regulační průtok systémem
Q_{rh}	$l.min^{-1}$	Celkový havarijní průtok systémem
Q_{rRGC}	$l.min^{-1}$	Regulační průtok servopohonu RgC
Q_{rRGC}	$l.min^{-1}$	Havarijní průtok servopohonu RgC
Q_{rRGV}	$l.min^{-1}$	Regulační průtok servopohonu RgV
Q_{rRGV}	$l.min^{-1}$	Havarijní průtok servopohonu RgV
Q_{rRZV}	$l.min^{-1}$	Regulační průtok servopohonu RZV
Q_{rRZV}	$l.min^{-1}$	Havarijní průtok servopohonu RZV
RgC	-	Clona turbíny
RgV	-	Regulační ventil turbíny
R_m	MPa	Mez pevnosti v tahu
RZV	-	Rychlozávěrný ventil
s	mm	Tloušťka stěny potrubí
SK	$mbar / dm^3.min^{-1}$	Koeficient filtrační vložky BN 4
t	s	Čas ohřevu kapaliny
T_1	K	min. pracovní teplota akumulátoru
T_2	K	max. pracovní teplota akumulátoru
t_h	s	Čas uzávěru pístu - havarijní
t_r	s	Čas uzávěru pístu - regulační
t_v	s	doba vyprazdňování akumulátoru
U_n	V	Jmenovité vstupní napětí elektromotoru
V	dm^3	Objem celého systému
v	$m.s^{-1}$	Rychlost média potrubím
V_0	dm^3	Objem plynu akumulátoru

$V_{0'}$	dm^3	Objem plynu akumulátoru - zvolený
V_g	cm^3	Skutečný geometrický objem
v_h	$mm.s^{-1}$	Rychlost pístu - havarijní
v_r	$mm.s^{-1}$	Rychlost pístu - regulace
V_{RGC}	dm^3	Objem servopohonu RGC
V_{RGV}	dm^3	Objem servopohonu RGV
V_{RZV}	dm^3	Objem servopohonu RZV
w	$m.s^{-1}$	Rychlost proudění kapaliny
z_v	mm	Zdvih válce servopohonu
ζ_M	-	Součinitel místních ztrát potrubí
η	-	Účinnost (100% výkon) elektromotoru
η_m	-	Mechanická účinnost
η_t	-	Celková účinnost
η_V	-	Objemová účinnost hydrogenerátoru
λ	-	Součinitel tření v potrubí
ν	mm^2s^{-1}	Kinematická viskozita oleje
σ_a	MPa	Axiální napětí potrubí
$\sigma_{dov,t}$	MPa	Dovolené napětí materiálu
σt	MPa	Tangenciální (tečné) napětí na vnějším povrchu potrubí
ρ	$kg.m^{-3}$	Hustota kapaliny

23.1 Seznam tabulek

TAB 1) VSTUPNÍ PARAMETRY VENTILŮ [6] 22

TAB 2) VÝPOČETNÍ HODNOTY RYCHLOSTÍ REGULACE A HAVÁRIE ... 23

TAB 3) VÝPOČETNÍ HODNOTY PRŮTOKŮ REGULACE A HAVÁRIE 23

TAB 4) VÝPOČETNÍ HODNOTY CELKOVÝCH PRŮTOKŮ 23

TAB 5) VYBRANÉ SOUČINITELE ZTRÁT ζ_M [6] 24

TAB 6) VÝSLEDKY TLAKOVÝCH CELKOVÝCH TLAKOVÝCH ZTRÁT V POTRUBÍ Δp_Z 25

TAB 7) PŘEHLED RYCHLOSTI POTRUBÍ HYDROAGREGÁTU 37

TAB 8) PŘEHLED DIMENZÍ A TLOUŠŤKY POTRUBÍ HYDROAGREGÁTU 37

TAB 9) VÝSLEDNÉ TLOUŠŤKY POTRUBÍ HYDROAGREGÁTU 39

TAB 10) IDENTIFIKACE BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK 47

23.2 Seznam obrázků

OBR. 1) PRINCIP SKUPINOVÉ REGULACE VÝKONU PARNÍCH TURBÍN A JEJÍ ÚČINNOST 17

OBR. 2) HYDRAULICKÉ SCHÉMA HYDROAGREGÁTU 18

OBR. 3) PŮDORYS NÁDRŽE S VYZNAČENÝMI POSILUJÍCÍMI ROHY 20

OBR. 4) BEZPEČNOSTNÍ ZÁCHYTNÁ NÁDRŽ 21

OBR. 5) ODBUBLINKOVÁNÍ OLEJE 21

OBR. 6) UKÁZKA SERVOPOHONU RYCHLOZÁVĚRNÉHO VENTILU 22

OBR. 7) MODULÁRNÍ SYSTÉM HYDAC [9] 26

OBR. 8) ZUBOVÉ ČERPADLO JIHOSTROJ ŘADA T - 1. TĚLESO, 2. PŘÍRUBA, 3. VÍKO, 4. KOLO HNACÍ, 5. KOLO HNANÉ, 6. TĚSNĚNÍ VYVÁŽENÍ, 7. OCHRANNÉ PŘÍLOŽKY TĚSNĚNÍ, 8. TĚSNĚNÍ OBVODOVÉ, 9. ČELA LOŽISKOVÁ, 10. TĚSNĚNÍ HŘÍDELOVÉ, 11. KROUŽEK POJISTNÝ, 12. ŠROUBY SPOJOVACÍ, 13. PODLOŽKY PRUŽNÉ [10] 27

OBR. 9) CHARAKTERISTIKY ČERPADLA JIHOSTROJ T3 [10] 28

OBR. 10) PŘÍRUBOVÝ ELEKTROMOTOR ABB [11] 29

OBR. 11) POJISTNÝ A REGULAČNÍ VENTIL REXROTH DBD [12] 30

OBR. 12) ROZDÍL TLAKU PŘI DANÉM PRŮTOKU [12] 31

OBR. 13) VYSOKOTLAKÝ HYDROPNEUMATICKÝ AKUMULÁTOR V ŘEZU [13] 31

OBR. 14) ÚHLOVÉ TOPNÉ TĚLESO NÜGA [14] 34

OBR. 15) CHLADIČ OLEJE PARKER B8T [15] 36

OBR. 16) UZAVÍRACÍ VENTIL SE SOLENOIDEM EVPE 2015.01 [16] 36

OBR. 17) ZÁKLADNÍ MODEL TĚLES FILTRU HYDAC HF3P [17] 40

OBR. 18) TLAKOVÁ ZTRÁTA NA ZÁKLADĚ PRŮTOKU FILTRAČNÍ VLOŽKOU [17] 41

OBR. 19) TLAKOVÁ ZTRÁTA NA ZÁKLADĚ PRŮTOKU TĚLESEM [17] 41

OBR. 20) TĚLESO SNÍMAČE TEPLOTY [18] 42

OBR. 21) VLEVO -HLADINOMĚR ROSEMOUNT 3302, VPRAVO OLEJOZNAK [19,16] 43

OBR. 22) MAGNETICKÝ SNÍMAČ [20] 44

OBR. 23) MAGETICKO-INDUKČNÍ ODMĚŘOVÁNÍ [21] 44

OBR. 24) GRAF ZÁVISLOSTI VISKOZITY NA TEPLOTĚ [22] 45

OBR. 25) STRUKTURA KÓDŮ KKS [5] 46

OBR. 26) PŘÍKLADY ZNAČENÍ ARMATUR A MĚŘENÍ 47

Atd.

24 SEZNAM PŘÍLOH

CD

A-3-601-031-DD-K01-R00_sestava.pdf

A-3-601-031-DD-K02-R00_svarek_olejova_nadrz.pdf

A-3-601-031-DD-K03-R00_svarek_zachytna_nadrz.pdf

A-3-601-031-DD-K04-R00_svarek_drzak_filtru.pdf

A-3-601-031-DD-K05-R00_viko_nadrze.pdf

A-3-601-031-DD-S05-R00_hydraulicke_schema.pdf

A-3-601-031-DD-S05-R00_hydraulicke_schema_barevne.pdf