

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE**

**2018**

**TOMÁŠ  
ZDARSA**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zdarsa** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **424067**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Zkušební stav olejových čerpadel spalovacích motorů**

Název bakalářské práce anglicky:

**Test bed for oil pumps of combustion engines**

Pokyny pro vypracování:

1. Analyzujte požadavky na zkoušení olejových čerpadel spalovacích motorů
2. Nakreslete funkční schéma zařízení.
3. Navrhněte vhodné komponenty a ve 3D modeláři proveďte koncepční návrh uspořádání a zpracujte výrobní dokumentaci

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Miloslav Emrich, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:



Ing. Miloslav Emrich, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valásek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

25. 04. 2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

# Anotace

<b>Jméno autora:</b>	Tomáš Zdarsa
<b>Název BP:</b>	Zkušební stav olejových čerpadel spalovacích motorů
<b>Akademický rok:</b>	2017/2018
<b>Ústav:</b>	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
<b>Vedoucí BP:</b>	Ing. Miloslav Emrich, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	55 stran, 31 obrázků a 11 tabulek.
<b>Klíčová slova:</b>	olejové čerpadlo, spalovací motor, elektromotor

Práce řeší mechanickou stránku návrhu zkušebního stavu pro olejová čerpadla spalovacích motorů. Provádí rešerši o používaných čerpadlech v osobních automobilech a definuje jejich požadavky na zkušební stolici. Zabývá se návrhem funkčního schématu, volbou jednotlivých komponent splňující definované parametry a jejich uspořádáním do sestavy. Hlavním cílem práce je vytvoření konstrukčního modelu zkušebního stavu ve 3D modeláři a jeho zpracováním do výrobních výkresů.

# Anotation

<b>Author</b>	Tomáš Zdarsa
<b>Name of thesis:</b>	Test bed for oil pumps of combustion engines
<b>Academical year:</b>	2017/2018
<b>Department</b>	Department of Automotive, Railway and Aerospace Engineering
<b>Advisor:</b>	Ing. Miloslav Emrich, Ph.D.
<b>Work contents:</b>	55 pages, 31 pictures and 11 tables
<b>Keywords:</b>	oil pump, combustion engine, electric motor

The thesis solves the mechanical aspect of the test bed for the oil pumps of combustion engines. It carries out a search for used oil pumps in passenger cars and defines their requirements for a test bench. It deals with the design of the functional scheme, the selection of individual components meeting the defined parameters and their arrangement in the assembly. The main aim of the thesis is to create a structural model of the test bed in a 3D modeller and to process it into production drawings.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 04.07.2018

.....

podpis

# PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Miloslavu Emrichovi, Ph.D. za trpělivost, odborné vedení a cenné rady. Rád bych poděkoval také panu Ing. Jindřichu Hořenínovi, za zkušené rady ohledně konstrukce. Dále bych rád poděkoval rodině a přátelům za neustálou podporu a povzbuzování. Bez vás bych to nezvládl.

# OBSAH

1	Úvod.....	11
2	Přehled používaných čerpadel.....	13
2.1	Zubová čerpadla .....	13
2.2	Trochoidní čerpadlo.....	14
2.3	Rotační G čerpadlo.....	15
2.4	Čerpadlo s vnitřním ozubením.....	15
3	Definování požadavků .....	17
3.1	Zátěžný moment na vstupním hřídeli .....	17
3.2	Průtok čerpadlem.....	18
3.3	Výkon čerpadla .....	20
3.4	Příkon .....	21
3.5	Shrnutí.....	23
4	Návrh funkčního schématu .....	24
5	Komponenty .....	27
5.1	Pohon zkoušecího stavu .....	27
	Asynchronní motor Siemens 1LE1003-1AA42 .....	27
5.2	Frekvenční měnič .....	30
	YASKAWA L1000V, měnič frekvence 4.0kW .....	30
	.....	30
5.3	Regulační ventil .....	31
	Řídicí ventil RC 210 T od firmy Badger meter .....	31
5.4	Snímač momentu .....	31
	Nepřímé měření momentu síly .....	32

Odporové snímače .....	32
Indukční snímače .....	33
Měření reakčního momentu.....	33
Snímač momentu 8645-5017.5 od firmy BURSTER .....	34
5.5 Průtokoměr.....	34
Turbínové průtokoměry .....	35
Indukční průtokoměry .....	36
Ultrazvukové průtokoměry .....	37
Coriolisovy průtokoměry.....	37
OPTISONIC 3400 od firmy Krohne.....	38
5.6 Snímač teploty .....	38
odporový snímač teploty PR-23-1-100-A-1/8-0600-M8 od firmy Omega .....	39
5.7 Snímač tlaku .....	40
Snímač tlaku DMK 331 od firmy JSP .....	40
5.8 Pojistný ventil .....	40
617tGFO DN25 FKM od firmy Goetze.....	40
5.9 Kulový ventil.....	41
Kulový ventil 2XIG od firmy Aignep .....	41
6 Konstrukční část .....	42
6.1 Uspořádání sestavy .....	42
6.2 Rám zkoušecího stavu .....	43
6.3 Nádoba na olej.....	43
6.4 Napínák řetězu.....	44
6.5 Kryt olejové vany .....	44
6.6 Uchycení a pohon čerpadla.....	44



6.7	Propojení čerpadla a soustavy .....	46
7	Závěr .....	47
	Seznam obrázků .....	49
	Seznam tabulek .....	50
	Použité zdroje .....	51
	Přílohy.....	55

# SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Značka	jednotka	název
$\mu_c$	-	Celková účinnost
$\mu_h$	-	Objemová účinnost
$\mu_m$	-	Mechanická účinnost
$G_p$	$[N^{-1} m^5 s^{-1}]$	Svodová propustnost
$i$	-	Převodový poměr řetězového převodu
$M$	$[Nm]$	Zátěžný moment na vstupní hřídeli čerpadla
$M_d$	$[Nm]$	Moment od zrychlení ozubených kol
$M_d$	$[Nm]$	Otáčivý setrvačný moment motoru
$M_f$	$[Nm]$	Moment od suchého a vazkého tření
$M_{hyd}$	$[Nm]$	Moment od vytváření tlaku v okruhu
$M_m$	$[Nm]$	Moment motoru
$M_p$	$[Nm]$	Moment motoru při chodu naprázdno
$M_t$	$[Nm]$	Moment tření motoru
$n$	$[ot/min]$	Otáčky
$P$	$[W]$	Výkon zkoumaného čerpadla
$p$	$[bar]$	Tlak v čerpadle
$P_m$	$[W]$	Příkon motoru
$Q_s$	$[l/min]$	Skutečný průtok
$Q_t$	$[l/min]$	Teoretický průtok
$Q_z$	$[l/min]$	Zpětný průtok
$V_p$	$[cm^3/ot]$	Geometrický objem čerpadla
$Z_č$	-	Počet zubů ozubeného kola čerpadla
$Z_k$	-	Počet zubů ozubeného kola na hnací hřídeli

# 1 Úvod

Cílem práce je vytvořit zkušební stav pro olejová čerpadla spalovacích motorů osobních automobilů. Práce je rozdělena na čtyři hlavní části. První část se zabývá analýzou olejových čerpadel vyskytujících se ve spalovacích motorech běžně dostupných osobních automobilů, tedy s výkonem do přibližně 200 kW. Definují se vlastnosti čerpadel a limitní požadavky pro výběr jednotlivých komponent. Druhá část se zaměřuje na vytvoření funkčního schématu zkušební stolice. Jsou definovány jednotlivé okruhy, požadavky na zkušební stolicí a uspořádání komponent. Ve třetí jsou vybrány komponenty od různých výrobců splňující požadované parametry, je provedena rešerše o nejvhodnějším řešení. Poslední část práce ukazuje koncepční návrh zkušebního stavu, vymodelovaného ve 3D modeláři. Motivací pro vznik této práce je získání znalostí o charakteristikách neznámých olejových čerpadel. Řešení otázky zdroje tlakového oleje je nad rámec této práce. V budoucnu je uvažováno o propojení s jednotkou zdroje tlakového oleje, vytvářené na zkušebně motorů Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (12120) [35]. Její parametry jsou uvedeny v Tab. 1.

Průtok oleje do motoru	20 až 50 l/min
Teplota oleje	cca 20-120°C
Tlak oleje	2-5 bar

Tab. 1 Parametry jednotky zdroje tlakového oleje (dostupné z [35])

Existují dva druhy zkoušek, které je možné s olejovým čerpadlem provádět. První se zaměřuje na vlastnosti čerpadla bez ohledu na spalovací motor. Testuje se odolnost při vysokých tlacích a průtocích, opotřebení, či životnost. Druhý typ zkoumá olejové čerpadlo a jeho charakteristiku s uvažováním parametrů motoru. Tato bakalářská práce se zaměřuje na druhou variantu. Tento zkušební stav má být schopen provést úplnou charakteristiku olejového čerpadla spalovacího motoru. Po dohodě s vedoucím práce bylo rozhodnuto o maximálních otáčkách motoru 6000 ot/min, které odpovídají limitním otáčkám běžného osobního automobilu. Ve všech nalezených literaturách [1] [2] [3] se

olejové čerpadlo, při zkoušce simulující pasivní odpory motoru, zkouší na maximální tlak 5 bar. Tato hodnota bude tedy použita jako maximální pracovní tlak. Výsledky poskytnuté zkušebním stavem mohou být použity pro přesnější určení pasivních odporů motoru vyčleněním pasivních odporů olejového čerpadla. Tento stav bude dále schopen měřit příkon čerpadla. V situaci, kdy je čerpadlo přimontováno k bloku motoru, totiž nelze jeho příkon přesně určit.

Zkušební stav bude navržen tak, aby byl schopen změřit následující závislosti:

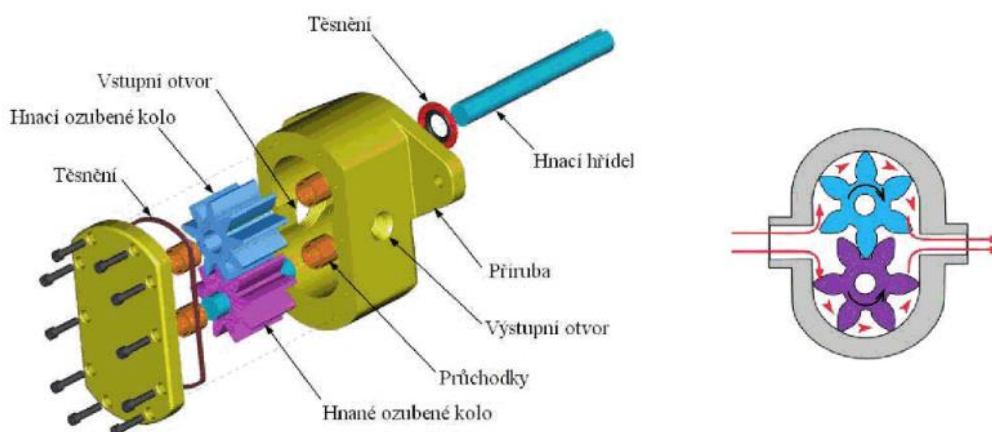
- Závislost dodávaného množství oleje na otáčkách
- Závislost průtokové účinnosti na tlaku
- Závislost celkové účinnosti na tlaku
- Závislost mechanického příkonu na tlaku při konstantních otáčkách
- Závislost mechanického příkonu na otáčkách při konstantním tlaku

## 2 Přehled používaných čerpadel

Následující kapitola se zabývá seznámením s jednotlivými druhy čerpadel, jejich konstrukcí, způsobem pohonu a výhodami jednotlivých řešení.

### 2.1 Zubová čerpadla

„Zubové čerpadlo otáčením obou zabírajících ozubených kol na straně sání vytváří podtlak, čímž dochází k nasávání oleje. Olej se pak čerpá mezerami mezi zuby podél stěny pouzdra. Záběr zubů obou ozubených kol zabraňuje zpětnému toku oleje. Toto olejové čerpadlo tak působí jako kombinované sací a tlakové čerpadlo, které může nasávat samočinně.“ [4] Čerpadlo se umísťuje do nejnižší položeného místa vany, aby se zvýšil jeho účinek. Položením sacího koše do nejnižšího místa olejové vany se předchází nasátí vzduchu při akceleraci, nebo v zatáčkách, kdy se vlivem odstředivé síly mění hladina oleje. Při nasátí vzduchu může dojít k zadření, a následnému zničení motoru. U zubových čerpadel se používají ozubená kola s přímým i šikmým ozubením. Konstrukce zubového čerpadla a schéma činnosti je zobrazeno na Obr. 1.

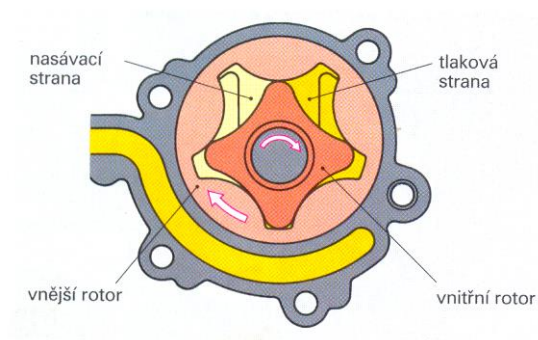


Obr. 1 Konstrukce a schéma činnosti zubového čerpadla (Převzato z [4])

Zubová čerpadla se v moderních osobních automobilech v drtivé většině případů nepoužívají, byly postupně vytlačeny trochoidními a čerpadly a čerpadly s vnitřním ozubením.

## 2.2 Trochoidní čerpadlo

„Rotační čerpadlo, někdy také označováno jako trochoidní (podle tvaru křivek boku zubů) je objemové čerpadlo složené z vnějšího rotoru s vnitřním ozubením a vnitřního rotoru s vnějším ozubením. Oba rotory mají malý počet zubů, přičemž vnější rotor má o jeden zub více než vnitřní. Vnitřní rotor je spojen s hnacím hřídelem, obvykle klikovým hřídelem motoru. Ozubení vnitřního rotoru je tvarováno tak, že se každý zub dotýká vnějšího rotoru a úplně utěsňuje vznikající prostory. Při otáčivém pohybu rotorů se na sací straně pracovní prostory uzavřené zuby postupně zvětšují, čerpadlo nasává. Na výtlačné straně se odpovídajícím způsobem prostory naopak zmenšují a olej je vytlačován do tlakového vedení. Protože se olej současně přepravuje do tlakového vedení z několika komor čerpadla, pracuje rotační čerpadlo rovnoměrněji než čerpadlo zubové.“ [4]



Obr. 2 Trochoidní čerpadlo (Převzato z [5])

## 2.3 Rotační G čerpadlo

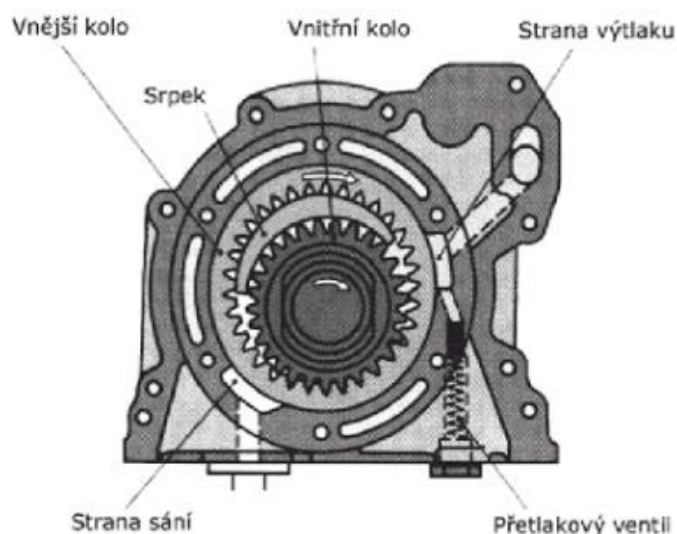
„Jde o zdokonalené trochoidní rotační čerpadlo. Zdokonalení spočívá ve zvětšeném počtu zubů. Vnější rotor s vnitřním ozubením je poháněn excentricky umístěným vnitřním rotorem a vnějším ozubením. Dotykem zubů se stejně jako v předchozím případě utěsňuje tlakový prostor vůči prostoru nasávacímu. Toto rotační čerpadlo dokáže přepravovat podstatně větší množství oleje při větších tlacích. To umožňuje další snížení otáček volnoběhu a současného použití hydraulických systémů ovládání rozvodů motoru.“ [4]



Obr. 3 Rotační G čerpadlo (dostupné z [4])

## 2.4 Čerpadlo s vnitřním ozubením

„Olejová čerpadla mohou být poháněna jak vačkovým hřídelem nebo hřídelem rozdělovače, tak i klikovým hřídelem. Pokud má olejové čerpadlo stejné otáčky jako klikový hřídel, což závisí na konstrukci motoru, používá se zpravidla čerpadlo s excentricky uloženými ozubenými koly, nazývané též srpkové čerpadlo nebo čerpadlo s vnitřním ozubením. Moderní konstrukce tohoto čerpadla, umožňuje oproti zubovému čerpadlu zvýšení přepravního výkonu při nízkých otáčkách. Rovněž odpadá náročný pohon od klikového hřídele, což zjednodušuje a zlevňuje konstrukci motoru. Záběr zubů vnějšího a vnitřního kola zabraňuje zpětnému toku oleje z výtlačné strany na stranu sání.“ [4]



Obr. 4 Čerpadlo s vnitřním ozubením (převzato z [4])

Díky různým způsobům pohonu olejových čerpadel je obtížné vytvořit jednu univerzální konstrukci pro pohon všech druhů čerpadel. Zubová čerpadla jsou poháněna hnací hřídelí, trochoidní čerpadla přes řetězový převod a čerpadla s vnitřním ozubením pohání kliková hřídel, mají tedy otáčky totožné s motorem.

Po dohodě s vedoucím práce se bude tato bakalářská práce věnovat zkoušení čerpadel trochoidních, protože jedná se o nejrozšířenější druh olejových čerpadel používaných ve spalovacích motorech osobních automobilů.



### 3 Definování požadavků

V následující kapitole budou definovány požadavky čerpadel na zkoušecí stav. V úvodu bylo rozhodnuto o maximálních otáčkách motoru  $n=6000$  ot/min a maximálním pracovním tlaku  $p=5$  bar. Komponenty budou navrhovány s tlakovou rezervou na minimálně 10 bar, aby se v případě nenadálých tlakových špiček nepoškodily.

#### 3.1 Zátěžný moment na vstupním hřídeli

Zátěžný moment na vstupní hřídeli by se počítal jako:

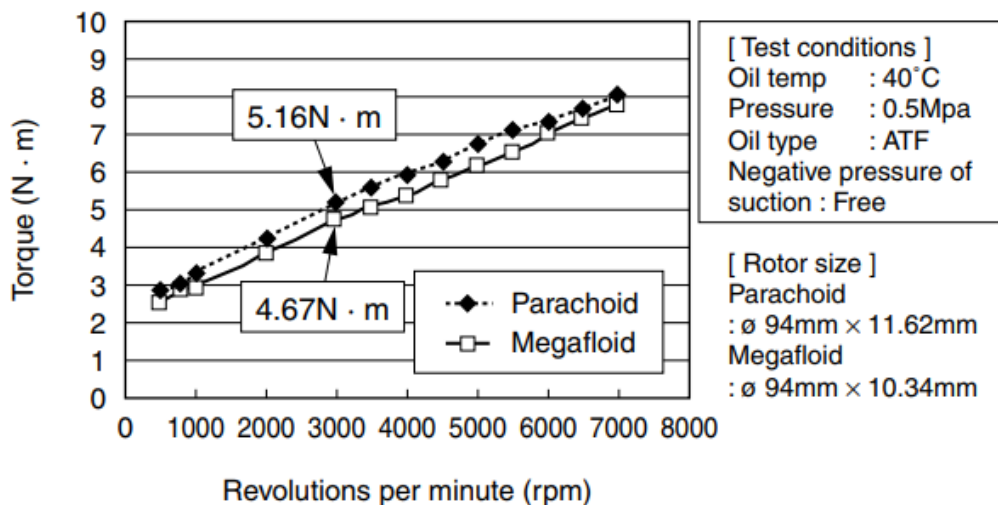
$$M = M_{hyd} + M_f + M_d \quad (1)$$

$M_{hyd}$  moment od vytváření diferenciálního tlaku v okruhu

$M_d$  moment způsobený zrychlováním ozubených kol hřídele a čerpadla

$M_f$  moment způsobený kombinací suchého a vazkého tření

K vypočtení momentu od vazkého a suchého tření je však potřeba z již naměřených charakteristik příkonu při konstantních tlacích a zvyšujících se otáčkách určit koeficienty tření. Z tohoto důvodu byl použit průběh momentu z již existujícího měření nalezeným v literatuře [3]. Zde měřené čerpadlo se zároveň stalo referenčním čerpadlem pro další výpočty.



Obr. 5 Momentová charakteristika referenčního čerpadla (dostupné z [3])

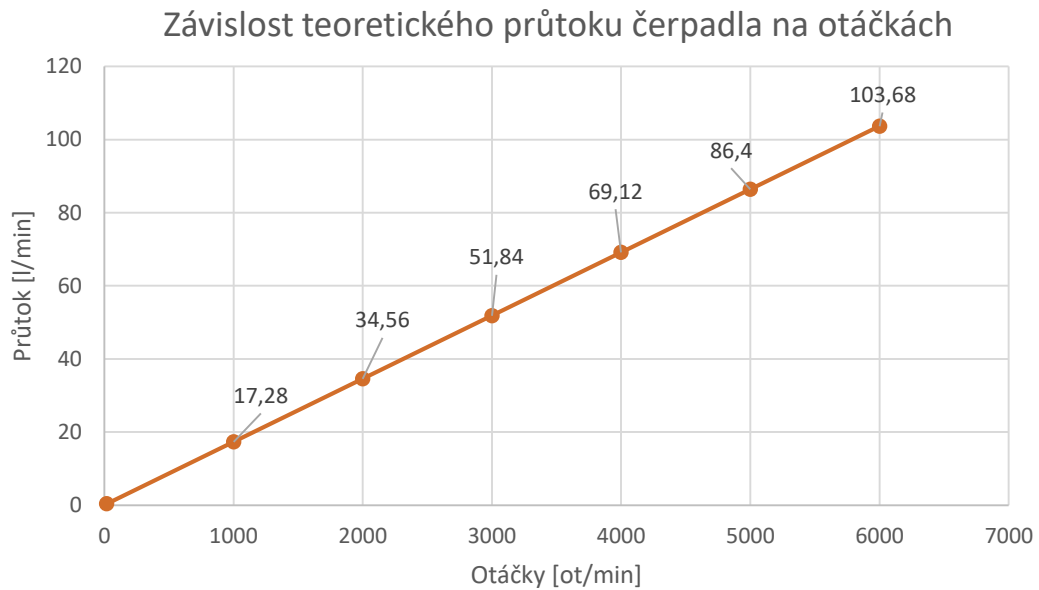
Jako referenční byla z Obr. 5 použita momentová charakteristika olejového čerpadla parachoid. Maximální hodnota zátěžného momentu pro otáčky  $n=6000$  ot/min byla odečtena jako  $M=7,3$  Nm.

### 3.2 Průtok čerpadlem

Pro popis průtoku čerpadlem byla použita rovnice popisující zubový hydrogenerátor v ustáleném stavu bez uvažování ztrát.

$$Q_t = \frac{n}{60} * V_p \quad (2)$$

Geometrický objem referenčního čerpadla je  $V_p = 17,28$  cm<sup>3</sup>/ot.  $Q_t$  je teoretický průtok čerpadlem a  $n$  je počet otáček.



*Obr. 6 Graf závislosti teoretického průtoku na otáčkách*

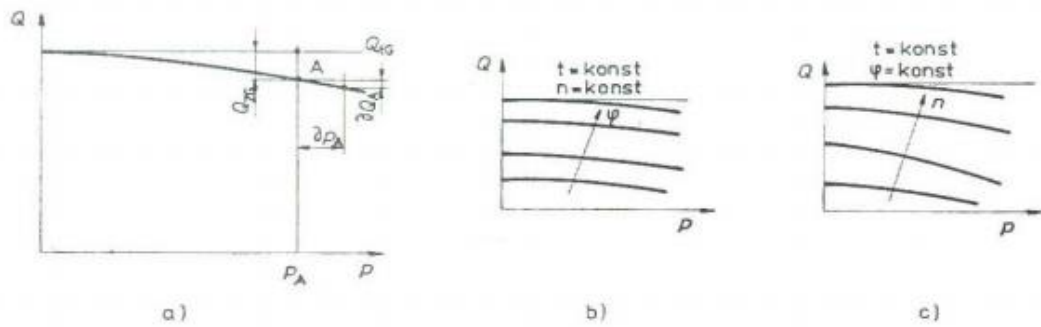
Průtoková charakteristika, znázorněná na Obr. 86 v není z nedostatku experimentálních dat přesná. Pro spočítání skutečného průtoku se využívá následující rovnice:

$$Q_S = Q_t - Q_z = V_p * \frac{n}{60} - \Delta_p * G_p \quad (3)$$

$G_p$  je svodová propustnost čerpadla. [6] Rovnice se tedy dá obecně popsat jako teoretický průtok čerpadla snížený o ztráty v čerpadle. Skutečný průtok je závislý na:

$$Q_S = Q_S(p, n, \varphi)_{t,v} \quad (4)$$

Průtok se poté vyjadřuje jako funkce jedné proměnné, kdy jsou všechny ostatní veličiny, např. teplota  $t$  a viskozita  $v$ , konstantní. Nejběžnější je průtoková charakteristika vyjádřená v závislosti na tlaku  $p$ , viz Obr. 7 a)..



Obr. 7 Určení svodové propustnosti v závislosti na tlaku, b) Charakteristika při proměnlivém regulačním poměru, c) Charakteristika při proměnlivých otáčkách (dostupné z [6])

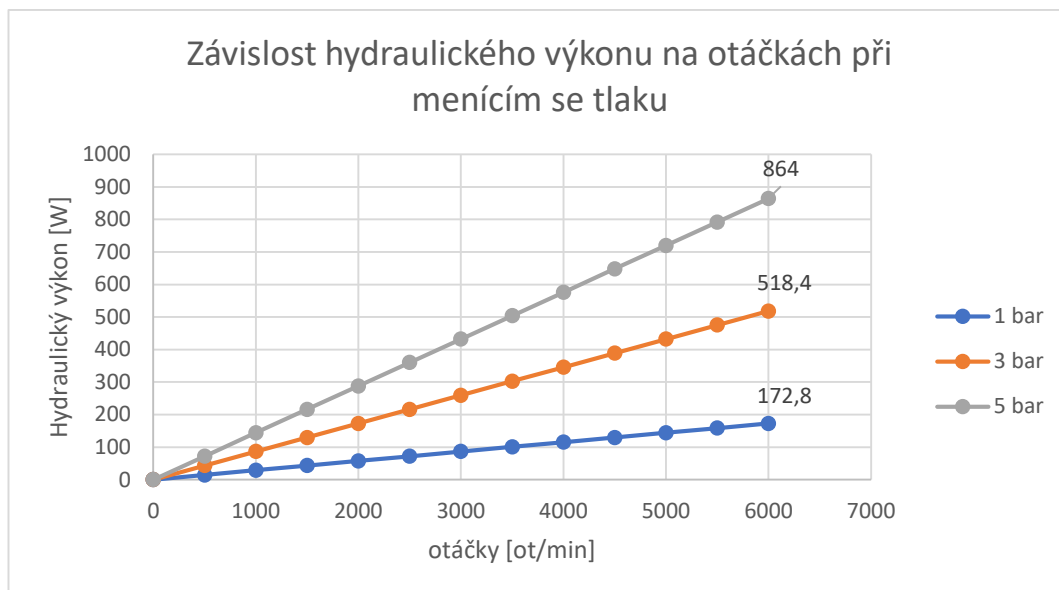
Vzhledem k faktu, že nebude známa svodová propustnost čerpadla, bude se počítat s teoretickým průtokem, který není závislý na tlaku. Teoretický průtok bude vždy větší než průtok skutečný, sestava bude mírně předimenzována. Maximální teoretický průtok soustavou byl ustanoven na  $Q_t=100\text{l/min}$ .

### 3.3 Výkon čerpadla

Pro výkonovou charakteristiku byla použita rovnice:

$$P = M * n * \frac{\pi}{30} = V_p * p * \frac{n}{60} \quad (5)$$

Kde P je hydraulický výkon čerpadla, M je zátěžný moment na výstupní hřídeli a p pracovní tlak.



Obr. 8 závislost hydraulického výkonu na otáčkách při různém pracovním tlaku

Obr. 8 zobrazuje hydraulický výkon čerpadla při různých zkušebních tlacích.

### 3.4 Příkon

K určení příkonu je potřeba znát celkovou účinnost čerpadla. Celková účinnost je součinem účinnosti mechanické/hydraulické a účinnosti objemové.

Mechanická účinnost 
$$\mu_m = \frac{M_{hyd}}{M} \quad (6)$$

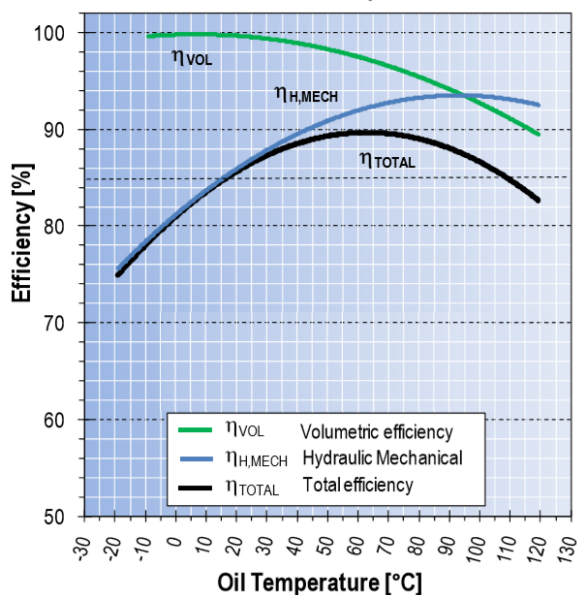
kde  $M_{hyd}$  je moment od vytváření diferenciálního tlaku v okruhu a  $M$  je celkový naměřený moment [7].

Objemová účinnost 
$$\mu_h = \frac{Q_t}{Q_s} \quad (7)$$

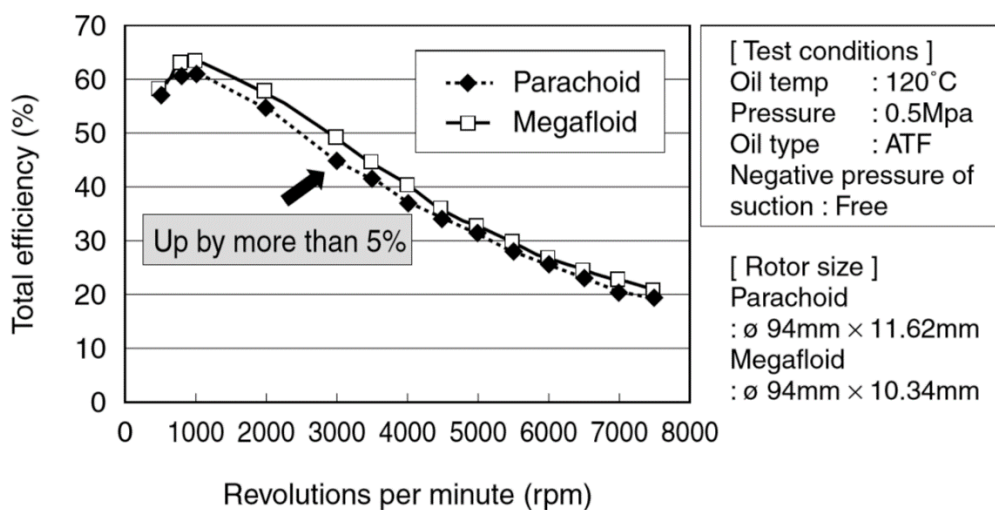
Kde  $Q_t$  je teoretický průtok generovaný čerpadlem a  $Q_s$  je skutečný naměřený průtok. Celková účinnost se poté počítá jako:

$$\mu_c = \mu_m * \mu_h \quad (8)$$

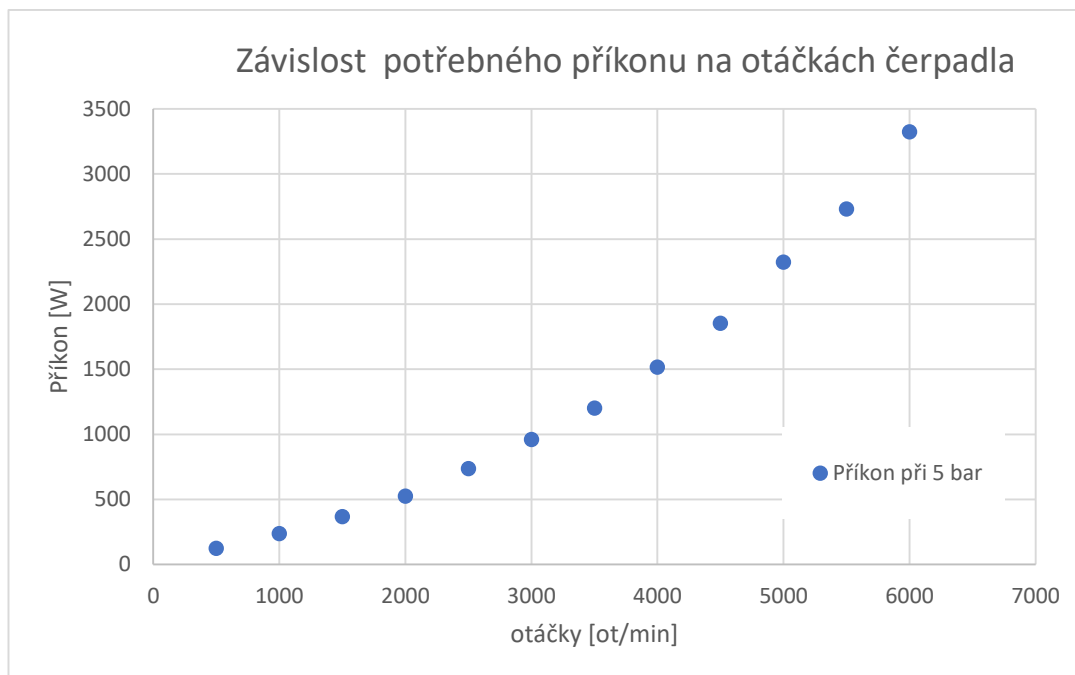
Z uvedených rovnic a následujících grafů je vidět, že celková účinnost olejového čerpadla je závislá především na otáčkách a viskozitě oleje, která se úzce váže s jeho teplotou.



Obr. 9 Graf účinnosti čerpadla v závislosti na teplotě oleje (dostupné z [34])



Obr. 10 Graf celkové účinnosti čerpadla v závislosti na jeho otáčkách (dostupné z [3])



*Obr. 11 Závislost potřebného příkonu na otáčkách čerpadla*

Pro výpočet potřebného příkonu čerpadla byly použity hodnoty celkové účinnosti čerpadla paraboloid z Obr. 10. Výsledný graf ukazuje, že při maximálních definovaných otáčkách čerpadla při tlakové diferenci 5 bar bude potřeba příkonu  $P=3323$  W.

### 3.5 Shrnutí

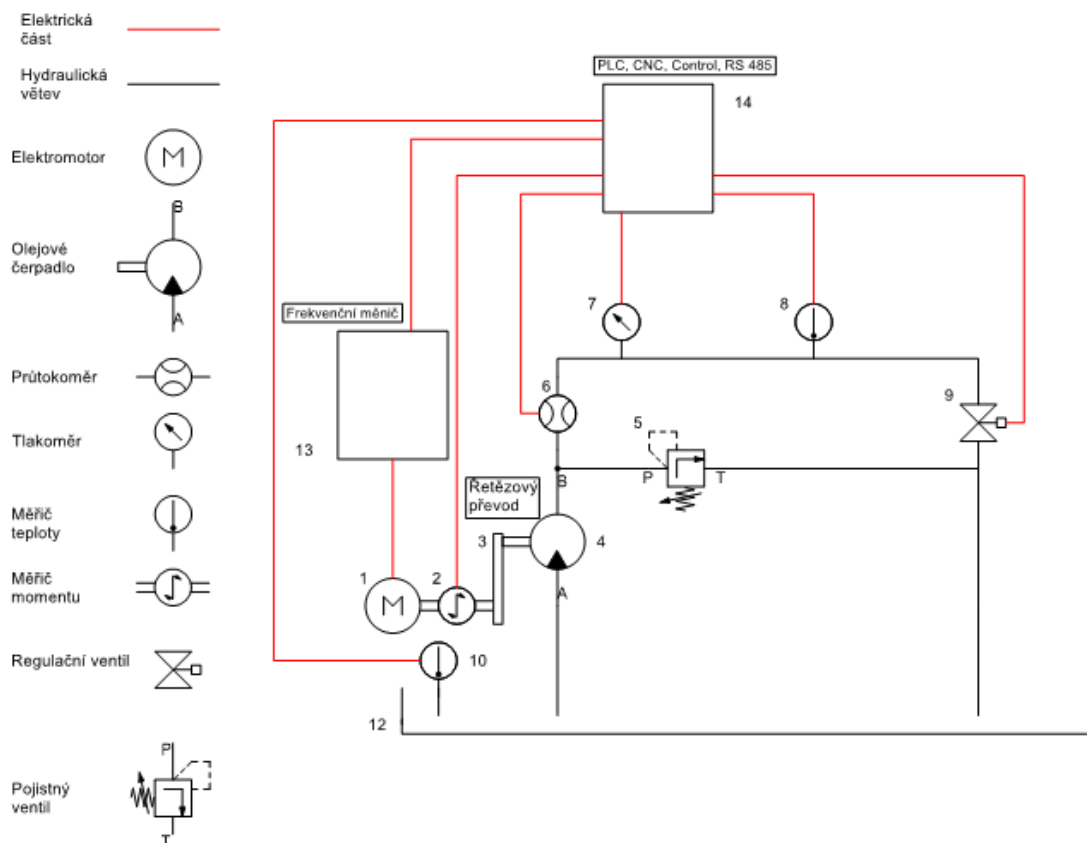
Po definování a vypočtení všech parametrů se došlo k minimálním požadavkům pro zkušební stav. Tyto požadavky jsou znázorněny Tab. 2

Zkoušený tlak	1-5 bar
Rozsah otáček motoru	1-6000 ot/min
Rozsah teplot	20-120(150) °C
Maximální definovaný moment	7,45 Nm
Maximální příkon čerpadla	3350 W

*Tab. 2 Tabulka definovaných požadavků pro zkušební stav*

## 4 Návrh funkčního schématu

Před samotnou konstrukcí zkušebního stavu bylo potřeba vytvořit funkční schéma, na základě kterého byly vybrány jednotlivé komponenty, splňující předem definované parametry. Funkční schéma je rozděleno na dvě hlavní části – hydraulickou a elektrickou .



Obr. 12 Funkční schéma soustavy

Na vstupu hydraulické části nasává zkoumané olejové čerpadlo(4) olej, temperovaný na konkrétní teplotu, který žene do soustavy. Za olejové čerpadlo je zařazen pojistný ventil(5), nastavený na hodnotu 6 bar, který zamezuje poškození čerpadla a elektromotoru v případě přetížení. Okruh pokračuje na měřicí desku, kde olej prochází průtokoměrem(6). Následuje snímač tlaku(7) a snímač teploty(8). Na konci okruhu je umístěn elektricky ovládaný regulační ventil(9), schopný regulovat tlak v celém oběhu. Olej poté vytéká zpět do olejové vany(12). Na olejovou vanu jsou přivařeny dva nátrubky s vnitřním trubkovým závitem, které

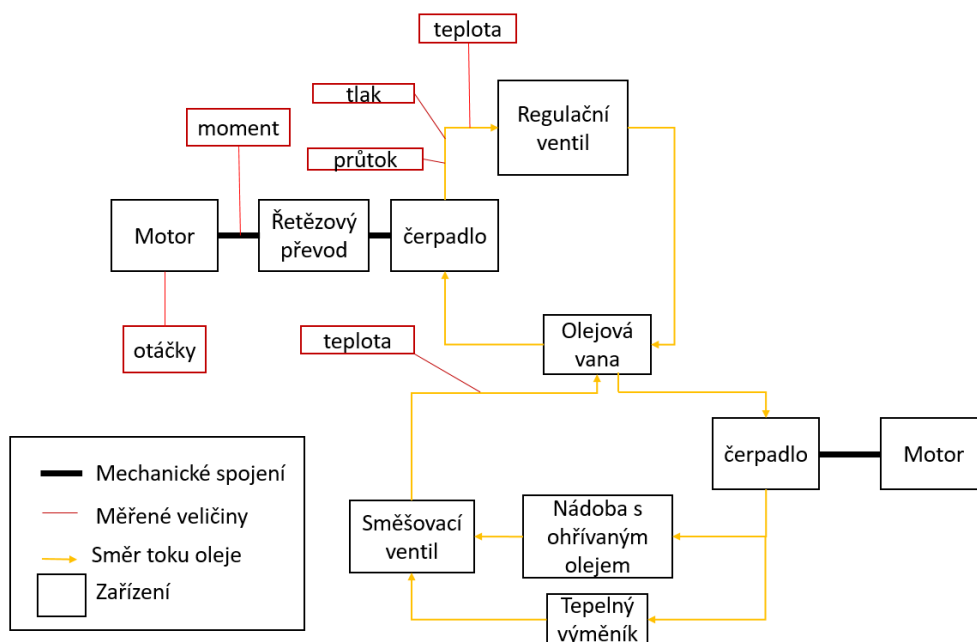


umožňují propojení olejové vany s jednotkou zdroje tlakového oleje. Zkoumané čerpadlo je přes řetězový převod(3) poháněno asynchronním elektromotorem(1), ovládaným přes frekvenční měnič(13).

Řetězový převod zajišťuje dosažení požadovaných otáček bez nutnosti otáčkového přetěžování elektromotoru. Mezi asynchronní elektromotor a čerpadlo je vložen rotační snímač momentu(2), zachycující torzi při startu a během samotného měření.

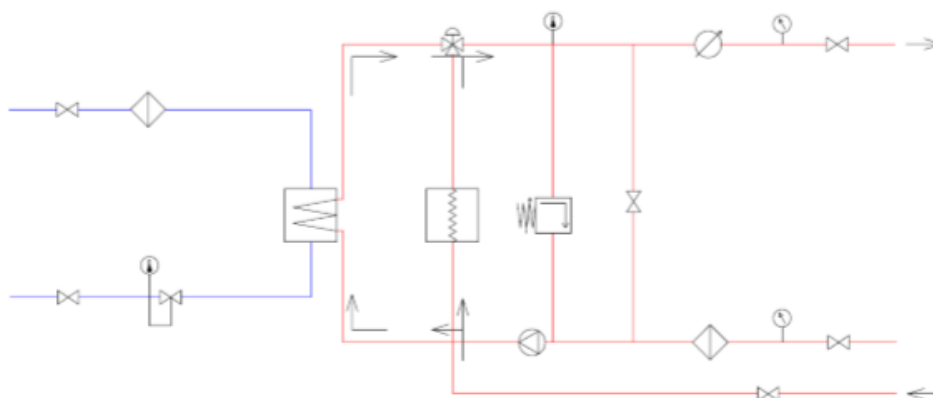
Elektrická část je ovládána řídicí jednotkou(14) s programem LabView. Snímače tlaku, teploty, momentu a průtoku mají analogové výstupy, které jsou napojeny přímo na řídicí jednotku. Informace o otáčkách procházejí frekvenčním měničem s vektorovou zpětnou vazbou pro větší přesnost měření, a následně vstupují do řídicí jednotky.

Jak již bylo zmíněno, na olejovou vanu je napojena jednotka externího zdroje tlakového oleje. Tato jednotka je schopna dodávat tlakový olej, temperovaný na konkrétní teplotu, do olejové vany zkušebního stavu. Celé funkční schéma i s olejovou částí je blokově zobrazeno na Obr. 13.



Obr. 13 Blokové schéma zkušebního stavu ve spojení s jednotkou zdroje tlakového oleje

Zjednotky zdroje tlakového oleje, která vzniká na zkušebně Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (12120) dle podkladů bakalářské práce slečny Balázsiové [35], bude použita především schopnost jednotky chladit olej ohříváný čerpadlem v průběhu zkoušky. Chlazení oleje probíhá pomocí tepelného výměníku. To umožňuje udržovat stálou teplotu oleje v olejové vaně. Schéma tohoto případu zapojení jednotky je uvedeno na obr. 14.



Obr. 14 Schéma pro zapojení při nahrazení vlastního ohřevu (dostupné z [35])

## 5 Komponenty

Následující kapitola se zabývá výběrem vhodných komponentů podle předem definovaných požadavků, uvedených v Tab. 2. U vybíraných komponentů byla provedena rozvaha o možných způsobech řešení a následné odůvodnění daného výběru.

### 5.1 Pohon zkoušecího stavu

Pro pohon olejového čerpadla bylo rozmýšleno mezi asynchronním motorem s frekvenčním měničem a stejnosměrným motorem s dvoukvadrantovým usměrňovačem. Výhodou stejnosměrného motoru je schopnost pracovat ve vyšších otáčkách bez ztráty momentu a nižší rušení výstupních signálů motoru a frekvenčního měniče. Nevýhodou stejnosměrného motoru je přítomnost komutátoru. Při vyšším zatížení vzrůstá vzdálenost mezi póly motoru a póly točivého pole. Pokud zatížení překročí startovní výkon, motor vypadne ze synchronních otáček a zastaví se. Další nevýhodou je potřeba cizího buzení motoru. Výhody asynchronních motorů plynou z nepřítomnosti komutátoru. Mají nižší moment setrvačnosti, tedy lepší dynamické vlastnosti a spolehlivost. Jsou jednoduché na údržbu a jejich konstrukce je standardizovaná, jsou tedy levnější a dostupnější. V této práci byl použit 2-pólový 3 kW asynchronní motor Siemens s kotvou nakrátko.

#### Asynchronní motor Siemens 1LE1003-1AA42

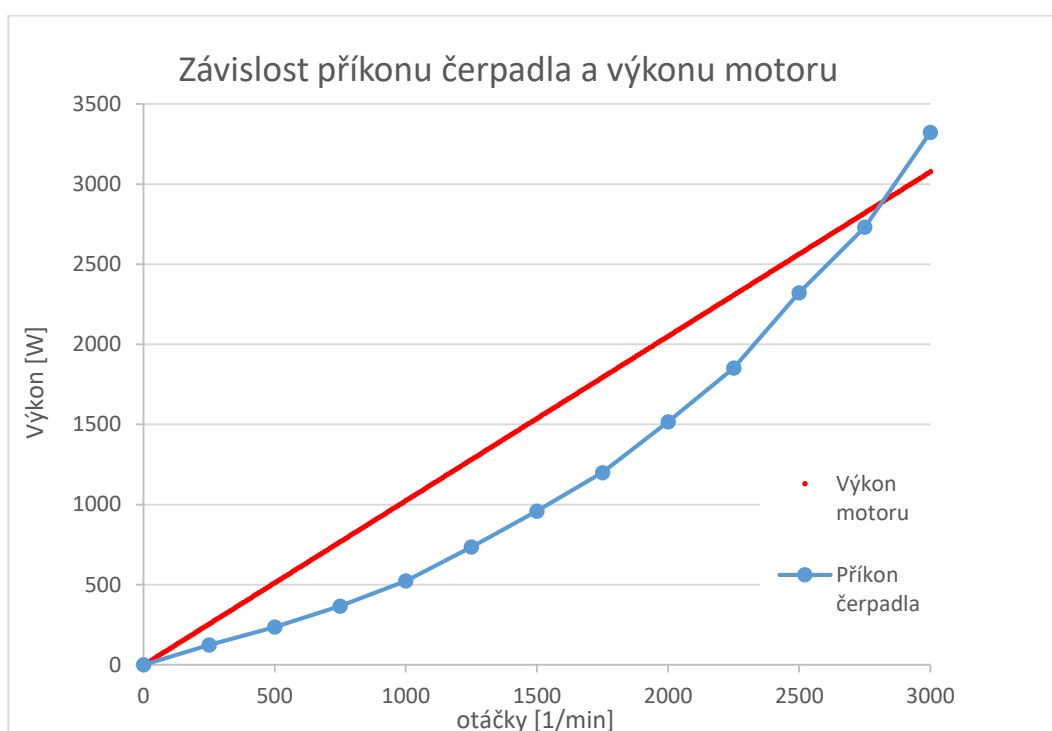
Výkon motoru	3 kW
Jmenovité otáčky	2920 ot/min
Jmenovitý moment	9,8 Nm,
Moment zvratu	27,44 Nm

Tab. 3 parametry asynchronního motoru Siemens (dostupné z [8])



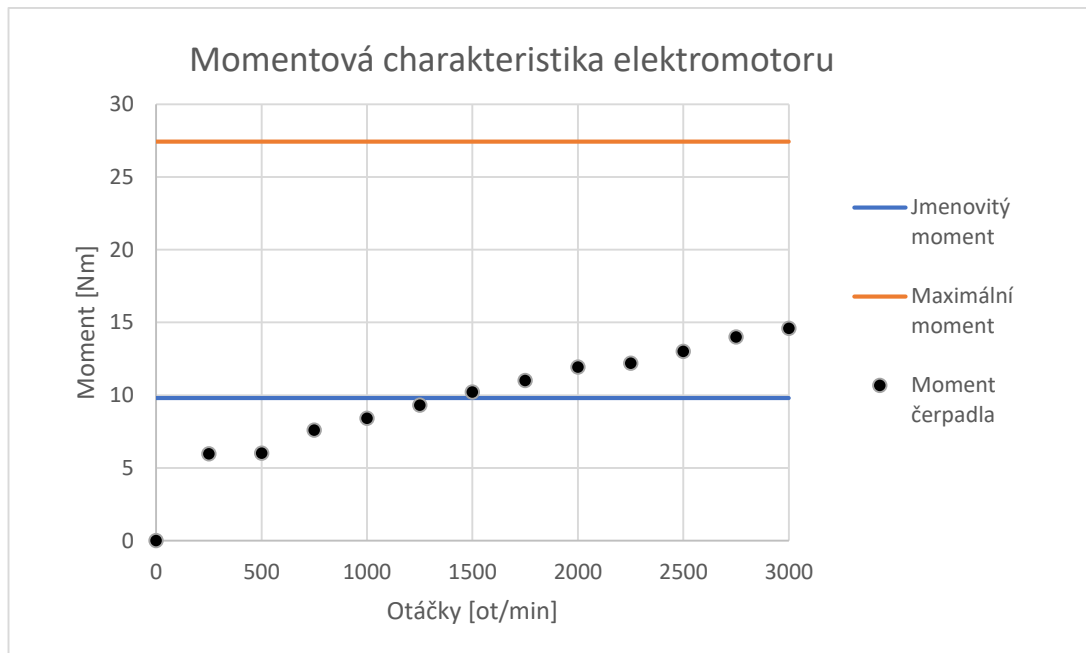
Obr. 15 Motor siemens (dostupné z [8])

Pokud je asynchronní motor přetočen nad své jmenovité otáčky, klesá jeho maximální i jmenovitý moment. Proto je mezi zkoušené čerpadlo a motor vložen řetězový převod o převodovém poměru  $i=2$ , umožňující při jmenovitých otáčkách motoru roztáčet čerpadlo definovaným otáčkami 6000 ot/min. Volba tohoto typu řešení převodu bohužel vnáší do soustavy přídatné odpory, které zvyšují potřebný příkon olejového čerpadla a nejdou spolehlivě určit.



Obr. 16 Graf závislosti příkonu čerpadla a výkonu motoru

Na grafu je zobrazena výkonová charakteristika motoru v závislosti na potřebném příkonu zkoušeného referenčního čerpadla. (Obr. 11) Výrobce udává, že motory tohoto typu se dají trvale přetěžovat o 10%, po dobu 15 sec až o 60%. [9] Z výkonového hlediska tedy tento elektromotor požadavky splňuje.



Obr. 17 Momentová charakteristika elektromotoru

V momentové charakteristice se opět počítá s převodovým poměrem  $i=2$ , moment zatěžující čerpadlo bude dvakrát vyšší než moment na hřídeli zkoušeného olejového čerpadla. Maximální moment čerpadla bude  $M=14,9 \text{ Nm}$ .

## 5.2 Frekvenční měnič

Výběr frekvenčního měniče je úzce závislý na výběru motoru. Prvním požadavkem je, aby frekvenční měl třífázové napájení, z důvodu vybraného typu asynchronního motoru. Dalším požadavkem je analogový vstup, pro možnost přesného řízení otáček elektromotoru.

Na konzultaci bylo doporučeno mít frekvenční měnič o jednu výkonnostní řadu vyšší než elektromotor. Výběr frekvenčního měniče byl dále proveden porovnáním nominálního proudu v elektromotoru a trvalých proudových výstupů frekvenčních měničů. Nominální proud použitého motoru Siemens je  $I_n=5,6$  A. Na základě těchto požadavků byl vybrán frekvenční měnič YASKAWA L1000V, 4 kW.

### YASKAWA L1000V, měnič frekvence 4.0kW

Maximální výkon motoru	4.0 kW
Výstupní proud	9,2 A
Výstupní napětí fr. měniče	3x380 až 480V
Výstupní kmitočet	0,01 – 120 Hz
Přesnost výstupního kmitočtu	0,01%

Obr. 19 Parametry frekvenčního měniče (dostupné z [10])



Obr. 18 Frekvenční měnič Yaskawa (dostupné z [10])

Yaskawa L1000V umožňuje řízení se zpětnou otáčkovou vazbou. Vektorové řízení se zpětnou otáčkovou vazbou z rotačního čidla elektromotoru je optimální metodou řízení asynchronního motoru. Výhodou tohoto způsobu řízení je jmenovitý moment i při nulových otáčkách, nezávislost otáček na zátěži a lepší dynamika [11].

## 5.3 Regulační ventil

Regulační ventil je kritická součást celého měření. S jeho pomocí se bude regulovat tlak, aby simuloval celkový odpor mazací soupravy. Dále umožňuje testování čerpadla na konkrétní tlak při rozdílných teplotách a průtocích.

Pro regulační ventil je především důležité co největší regulační poměr. Regulační poměr je poměr maximálního regulovatelného průtoku k minimálnímu regulovatelnému průtoku. Čím vyšší je tento poměr, tím přesněji je ventil schopen regulovat tlak. „Literatura říká, že regulační poměr 50:1 je pro vysokou přesnost regulace více než dostačující.“ [2] Pro regulaci této soustavy byl vybrán řídicí ventil RC 210 T.

### Řídicí ventil RC 210 T od firmy Badger meter

Pracovní rozsah	0-15 bar
Max. teplota média	149°C
Regulační poměr	50:1

Tab. 4 Parametry regulačního ventilu RC 210 (dostupné z [12])



Obr. 20 regulační ventil RC 210 T (Dostupné z [12])

Regulační ventil bude řízen elektrickým pohonem AC-HH-500, rovněž od firmy Badger Meter [13]. Elektrický pohon je ovládán analogovým vstupem 4-20 mA či 0-10V.

## 5.4 Snímač momentu

Měření momentu je v případě automatizovaných jednotek možné několika způsoby:

- Nepřímé měření momentu síly
- Odporové snímače
- Indukční snímače
- Měření reakčního momentu

### Nepřímé měření momentu síly

Moment síly lze v některých případech určit z naměřených hodnot otáček, proudu a napětí. Výsledný (tvářecí) moment  $M_v$  lze určit z rovnice:

$$M_v = M_m - M_d * (M_p + M_i) \quad (9)$$

Kde:  $M_m$  - moment motoru

$M_d$  - Otáčivý setrvačný moment

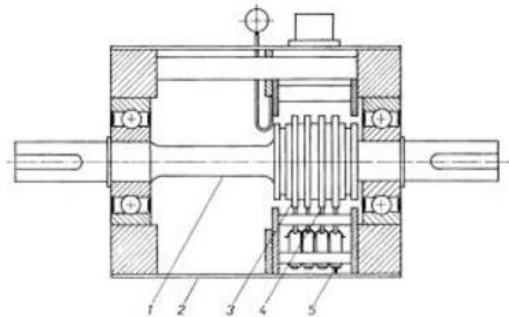
$M_p$  - Moment při chodu naprázdno

$M_t$  - Moment tření

Hlavní výhodou tohoto způsobu měření jsou malé cenové nároky. Měření je ovšem velmi nepřesné, protože je nutno měřit více veličin a přesně určit účinnosti mezi motorem a zátěží. Měření tímto způsobem není pro tuto aplikaci vhodné. [14]

### Odporové snímače

Odporové snímače měří deformaci měřícího členu – hřídele pomocí odporových tenzometrů. Tenzometry pracují jako snímače smykového napětí. Jsou nalepeny na deformované hřídeli ve směru maximálních smykových napětí, tedy pod úhlem 45° vzhledem k ose hřídele, kde vytvářejí celý můstek [14]. Tento typ měření je častou a vhodnou variantou pro dynamická měření. Na Obr. 21 je vyobrazen princip snímače s odporovými tenzometry.



Obr. 21 princip snímače s odporovými tenzometry (dostupné z [14])



Na části měřicí hřídele(1) jsou do můstku nalepeny odporové tenzometry. Signál je z měřicích bodů veden přes sběrací kroužky(3) a sběrače(4) do svorkovnice(5).

### **Indukční snímače**

Indukční snímače využívají změnu velikosti vzduchové mezery, působících jako odpor mezi dvěma feromagnetickými materiály. Na hřídeli jsou umístěny tři prstence z nemagnetického a feromagnetického materiálu. Zuby prstenců do sebe zapadají s vůlí, která je v celém obvodu konstantní. Okolo systému je umístěna cívka, která při zkroucení hřídele naměří změnu indukčnosti. Tato změna odpovídá momentu síly. Nevýhodou této metody je limitace otáček na 4000 ot/min, vyšší cena než u odporového měření a vývody pouze na statorové části. [14]

### **Měření reakčního momentu**

Tento princip je založen na přeměně točivého momentu na měření reakční síly. Díky tomu, že se neměří hodnoty z rotačních součástí, dají se měřené veličiny snadno získat pomocí deformačního siloměru. Běžné silové snímače je nutno doplnit o zesilovače signálu, který zároveň pracuje i jako zdroj elektrického proudu. Silové snímače je jednoduché upevnit i demontovat, což umožňuje měření v různých rozpětích. V případě této práce by bylo nutné snímač umístit pod elektromotor, a zachycovat reakční sílu při zátěži. Elektromotor se bude točit na obě strany, bylo by tedy potřeba 2, ideálně však 4 tlakové snímače. [14]

Po zvážení dostupných variant byl vybrán způsob odporového měření momentu. Jedná se o jednoduché, přesné, a relativně levné řešení, které zbytečně nezasahuje do konstrukce. Pro měření momentu na tomto zkoušecím stavu byl vybrán odporový snímač momentu Burster 8645-5017.5

## Snímač momentu 8645-5017.5 od firmy BURSTER

Měřicí rozsah	0 - $\pm 17,5$ Nm
Přesnost měření	$< \pm 1$ %
Maximální otáčky:	5000 ot/min
Maximální moment:	150 % Nominálního momentu
Výstupní signál:	0,5-4,5 V

Tab. 5 parametry snímače momentu BURSTER 8645



Model 8645

Obr. 22 snímač momentu BURSTER 8645-5017.5

Snímač momentu bude zařazen mezi motor a řetězový převod, hodnoty potřebného momentu budou dvojnásobné oproti maximálnímu momentu, definovaného v Tab. 2, tedy  $M=14,9$  Nm. Maximální otáčky jsou shodné se jmenovitými otáčkami motoru  $n=2920$  ot/min. Tento model má analogový výstup 0,5-4,5V, kde 0,5V odpovídá  $-MaxNm$ , 2,5V odpovídá 0 Nm a 4,5V odpovídá  $MaxNm$ .

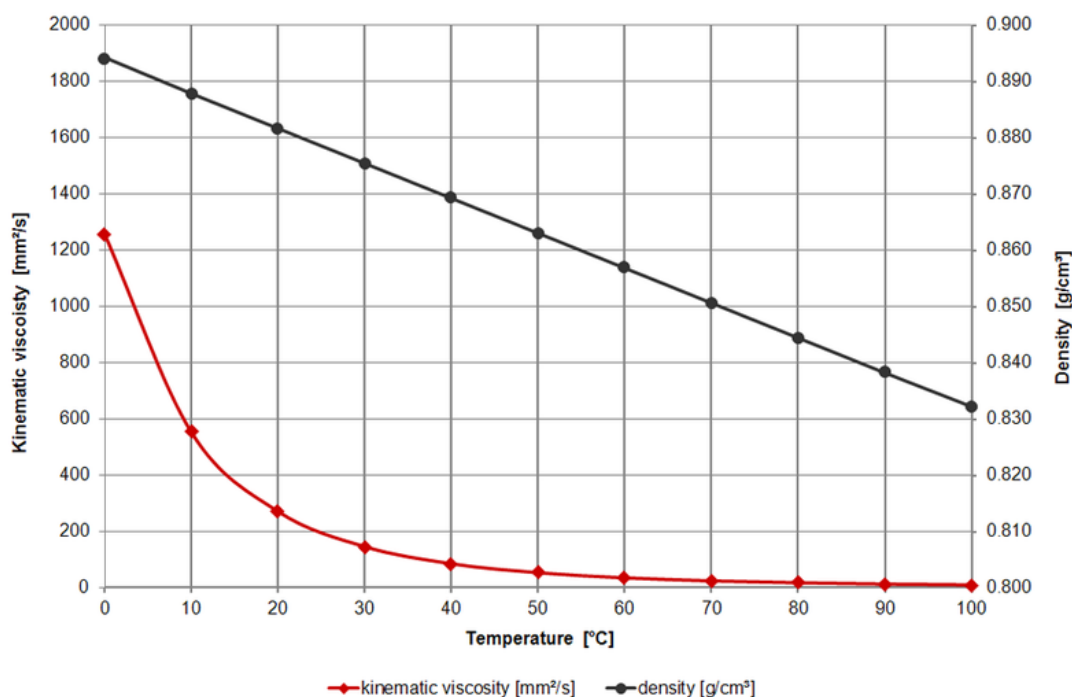
## 5.5 Průtokoměr

Měření při maximální definované teplotě 150°C a definovaném průtoku 100 l/min umožňují tyto druhy průtokoměrů:

- Turbínové průtokoměry
- Indukční průtokoměry
- Ultrazvukové průtokoměry
- Coriolisovy průtokoměry

## Turbínové průtokoměry

Princip měření pomocí lopatkového kola je jedním z nejstarších způsobů měření průtoku, tento princip byl již v 50. letech minulého století. Procházející médium působí na šikmo orientované lopatky turbíny a roztáčí ji. Počet otáček rotoru závisí na rychlosti protékající kapaliny. Snímání otáček rotoru může probíhat buď kontaktně (převodem z osy rotoru), nebo bezkontaktně (opticky, magnetickým přenosem). Turbínový průtokoměr je měřidlo objemové, indikovaný průtok odpovídá objemovému množství bez přímé závislosti na hmotnosti média. Přirozeným výstupem z průtokoměru je řada impulsů, přičemž váha impulsu je udávána faktorem K, vyjádřeným jako počet impulsů na jednotku objemu. Nevýhodou tohoto typu měření je fakt, že faktor K je silně závislý na viskozitě. Maximální kinematická viskozita, kterou je turbínový průtokoměr schopen měřit, je  $300 \text{ mm}^2/\text{s}$ . [15] Při použitím oleji SAE 30 to odpovídá přibližné minimální teplotě  $20^\circ\text{C}$ , viz. Obr. 23.



Obr. 23 Závislost viskozity oleje SAE 30 na teplotě (dostupné z [16])

Hlavní výhodou tohoto řešení je především příznivá cena, dále kompaktní velikost, jednoduché zařazení do soustavy a snadné odečítání výstupního signálu. Značnou nevýhodou je již zmiňovaná závislost faktoru K na viskozitě, která ovlivňuje přesnost měření. Turbínový průtokoměr je také náchylný na nečistoty v oleji.

### Indukční průtokoměry

Princip měření indukčními průtokoměry je založený na měření indukovaného napětí na elektrodách umístěných kolmo na směr proudění a také kolmo na směr magnetického pole, kterému je kapalina vystavena. Mezi rychlostí proudění, resp. průtokem a naměřeným napětím platí vztah:

$$U = B \times V \times D \quad (10)$$

Kde  $U$  je vektorovým součinem a značí generované napětí snímané na dvou elektrodách,  $B$  je magnetická indukce,  $V$  je rychlost proudění média a  $D$  je rozteč elektrod. [17]

Výhodou tohoto typ měření je nezávislost na složení, teplotě, tlaku, či hustotě média. Neobsahuje žádné mechanické části, které by se mohly rozbít a potřebovaly výměnu. Jediné, co musí médium splňovat, je dostatečná elektrická vodivost, a to minimálně 20  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

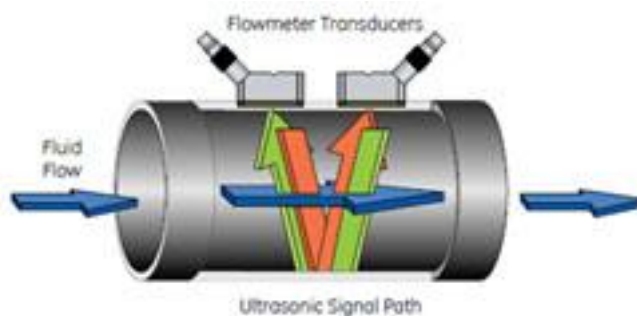
<b>Group II – Hydrocracked Oils</b>	
Additional treatment with hydrogen reduces unsaturated compounds. More than 90 percent saturates. VI is between 80 and 120. Improved oxidation resistance and evaporation behavior.	
<i>Base for:</i>	Simple engine oils
<i>Conductivity:</i>	Less polar, values less than 10 pS/m, very low conductivity
<b>Group III – Highly Refined Hydrocracked Oils</b>	
These oils are labeled as partly synthetic and even as synthetic lubricants in some countries. However, they contain no chemically produced components. They have much more than 90 percent saturates. VI is more than 120. They contain very few aromatics and thus have poor additive solubility.	
<i>Base for:</i>	Engine oils and modern industry lubricants
<i>Conductivity:</i>	As a base oil with no additives, virtually nonpolar; values less than 10 pS/m; very low conductivity

Obr. 24 elektrická vodivost motorových olejů (dostupné z [18])

Motorové oleje mají dle literatury [18] elektrickou vodivost menší než  $10 \text{ ps/m} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ } \mu\text{S/cm}$ , což znamená, že indukční průtokoměry se pro danou aplikaci nedají použít.

### Ultrazvukové průtokoměry

V těle ultrazvukového průtokoměru jsou nainstalovány dvě ultrazvukové sondy, kdy obě fungují zároveň jako vysílač i přijímač. Sondy vysílají ultrazvukový signál a měří čas přijetí signálu ze sondy druhé. Rozdíl mezi časem potřebným pro přenos signálu po proudu a časem potřebným pro přenos signálu proti proudu je úměrný rychlosti proudění a indikuje směr proudění. [19]



Obr. 25 princip ultrazvukových průtokoměrů (dostupné z [19])

Výhodou tohoto řešení je opět absence pohyblivých částí. Ultrazvukové průtokoměry dosahují větší přesnosti než průtokoměry turbínové, a to až  $\pm 0,3\%$ , v závislosti na kvalitě provedení. Jejich cena je však v porovnání s turbínovými průtokoměry vyšší.

### Coriolisovy průtokoměry

Průtokoměry založené na Coriolisově jevu pracují se zrychlením způsobeným protékající kapalinou. Uvnitř těla průtokoměru jsou dvě rovnoběžné trubice, které vibrují frekvencí mezi 80 a 1000 Hz. Pokud přes průtokoměr neproudí kapalina, vibrují obě trubice symetricky. Při průtoku kapaliny se tyto trubice začnou díky coriolisovým silám kroutit, a ačkoli obě kmitají se stejnou frekvencí, nevibrují symetricky. Míra deformace trubiček je poté funkcí velikosti hmotnostního průtoku měřeného média.

Coriolisův snímač je snímačem hmotnostním, není tedy závislý na vlastnostech kapaliny. Snímače tohoto typu se řadí mez nejpřesnější, obecně také nejdražší způsoby měření průtoku.

Při rozhodování o výběru průtokoměru byla brána v potaz cena a způsob měření. Vybrán byl ultrazvukový průtokoměr OPTISONIC 3400 od firmy Krohne.

#### OPTISONIC 3400 od firmy Krohne

Rozmezí teplot média	-45 až +180°C
Max. odchylka	±0,3%
Max. tlak	40 MPa
Výstupní signál	4 - 20 mA

Tab. 6 Parametry průtokoměru (dostupné z [20])



Obr. 26 ultrazvukový průtokoměr OPTISONIC (dostupné z [20])

Ultrazvukový snímač průtoku je schopen měřit nejvyšší teploty měřeného media a je levnější než průtokoměr coriolisův. Na rozdíl od turbínového průtokoměru není závislý na viskozitě media a nemá žádné pohyblivé části, které by se mohly opotřebovat. Není náchylný na případné nečistoty v oleji, uvolněné ze zkoušeného olejového čerpadla.

## 5.6 Snímač teploty

K měření teploty pro tuto aplikaci jsou vhodné dotykové způsoby měření teploty:

- pomocí termočlánků
- pomocí odporových snímačů (RTD)
- pomocí termistorů

Výhody a nevýhody těchto způsobů měření jsou shrnuty v Tab. 7.

Kritérium	Termočlánek	RTD	Termistor
Rozsah teplot	velmi velký -260°C +2300°C	velký -260°C +650°C	malý -70°C +180°C
Vzájemná vyměnitelnost	dobrá	výborná	špatná až dobrá
Dlouhodobá stabilita	špatná až dobrá	dobrá	špatná
Přesnost	střední	vysoká	střední
Opakovatelnost	dobrá	výborná	dobrá
Citlivost	malá	střední	velmi velká
Odezva	rychlá	střední	rychlá
Linearita	dobrá	dobrá	špatná
Ohřev měřicím proudem	ne	velmi malý až malý	velký

Tab. 7 Tabulka vlastností jednotlivých způsobů měření teploty (dostupné z [21])

Na základě vícekritériálního rozhodování bylo rozhodnuto o použití odporového snímače (RTD).

#### odporový snímač teploty PR-23-1-100-A-1/8-0600-M8 od firmy Omega

Měřicí rozsah teplot	-30 až 350°C
Maximální pracovní tlak	6 bar

Tab. 8 Parametry odporového snímače teploty PR-23+1-100 (dostupné z [22])



Obr. 27 Odporový snímač teploty PR-23-1-100 (dostupné z [22])

Snímač je umístěn v ochranné sondě s nalisovaným konektorem M8. délka sondy je 100 mm. Výstupní signál je v podobě odporu. V rámci

měřicí soustavy je snímač tlaku umístěn v koleni, kde olej proudí turbulentně a měření má největší přesnost.

## 5.7 Snímač tlaku

Pro měření tlaku bylo potřeba vybrat snímač absolutního tlaku s analogovým výstupem, který bude schopen měřit agresivní petrochemická média při vysokých teplotách. Vybrán byl snímač absolutního tlaku DMK 331 s keramickou membránou.

### Snímač tlaku DMK 331 od firmy JSP

Pracovní rozsah	0-6 bar
Max. provozní teplota	135°C
přesnost	0,1% rozsahu
Analogový výstup	4-20 mA

Tab. 9 Parametry snímače tlaku DMK 331 (dostupné z [23])



Obr. 28 snímač absolutního tlaku DMK 331 (dostupné z [23])

Snímač absolutního tlaku DMK 331 je díky své keramické membráně vhodný do vysokých teplot a jeho tělo je budováno pro media slučitelná s nerezavějící ocelí 17349. při potřebě vyšších tlaků se dá přetížít až o 2 bary.

## 5.8 Pojistný ventil

Pojistný ventil, připojený na paralelní větev k měřicí soustavě, zabraňuje zvýšení maximálního tlaku v soustavě nad určitou hodnotu. Svojí funkcí chrání zkoušené olejové čerpadlo a elektromotor před přetížením a zabraňuje poškození měřicích součástí.

### 617tGFO DN25 FKM od firmy Goetze

Rozsah provozních tlaků	0,5 bar-20 bar
Rozsah teplot	-20 až 200°C
Rozsah nastavitelného tlaku	2-8 bar

Tab. 10 Parametry pojistného ventilu Goetze (dostupné z [24])



Průtok ventilem by měl být vyšší než maximální průtok čerpadlem. Při nastavení pojistného ventilu na 6 bar je hodnota průtoku 7,1 m<sup>3</sup>/hod a s přibývajícím tlakem se zvyšuje. Maximální teoretický průtok čerpadla je 6,18 m<sup>3</sup>/hod, přičemž reální průtok čerpadla bude nižší. Hodnota průtoku je u pojistného ventilu určena pro vodu, hustota a viskozita by na celkovém průtoku neměly mít značný vliv.

## 5.9 Kulový ventil

Za čerpadlo je umístěn kulový ventil, v případě potřeby zamezuje vstupu oleje do měřicí části soustavy. Olej poté proudí paralelní větví přes přepouštěcí ventil. Kulový ventil umožňuje započnutí zkoušky při kontrolovaných podmínkách.

### Kulový ventil 2XIG od firmy Aignep

Rozmezí teplot	-25-150°C
Max. tlak	18 bar při 75°C
Připojovací velikost	1" (DN25)

Tab. 11 Parametry kulového ventilu 2XIG od firmy Aignep (dostupné z [25])

Dle literatury [25] maximální tlak od 75°C lineárně klesá se vzrůstající teplotou. Při 150°C odpovídá 10 barům. Kulový ventil tedy vyhovuje požadavkům.

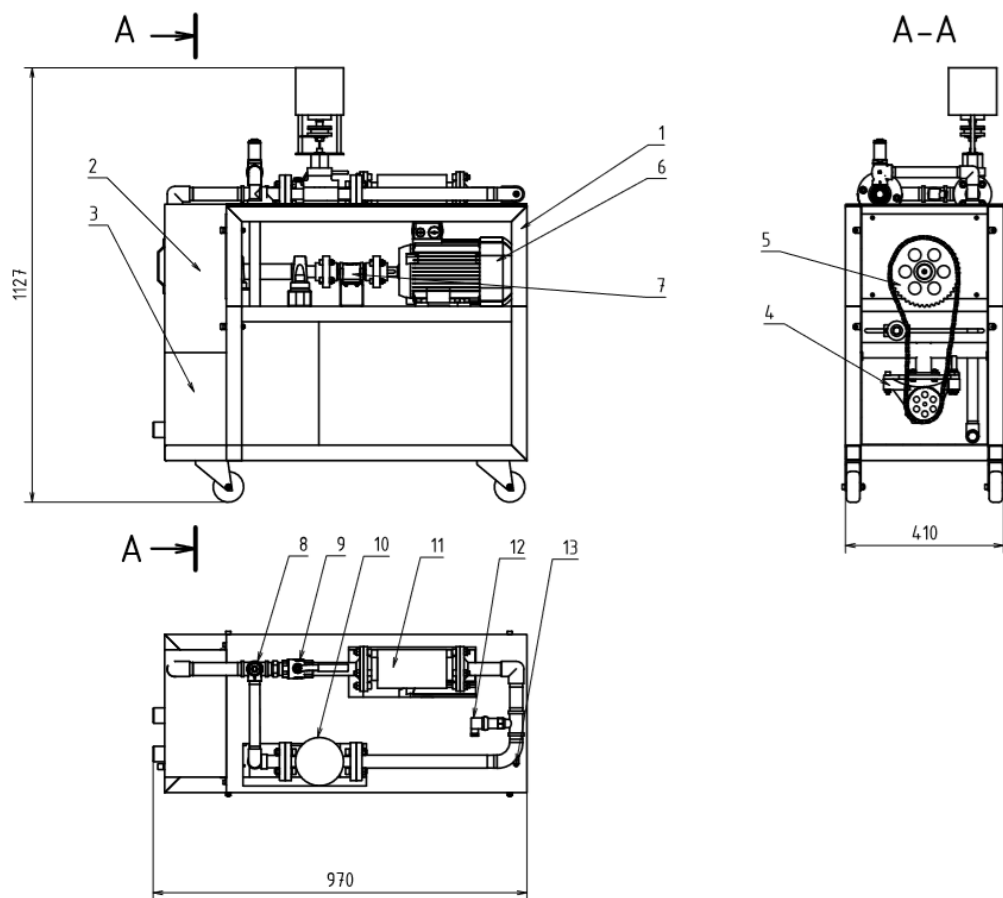


Obr. 29 kulový ventil 2XIG od firmy Aignep (dostupné z [25])

## 6 Konstrukční část

Následující kapitola ukazuje sestavení komponent do funkčního celku a popisuje komponenty, které musí být pro funkčnost celé soustavy vyrobeny. Tato kapitola také osvětluje způsob uchycení zkoušeného olejového čerpadla ke zkušebnímu stavu a řešení pohonu čerpadla.

### 6.1 Uspořádání sestavy



Obr. 30 Uspořádání komponent do sestavy

- |                     |                            |
|---------------------|----------------------------|
| 1 Rám sestavy       | 7 Snímač momentu           |
| 2 Olejová vana      | 8 Přepouštěcí ventil       |
| 3 Kryt olejové vany | 9 Kulový ventil            |
| 4 Zkoumané čerpadlo | 10 Regulační ventil        |
| 5 Řetězový převod   | 11 Ultrazvukový průtokoměr |
| 6 Elektromotor      | 12 Snímač tlaku            |
| 13 Snímač teploty   |                            |

## 6.2 Rám zkoušecího stavu

Rozměry rámu jsou primárně ovlivněny rozměry motoru a snímače momentu, soustava dále musí projet dveřmi širokými 900 mm. Rám je svařen z ocelových profilů těchto velikostí, dostupných např. na [26]:

TR 4HR 40x2	L 40x40x3
TR 4HR 60x2	L 60x40x5
TR OBD 60x40x2	

Rozměry rámu jsou 410x940x660. Na rám budou pomocí šroubů M10x60 umístěna pryžová otočná kola s nešpinivou obručí EGA 125/QLP o průměru kola 125 mm a nosnosti 80 kg [27]. Dvě z těchto koleček budou vybaveny brzdou. Jako první byl do rámu umístěn elektromotor, který stanovil osovou výšku 90 mm. Ložiska a upnutí snímače momentu je proto umístěno na distančních podložkách. Elektromotor je k rámu ukotven šrouby M8x40.

## 6.3 Nádoba na olej

Nádoba slouží jako rezervoár oleje pro zkoušené olejové čerpadlo, simuluje olejovou vanu automobilu. Nádoba pro uchovávání oleje je svařena z plechů nerezových oceli X2CrNi18-9. Jde o austenitickou ocel se sníženým obsahem uhlíku, která nepředstavuje problémy při svařování [28]. Tuto ocel je možné použít až do teploty 400°C [29], vyhovuje tedy požadavkům na soustavu (viz Tab. 2). Nádoba je vytvořena z plechů tloušťky 2 mm, svařena je dle přílohy.

Nádoba na olej je opatřena dvěma nátrubky FOC 270 velikosti 1" od firmy Manver [30], které zajišťují propojení mezi olejovou nádobou a jednotkou zdroje tlakového oleje. Kruhovým otvorem v horní části ústí do olejové vany výstupní trubka z měřicí soustavy.

## 6.4 Napínák řetězu.

Napínák řetězu je konstruován tak, aby mohl fungovat při rotaci řetězu na obě strany. Základem napínáku je deska tloušťky 5mm, navařená k rámu sestavy. Do desky je vyfrézována drážka šířky 10 mm, skrz kterou jsou prosunuty závitové tyče M8x20, navařené na destičce o rozměrech 50x62 mm. Z druhé strany pomocí matek M8 přišroubován protikus s železným válečkem typu RCT-RU [31]. Napínák je po povolení matic možné přesouvat v rámci celé délky drážky, což umožňuje napnutí řetězu ve více polohách, vždy na odlehčované části řetězového převodu.

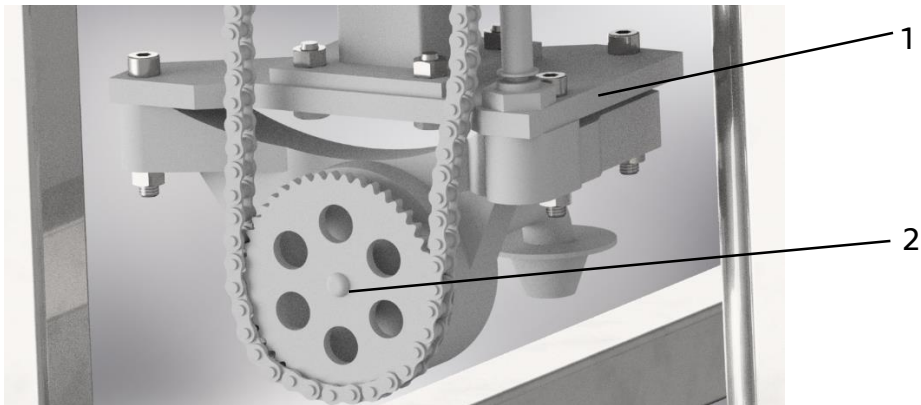
## 6.5 Kryt olejové vany

Bok krytu vany je vytvořen z plechů velikosti 405x160x2 mm. Ty jsou dále svařeny s plechem velikosti 330x160x2, a dohromady vytvoří tvar písmene u. Vpředu je poté přivařen plech velikosti 330x72x2, který zajišťuje dostatečnou tuhost celého krytu. 20 mm krytu je na dolní části ohnuto, aby bylo možno kryt vsunout do olejové vany a cákající olej při zkoušce nevytékal v místě spojení ven. Kryt je opatřen dvířkami vyrobené z plechu 326x331x2, které jsou uchyceny pomocí pantů k boku víka. Dvířka mají plexisklové hledí o rozměrech 200x200 mm, skrz které je možné sledovat zkoušku v jejím průběhu. Zadní stěna není spojena se zbytkem krytu, je k rámu uchycena samostatně šrouby M4. Toto řešení umožňuje jednoduché odjímání celého krytu, bez nutnosti rozebírání zbytku soustavy. Celý kryt je přišroubován k rámu 4 čtyřmi šrouby M6x60.

## 6.6 Uchycení a pohon čerpadla

Při řešení otázky uchycení čerpadel se vycházelo z předpokladu, že každé čerpadlo bude mít jiné rozměry, a jinou polohu děr pro šrouby. Olejové čerpadlo je v reálném prostředí umístěno na stěnu motoru, není tedy z jedné strany kryto. Z tohoto důvodu se ke každému čerpadlu bude

vyrábět protikus, železná deska tloušťky 5 mm, která bude mít za úkol nahradit stěnu motoru. Na Obr. 31 je zobrazen příklad protikusu pro olejové čerpadlo, používané ve škodě Octavia 1,8 TDI. Mezi čerpadlo a protikus je vkládáno gumové těsnění zamezující úniku oleje.



Obr. 31 Uchycení zkoušeného čerpadla k rámu

Do protikusu(2), jsou vyvrtány 3-4 otvory, kterými bude připevněn k profilu ve tvaru T(1), jež je součástí rámu. Poloha otvorů určí finální polohu čerpadla vzhledem k rámu, přesné umístění otvorů zaručí souosost a rovinnost ozubeného kola čerpadla a kola umístěného na poháněné hřídeli. Spojení bude provedeno lícovanými šrouby ISO 7379 M8x25, aby bylo zabráněno jakékoli vůli.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, čerpadlo je poháněno pomocí ozubeného řetězu. Typ řetězu se bude lišit podle ozubeného kola zkoušeného olejového čerpadla, stejně jako velikost hnacího ozubeného kola. Po zjištění počtu zubů se podle rovnice

$$i = 2 = \frac{Z_k}{Z_{\check{c}}} \Rightarrow Z_k = Z_{\check{c}} * 2 \quad (11)$$

Kde  $Z_k$  je počet zubů hnacího ozubeného kola a  $Z_{\check{c}}$  počet zubů ozubeného kola zkoumaného čerpadla, stanoví potřebná velikost a typ kola na hnací hřídeli. Řetězové kolo bude k hřídeli uchyceno pomocí pera, zaručující jeho vyměnitelnost.

## **6.7 Propojení čerpadla a soustavy**

Všechna čerpadla nemají výstup na stejném místě, není tedy možné spojit čerpadlo se soustavou pomocí trubky. Protikus tedy obsahuje vnitřní závit, který umožňuje vešroubování hadice, spojující čerpadlo s měřicí soustavou. Hadice bude vystavována teplotám až 150°C a tlaku 5 bar. Spojení bude provedeno pomocí hadice PETROTEC 30 GTH od firmy Gates [32] a koncovek AGR od firmy Gumex [33].

## 7 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout konstrukci zkušebního stavu olejových čerpadel spalovacích motorů osobních automobilů. Nejprve byla provedena rešerše typů olejových čerpadel. Po konzultaci s vedoucím práce se rozhodlo směřovat konstrukci pro zkoušení pouze trochoidních čerpadel. Pro zkoušení čerpadel s vnitřním ozubením, které jsou umístěny přímo na klikové hřídeli, by se musela upravit konstrukce celého zkušecího stavu. Následně byly definovány minimální požadavky na zkušební stav.

Byla provedena rešerše o možnostech snímání jednotlivých parametrů čerpadla a vícekritériálním rozhodováním vybrána nejvhodnější metoda. Po vybrání vhodných komponent byl vytvořen konstrukční návrh v 3D modeláři. Konstrukce je navržena tak, aby byla co nejjednodušší a dala se vyrobit v domácích podmínkách s běžně dostupným nářadím. Byla provedena cenová kalkulace, uvedená v příloze 8. Přibližná celková cena zkušebního stavu byla stanovena na 115 600 Kč. Volba použití řetězového převodu pro pohon čerpadla a převod otáček vnáší do soustavy pasivní odpory, které není možné změřit, a které snižují celkovou účinnost soustavy. Výsledné měření bude tedy touto chybou ovlivněno.

Práce neřeší otázku externího zdroje oleje, samostatně tedy není schopna regulovat teplotu uvnitř olejové nádoby. V tomto ohledu spoléhá na jednotku externího zdroje tlakového oleje, která je v současné době ve výrobě.

Pro funkčnost celého zařízení bude dále potřeba vytvořit program řízení zkoušky a správně nakalibrovat jednotlivé komponenty. Seznam analogových výstupů všech snímačů je uveden v příloze 7. Konstrukce pohonu umožňuje měřit pouze trochoidní čerpadla, měřicí soustava je ovšem navržena tak, aby pokryla požadavky všech typů olejových

čerpadel. Budoucí práce by tedy byla směřována k nalezení ideálního způsobu pohonu, schopného měřit všechna čerpadla, případně k vytvoření více zkušebních stavů pro jednotlivé druhy olejových čerpadel. Další práce by také mohla směřovat ke konstrukci řešení, vhodné pro vstupní kontroly olejových čerpadel u sériové výroby.



## Seznam obrázků

Obr. 1 Konstrukce a schéma činnosti zubového čerpadla (Převzato z [4]) .....	13
Obr. 2 Trochoidní čerpadlo (Převzato z [5]).....	14
Obr. 3 Rotační G čerpadlo (dostupné z [4]) .....	15
Obr. 4 Čerpadlo s vnitřním ozubením (převzato z [4]) .....	16
obr. 5 Momentová charakteristika referenčního čerpadla(dostupné z [3]) .....	18
Obr. 6 Graf závislosti teoretického průtoku na otáčkách.....	19
Obr. 7 Určení svodové propustnosti v závislosti na tlaku, b) Charakteristika při proměnlivém regulačním poměru, c) Charakteristika při proměnlivých otáčkách (dostupné z [6]).....	20
Obr. 8 závislost hydraulického výkonu na otáčkách při různém pracovním tlaku .....	21
Obr. 9 Graf účinnosti čerpadla v závislosti na teplotě oleje (dostupné z [34]).....	22
Obr. 10 Graf celkové účinnosti čerpadla v závislosti na jeho otáčkách (dostupné z [3]).....	22
Obr. 11 Závislost potřebného příkonu na otáčkách čerpadla .....	23
Obr. 12 Funkční schéma soustavy .....	24
Obr. 13 Blokové schéma zkoušecího stavu ve spojení s jednotkou zdroje tlakového oleje .....	25
Obr. 14 Schéma pro zapojení při nahrazení vlastního ohřevu (dostupné z [35]).....	26
Obr. 15 Motor siemens (dostupné z [8]) .....	27
Obr. 16 Graf závislosti příkonu čerpadla a výkonu motoru .....	28
Obr. 17 Momentová charakteristika elektromotoru .....	29
Obr. 19 Parametry frekvenčního měniče (dostupné z [10]) .....	30
Obr. 18 Frekvenční měnič Yaskawa (dostupné z [10]) .....	30
Obr. 20 regulační ventil RC 210 T(Dostupné z [12]) .....	31
Obr. 21 princip snímače s odporovými tenzometry (dostupné z [14]) .....	32

Obr. 22 snímač momentu BURSTER 8645-5017.5 .....	34
Obr. 23 Závislost viskozity oleje SAE 30 na teplotě(dostupné z [16]) .....	35
Obr. 24 elektrická vodivost motrových olejů (dostupné z [18]) .....	36
Obr. 25 princip ultrazvukových průtokoměrů (dostupné z [19]).....	37
Obr. 26 ultrazvukový průtokoměr OPTISONIC (dostupné z [20]) .....	38
Obr. 27 Odporový snímač teploty PR-23-1-100(dostupné z [22]).....	39
Obr. 28 snímač absolutního tlaku DMK 331 (dostupné z [23]).....	40
Obr. 29 kulový ventil 2XIG od firmy Aignep ( dostupné z [25]).....	41
Obr. 30 Uspořádání komponent do sestavy.....	42
Obr. 31 Uchycení zkoušeného čerpadla k rámu.....	45

## Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry jednotky zdroje tlakového oleje (dostupné z [35]) .....	11
Tab. 2 Tabulka definovaných požadavků pro zkušební stav.....	23
Tab. 3 parametry asynchronního motoru Siemens (dostupné z [8]) .....	27
Tab. 4 Parametry regulačního ventilu RC 210 (dostupné z [12]) .....	31
Tab. 5 parametry snímače momentu BURSTER 8645.....	34
Tab. 6 Parametry průtokoměru (dostupné z [20]) .....	38
Tab. 7 Tabulka vlastností jednotlivých způsobů měření teploty (dostupné z [21]) .....	39
Tab. 8 Parametry odporového snímače teploty PR-23+1-100 (dostupné z [22]).....	39
Tab. 9 Parametry snímače tlaku DMK 331 (dostupné z [23]) .....	40
Tab. 10 Parametry pojistného ventilu Goetze (dostupné z [24]) .....	40
Tab. 11 Parametry kulového ventilu 2XIG od firmy Aignep(dostupné z [25]) .....	41

## Použité zdroje

- [1] E. Frosina, A. Salvatore a D. Buono, „A Tridimensional CFD Analysis of the Oil Pump of an High Performance Motorbike Engine,“ 2014. [Online]. Dostupné z: [https://ac.els-cdn.com/S1876610214001003/1-s2.0-S1876610214001003-main.pdf?\\_tid=09db17ca-20e6-485f-835b-4d7f4146cea1&acdnat=1530351262\\_d610b649eece7d300e9a088ecacf032f](https://ac.els-cdn.com/S1876610214001003/1-s2.0-S1876610214001003-main.pdf?_tid=09db17ca-20e6-485f-835b-4d7f4146cea1&acdnat=1530351262_d610b649eece7d300e9a088ecacf032f). [Přístup získán 1 06 2018].
- [2] M. Krajíček, Návrh a simulace zkušební stolice olejového čerpadla, sv. Diplomová práce, Praha: ČVUT v Praze. Fakulta strojní. Ústav mechaniky., 2007.
- [3] „Development of High Efficiency P/M Internal Gear,“ [Online]. Dostupné z: <http://global-sei.com/technology/tr/bn66/pdf/66-17.pdf>. [Přístup získán 4 06 2018].
- [4] J. Hromádko, V. Hönic a P. Miller, Spalovací motory, Praha: Grada, 2011, pp. 277-279.
- [5] „Mazání motorů, opravy, údržba, vlastnosti motorových olejů,“ [Online]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/13.html>. [Přístup získán 30 06 2018].
- [6] M. Chrupa, „Analýza vlastností hydrostatického pohonu,“ [Online]. Dostupné z: [https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/2214/mgr\\_10371.pdf?sequence=1](https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/2214/mgr_10371.pdf?sequence=1). [Přístup získán 14 6 2018].
- [7] „Hydraulic Pumps and Motors: Considering Efficiency,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/28430/hydraulic-pump-motors-maintenance>. [Přístup získán 13 06 2018].
- [8] „Elektromotor SIEMENS 1LE1003-1AA42 3kW,2920ot,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/2800-ot-min-1/1le1001-4-9.html>. [Přístup získán 1 6 2018].
- [9] „nizkonapěťové trojfázové asynchronní motory s kotvou nakrátko,“ [Online]. Dostupné z:

[http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog\\_1le1.pdf?s=21020730](http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf?s=21020730). [Přístup získán 02 06 2018].

- [10] „Měníče frekvence Yaskawa L1000v,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.herott.cz/YASKAWA-L1000V-menic-frekvence-4-0kW-typ-CIMR-LC4V0009BAA-d730.htm>. [Přístup získán 19 06 2018].
- [11] „Frekvenční měniče - proč a jak,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/podpora/poradna-neboli-jak-na-to/frekvencni-menice-proc-a-jak>. [Přístup získán 19 06 2018].
- [12] „Řídicí ventil RC 210 T s přírubami ANSI,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.badgermeter.de/cs/vyrobky-reseni/regulacni-technika/1290-ridici-ventil-rc-210-t>. [Přístup získán 22 06 2018].
- [13] „Elektrický pohon typ AC-HH-550,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.badgermeter.de/cs/vyrobky-reseni/regulacni-technika/1072-elektricky-pohon-typ-ac-hh-550>. [Přístup získán 22 06 2018].
- [14] J. Vávra, ZPŮSOBY MĚŘENÍ OTÁČEK A KROUTICÍHO MOMENTU V AUTOMATIZOVANÝCH SYSTÉMECH, Brno: Diplomová práce, VUT v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009.
- [15] „Turbínové průtokoměry Hoffer a jejich vlastnosti,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.datacon.cz/turbinove-prutokomery-hoffer-a-jejich-vlastnosti.html>. [Přístup získán 06 06 2018].
- [16] „Viscosity of engine oil,“ [Online]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>. [Přístup získán 05 06 2018].
- [17] „ajímavé principy měření - Elektromagnetické (indukční) průtokoměry,“ [Online]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/zajimave-principy-mereni-elektromagneticke-indukcni-prutokomery>.
- [18] „Oil Condition Monitoring Using Electrical Conductivity,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/29407/oil-condition-monitoring>. [Přístup získán 06 06 2018].
- [19] „Itrazvukové průtokoměry - princip měření,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.panametria.cz/index.php?mod=produkty&idk=5>. [Přístup získán 06 06 2018].

- [20] „Krohne OPTISONIC 3400 Flow Meter,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.instrumart.com/products/42056/krohne-optisonic-3400-flow-meter>. [Přístup získán 06 06 2018].
- [21] „Technická měření,“ [Online]. Dostupné z: <https://moodle.fs.cvut.cz/mod/tab/view.php?id=5183>.
- [22] „PR-23-1-100-A-1/8-0600-M8 part details,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.digchip.com/prod/sensors-transducers-temperature-sensors/1259205-pr-23-1-100-a-1-8-0600-m8.php>.
- [23] „Snímače relativního a absolutního tlaku DMK 331 s keramickou membránou,“ [Online]. Dostupné z: [http://www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam\\_dle\\_kategorie/snimace\\_tlaku\\_a\\_tlakove\\_diference/snimace\\_tlaku\\_a\\_tlakove\\_diference\\_s\\_analogo\\_vym\\_vystupem/snimace-relativniho-absolutniho-tlaku-dmk-331-keramickou-membranou.html](http://www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam_dle_kategorie/snimace_tlaku_a_tlakove_diference/snimace_tlaku_a_tlakove_diference_s_analogo_vym_vystupem/snimace-relativniho-absolutniho-tlaku-dmk-331-keramickou-membranou.html). [Přístup získán 01 07 2018].
- [24] „Overflow and pressure control valves,“ [Online]. Dostupné z: [https://www.goetze-armaturen.com/fileadmin/templates/\\_media/service-download/datenblaetter/en/6.03\\_Series-617\\_en.pdf](https://www.goetze-armaturen.com/fileadmin/templates/_media/service-download/datenblaetter/en/6.03_Series-617_en.pdf). [Přístup získán 01 07 2018].
- [25] „6067 - KULOVÝ KOHOUT 2XIG - PÁKOVÝ KULOVÝ KOHOUT PRO PLYNY, OLEJE A VODU 18 BAR,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.gms.cz/cz/vyrobek/52450-6067-kulovy-kohout-2xig>. [Přístup získán 01 07 2018].
- [26] „Kondor Hutní materiály,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/>. [Přístup získán 02 07 2018].
- [27] „Přístrojové kolo - EGA6,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.europlast-beran.cz/11165-kolecka/33458-pristrojove-kolo-ega6/>. [Přístup získán 02 07 2018].
- [28] „Svařování korozivzdorných ocelí – přídavné materiály ke svařování,“ [Online]. Dostupné z: [https://www.omnitechweld.cz/cze/clanky/svarovani\\_korozivzdornych\\_oceli\\_oerlikon.html](https://www.omnitechweld.cz/cze/clanky/svarovani_korozivzdornych_oceli_oerlikon.html). [Přístup získán 27 06 2018].
- [29] „Korozivzdorná ocel - nerez,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/produkty/nerez/korozivzdorna-ocel-nerez>. [Přístup získán 27 06 2018].

- [30] „FOC270-1" mufna,“ [Online]. Dostupné z: <http://eshop.manver.cz/foc270-1-mufna/>. [Přístup získán 24 06 2018].
- [31] „NAPÍNACÍ VÁLEČEK TYP RCT-RU,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/napinaky-retezu-a-remenu/rct/napinaci-valecek-typ-rct-ru.html>. [Přístup získán 02 07 2018].
- [32] „PETROTEC 30 GTH,“ [Online]. Dostupné z: <http://www.gms.cz/cz/vyrobek/10610-petrotec-30-gth>. [Přístup získán 24 06 2018].
- [33] „KONCOVKA AGR,“ [Online]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/koncovka-agr-15165.html>. [Přístup získán 24 06 2018].
- [34] TRW, „Automotive Pumps,“ TRW Automotive, 2012.

[35] K. Balázsová, Externí zdroj tlakového oleje spalovacího motoru, sv. Bakalářská práce, Praha: ČVUT v Praze. Fakulta strojní. Ústav automobilů., 2015

## Přílohy

Příloha 1: Výkres sestavy zkušebního stavu (BP\_\_001)

Příloha 2: Výkres svařence rámu (BP\_\_002)

Příloha 3: Výkres sestavy měřicího okruhu (BP\_\_003)

Příloha 4: Výkres svařence olejové vany (BP\_\_004)

Příloha 5: Výkres sestavy krytu olejové vany (BP\_\_005)

Příloha 6: Výkres sestavy napínáku řetězu (BP\_\_006)

Příloha 7: Tabulka analogových výstupů použitých snímačů

Měřená veličina	komponenta	Analogový výstup
Otáčky	Frekvenční měnič [10]	0-10 V
Moment	Snímač momentu	0,5-4,5 V
Teplota	PT 100 [22]	0-100 $\Omega$
Tlak	Snímač tlaku [23]	0-10 V
Průtok	Průtokoměr [20]	4-20 mA
Ovládání ventilu	Elektrický pohon [13]	4-20 mA
Směšovací ventil	Směšovací ventil [35]	0-10 V

Příloha 8: Tabulka přibližné cenové kalkulace

Komponenta	Dostupné z	Cena	množství
Elektromotor Siemens 1LE1003- 1AA42	<a href="http://www.elektromotory.net/siemens/2800-ot-min-1/1le1001-4-9.html">http://www.elektromotory.net/siemens/2800-ot-min-1/1le1001-4-9.html</a>	5900 Kč	1
Frekvenční měnič YASKAWA	<a href="https://www.herott.cz/YASKAWA-L1000V-menic-frekvence-4-0kW-typ-CIMR-LC4V0009BAA-d730.htm">https://www.herott.cz/YASKAWA-L1000V-menic-frekvence-4-0kW-typ-CIMR-LC4V0009BAA-d730.htm</a>	13 500 Kč	1
Řídicí ventil RC 210 T	<a href="https://www.badgermeter.de/cs/vyroby-reseni/regulacni-technika/1290-ridici-ventil-rc-210-t">https://www.badgermeter.de/cs/vyroby-reseni/regulacni-technika/1290-ridici-ventil-rc-210-t</a>	15 000, 00 Kč	1
Snímač momentu 8645- 5017.5	<a href="https://www.meatest.com/cs/produkty-levny-snimac-momentu-8645-46-detail-83">https://www.meatest.com/cs/produkty-levny-snimac-momentu-8645-46-detail-83</a>	27 300 Kč	1
Ultrazvukový průtokoměr OPTISONI C 3400	<a href="https://www.instrumart.com/products/42056/krohne-optisonic-3400-flow-meter">https://www.instrumart.com/products/42056/krohne-optisonic-3400-flow-meter</a>	39 400	1
Odporový snímač teploty PR-23	<a href="https://www.omegaeng.cz/pptst/PR-23.html">https://www.omegaeng.cz/pptst/PR-23.html</a>	1 320	1



Snímač tlaku DMP 331	<a href="http://www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam__dle__kategorii/">www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam__dle__kategorii/</a>	5 500	1
Kulový kohout 2XIG	<a href="http://www.gms.cz/cz/vyrobek/52450-6067-kulovy-kohout-2xig">http://www.gms.cz/cz/vyrobek/52450-6067-kulovy-kohout-2xig</a>	390	1
Přepouštěcí ventil 617tGFO DN25 FKM	<a href="https://anfrage.goetze-armaturen.de/de/ueberstroemventile/baureihe-617tgfo-2-12-bar18">https://anfrage.goetze-armaturen.de/de/ueberstroemventile/baureihe-617tgfo-2-12-bar18</a>	3600	1
řetěz	<a href="https://www.arkov.cz/p/06-b-1-phc-06b-1-retez-jednorady-skf">https://www.arkov.cz/p/06-b-1-phc-06b-1-retez-jednorady-skf</a>	113,8 Kč/m	1,2 m
4HR 40x2	<a href="https://www.kondor.cz/jekl-40x40x2/d-78653/">https://www.kondor.cz/jekl-40x40x2/d-78653/</a>	69,2 Kč/m	9,8 m
4HR 60x2	<a href="https://www.kondor.cz/jekl-60x60x2/d-78445/">https://www.kondor.cz/jekl-60x60x2/d-78445/</a>	108 Kč/m	0,41 m
OBD 60x40x2	<a href="https://www.kondor.cz/jekl-60x40x2/d-78050/">https://www.kondor.cz/jekl-60x40x2/d-78050/</a>	88 Kč/m	0,41 m
L 40x40x3	<a href="https://www.kondor.cz/l-40x40x3/d-78935/">https://www.kondor.cz/l-40x40x3/d-78935/</a>	56,43 Kč/m	0,33 m
L 60x40x5	<a href="https://www.kondor.cz/l-60x40x5/d-78233/">https://www.kondor.cz/l-60x40x5/d-78233/</a>	117 Kč/m	0,66 m
plech černý 2/1,25x2,5 m	<a href="https://www.kondor.cz/plech-cerny-2mm-125x25m-za-studena/d-78673/">https://www.kondor.cz/plech-cerny-2mm-125x25m-za-studena/d-78673/</a>	31 Kč/Kg	14,2 kg
plech černý 1/1x2m	<a href="https://www.kondor.cz/plech-cerny-1mm-1x2m/d-78196/">https://www.kondor.cz/plech-cerny-1mm-1x2m/d-78196/</a>	31 Kč/Kg	0,5 Kg

Hnací kolo	<a href="https://www.arkov.cz/p/phs-05b-1b72-retezove-kolo-jednoduche-s-nabojem-72-zubu-p-8mm-rp-183-41mm-dira(max-14-min-55)mm-skf-30832">https://www.arkov.cz/p/phs-05b-1b72-retezove-kolo-jednoduche-s-nabojem-72-zubu-p-8mm-rp-183-41mm-dira(max-14-min-55)mm-skf-30832</a>	570	1
Trubky	<a href="https://www.kondor.cz/trubka-bzv-hl-1-dn-25/d-78936/">https://www.kondor.cz/trubka-bzv-hl-1-dn-25/d-78936/</a>	130 Kč/m	3,2 m
Plech černý 5/1x2m	<a href="https://www.kondor.cz/plech-cerny-5mm-1x2m/d-78427/">https://www.kondor.cz/plech-cerny-5mm-1x2m/d-78427/</a>	27,12 Kč/Kg	1 Kg
Napínací váleček RCT-RU	<a href="http://shop.retezyolomouc.cz/napinaci-valecek-rct-ru-50-94040050">http://shop.retezyolomouc.cz/napinaci-valecek-rct-ru-50-94040050</a>	600	1
Kolečka	<a href="https://www.montako.cz/ega-kola-s-pryzovou-obrucí-otocna-s-otvorem/124-ega-125-qlp">https://www.montako.cz/ega-kola-s-pryzovou-obrucí-otocna-s-otvorem/124-ega-125-qlp</a>	150	4
	Přibližná celková cena	115 57 0 Kč	

Přibližná celková cena zkušebního stavu je **115 570 Kč**.