



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh převodového mechanismu pro zkušební stanoviště
spalovacích motorů**

Design of Transmition for Combustion Engines Testing Stand

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

Richard Čepěk

Praha 2016

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Čepěk Jméno: Richard Osobní číslo: 408889
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávající katedra/ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor: bez oboru

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh převodového mechanismu pro zkušební stanoviště spalovacích motorů

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Transmission for Combustion Engines Testing Stand

Pokyny pro vypracování:

Stručná osnova zadání: 1. Rešerše problematiky testování spalovacích motorů včetně k tomuto účelu používaných druhů zkušebních stanovišť. 2. Detailní návrh nové varianty převodového mechanismu pro stávající zkušební stanoviště pro testování spalovacích motorů včetně provedení potřebných návrhových výpočtů a pevnostních kontrol (předpokládá se použití výpočtového a konstrukčního SW). 3. Vypracování 3D modelu sestavy nově navrženého převodového mechanismu a 2D výkresové dokumentace (výkres sestavy a výrobní výkresy). 4. Zhodnocení efektivnosti navržené varianty.

Seznam doporučené literatury:

Doporučené podklady: Švec, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008. Švec, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003. Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J. Projekt - III. ročník. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kanaval Ph.D.

Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 04.04.2016 Termín odevzdání bakalářské práce: 10.06.2016

ráce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

Neodevzdá-li student bakalářskou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou práci podruhé.

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.

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

19.4.2016

Datum převzetí zadání



Podpis studenta(ky)



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh převodového mechanismu pro zkušební stanoviště spalovacích motorů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 9. 6. 2016

Richard Čepek



Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. a konzultantce Ing. Elišce Cézové, Ph.D. za odborné vedení a pomoc, užitečné rady a cenné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za trpělivost a podporu během celého studia.



Anotační list

Jméno autora:	Richard Čepek
Název práce:	Návrh převodového mechanismu pro zkušební stanoviště spalovacích motorů
Název práce v angličtině:	Design of Transmission for Combustion Engines Testing Stand
Rok zpracování:	2016
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Rozsah:	-počet stran 63 -počet obrázků 24 -počet tabulek 7 -počet příloh 4

Klíčová slova: spalovací motor, zkušebna, řemen, převod, dynamometr

Key words: combustion engine, testcell, belt, transmission, dynamometer

Anotace: Tato bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh převodového mechanismu pro zkušebnu spalovacích motorů týmu CTU Cartech. V úvodu práce je uvedena rešerše popisující tým CTU Cartech, metody měření spalovacích motorů a možnosti přenosu výkonu pro toto použití. Práce dále řeší návrh a volbu jednotlivých součástí mechanismu. Dále je zde uveden návrh spojení stěžejních částí mechanismu, který je doplněn o kontrolní výpočty. Práce obsahuje 3D model převodového mechanismu a vybranou 2D výkresovou dokumentaci.

Abstract: This bachelor thesis contains the engineering design of the transmission mechanism for Cartech CTU team's combustion engine testing room. In the introduction of the thesis is presented research describing the team CTU Cartech, measurement methods for combustion engines and power transmission options for this use. The thesis also describes design of the actual transmission and selection of individual components for the mechanism. The following chapter is a proposal of the connection of mechanism's key parts which is completed with check calculations. The thesis includes a 3D model of the transmission mechanism and selected 2D drawings.



Obsah

1	Úvod.....	13
2	Formula Student.....	14
2.1	Tým CTU Cartech	15
2.2	Základní pravidla pro spalovací motory.....	15
3	Zkušební spalovacích motorů.....	16
3.1	Výkonové brzdy.....	17
3.1.1	Aktivní dynamometry	17
3.1.2	Pasivní dynamometry	18
3.2	Řídící centrum.....	19
3.3	Měřicí systémy	19
4	Motor Yamaha YZF-R6	21
5	Možnosti přenosu krouticího momentu na dynamometr.....	22
5.1	Řetěz.....	22
5.2	Převodovka s ozubenými koly.....	22
5.3	Ozubené řemeny.....	23
5.4	Napojení dynamometru přímo na klikový hřídel	23
6	Návrh převodového mechanismu.....	24
6.1	Parametry dynamometru.....	24
6.2	Návrh převodového poměru	24
6.3	Návrh synchronního řemenového převodu	26
6.3.1	Servisní faktor.....	26
6.3.2	Výpočet konstrukčního výkonu	27
6.3.3	Volba rozteče řemene.....	27
6.3.4	Volba řemenic, délky řemene a osové vzdálenosti.....	27
6.3.5	Volba šířky řemene.....	28
6.4	Silové poměry	29
6.4.1	Obecné vztahy.....	29
6.4.2	Zatížení hřídelů.....	30
6.4.3	Gates DF- Pro.....	31
6.5	Předběžný návrh hřídelů	32
6.5.1	Krouticí momenty na hřídelích	32
6.5.2	Předběžný návrh průměrů hřídelů	32



6.6	Výpočet reakcí v podpěrách (ložiskách) hřídelů	33
6.6.1	Rovnice rovnováhy	34
6.6.2	Výsledné reakce	34
6.7	Návrh a kontrola valivých ložisek	34
6.8	Kontrola statické pevnosti hřídelů	36
6.8.1	1. hřídel.....	36
6.8.2	2. hřídel.....	40
6.9	Kontrola ohybové a torzní tuhosti hřídelů	42
6.10	Návrh a kontrola spojení řemenic a spojky s hřídeli.....	44
6.10.1	Spojení vstupního hřídele a pružné spojky pomocí pera	44
6.10.2	Spojení vstupního hřídele a řemenice pomocí pera	46
6.10.3	Spojení výstupního hřídele a řemenice pomocí pera	46
6.10.4	Spojení výstupního hřídele a náboje pružné spojky	47
6.11	Kontrola hřídelů na únavu (dynamická bezpečnost)	47
6.11.1	Drážka pro pero pod řemenicí	48
6.11.2	Osazení hřídele	49
6.11.3	Osazení hřídele	50
6.11.4	Drážka pro pero u spojky.....	51
6.12	Sestava převodového mechanismu	52
6.13	Rám	53
6.14	Uchycení motoru k rámu	54
6.15	Uchycení rámu k ocelovému roštu podlahy zkušebny	54
6.16	Spojka pro připojení pastorku motoru s převodovým mechanismem.....	55
6.17	Pružné spojky	56
6.18	Variabilita navrženého převodového mechanismu.....	57
6.19	Ověření nově navrženého převodového mechanismu jako celku	58
7	Závěr.....	59
	Seznam obrázků	62
	Seznam tabulek.....	62



Seznam zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Rozměr
M	Krouticí moment	Nm
ω	Úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$
P	Výkon	W
n	Otáčky	min^{-1}
i_{prim}	Primární převodový poměr	[1]
z_{sk}	Počet zubů spojkového koše	[1]
z_{klik}	Počet zubů na klice motoru	[1]
$i_{celk4th}$	Celkový převodový poměr na 4. rychlostní stupeň	[1]
$z_{4.kola}$	Počet zubů kola 4. rychlostního převodu	[1]
$z_{4.p}$	Počet zubů pastorku 4. rychlostního převodu	[1]
$i_{celk4th}$	Celkový převodový poměr převodovky na 4. rychlostní stupeň	[1]
i_{sek}	Sekundární převodový poměr	[1]
st	Rychlostní stupeň	[1]
M_{kp}	Točivý moment pastorek	Nm
n_p	Otáčky pastorku	min^{-1}
i_{12}	Řemenový převodový poměr	[1]
z_1	Počet zubů hnané řemenice	[1]
z_2	Počet zubů hnací řemenice	[1]
i_{celk}	Celkový převodový poměr řemenového převodu a motoru	[1]
n_k	Maximální (konečné) výstupní otáčky z převodového mechanismu	[1]
M_{kmax}	Maximální (konečný) výstupní točivý moment z převodového mechanismu	Nm



Značka	Veličina	Rozměr
$M_{k\ motoru}$	Točivý moment motoru	Nm
f_1	Základní servisní faktor výrobce Gates	[1]
f_2	Přídavný faktor od převodového poměru Gates	[1]
f_c	Celkový servisní faktor Gates	[1]
P_k	Konstrukční výkon	W
d_{p1}	Roztečný průměr hnací řemenice	mm
p	Rozteč řemenic	mm
d_{p2}	Roztečný průměr hnané řemenice	mm
C	Osová vzdálenost	mm
K	Faktor pro výpočet osově vzdálenosti řemene	[1]
L_p	Délka řemene	mm
F	Tahová síla	N
F_1	Síla v tažné větvi	N
F_2	Síla ve volné větvi	N
F_p	Předepínací síla	N
F_{r1}	Reakční síla na první hřídel	N
F_{r2}	Reakční síla na druhý hřídel	N
θ_1	Úhel opásání hnací řemenice	rad
θ_2	Úhel opásání hnané řemenice	rad
F_r	Výsledná síla na hřídel	N
F_n	Napínací síla	N
η_o	Účinnost ozubení	[1]
$\eta_{\dot{r}}$	Účinnost řemenového převodu	[1]



Značka	Veličina	Rozměr
d_1	Návrhový průměr první hřídele	mm
M_k^I	Krouticí moment na první hřídeli	Nm
τ_D	Dovolené smykové napětí hřídelů	Nmm^{-2}
d_2	Návrhový průměr druhého hřídele	mm
M_k^{II}	Krouticí moment na druhém hřídeli	mm
l_1	Délka první části prvního hřídele	mm
l_2	Délka druhé části prvního hřídele	mm
A	Radiální reakce v podpěře A	N
B	Reakce v podpěře B	N
C	Reakce v podpěře C	N
D	Reakce v podpěře D	N
d_L	Vnitřní průměr ložiska	mm
D_L	Vnější průměr ložiska	mm
C	Dynamická únosnost	N
C_0	Statická únosnost	N
F_L	Síla zatěžující ložisko	N
L_{10N}	Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti	<i>miliony otáček</i>
L_{10h}	Hodinová trvanlivost ložisek	<i>hodiny</i>
x	Souřadnice x po délce hřídele	mm
$d^I(x)$	Průměr prvního hřídele v místě x	mm
$M_o^I(x)_{FR}$	Ohybový moment od radiální síly v místě x prvního hřídele	Nm
$M_k^I(x)$	Krouticí moment v místě x na prvním hřídeli	Nm



Značka	Veličina	Rozměr
$\sigma_o^I(x)$	Ohybové napětí v místě x prvního hřídele	Nmm^{-2}
$\tau^I(x)$	Smykové napětí v krutu v místě x	Nmm^{-2}
$\sigma_{red}^I(x)$	Výsledné redukované napětí v místě x prvního hřídele	Nmm^{-2}
$d^{II}(x)$	Průměr druhého hřídele v místě x	mm
$M_o^{II}(x)_{FR}$	Ohybový moment od radiální síly v místě x druhého hřídele	Nm
$M_k^{II}(x)$	Krouticí moment v místě x na druhém hřídeli	Nm
$\sigma_o^{II}(x)$	Ohybové napětí v místě x druhého hřídele	Nmm^{-2}
$\tau^{II}(x)$	Smykové napětí v krutu v místě x druhého hřídele	Nmm^{-2}
$\sigma_{red}^{II}(x)$	Výsledné redukované napětí v místě x druhého hřídele	Nmm^{-2}
$y_{(max)}$	Maximální průhyb	mm
$y(x)$	Průhyb v místě x	mm
L	Vzdálenost mezi ložisky	mm
y	Průhyb	mm
φ	Natočení	$^\circ$
p_D	Dovolený tlak pera	MPa
b	Šířka pera	mm
h	Výška pera	mm
l'	Celková délka pera	mm
p	Tlak	MPa
τ	Smykové napětí	Nmm^{-2}
d_H	Průměr hřídele	mm
R_m	Mez pevnosti v tahu	Nmm^{-2}



Značka	Veličina	Rozměr
R_e	Výrazná mez kluzu	Nmm^{-2}
R_{ek}	Mez kluzu ve smyku	Nmm^{-2}
ε_0	Součinitel velikosti	[1]
ε_p	Součinitel jakosti povrchu	[1]
$\sigma_{c(-1)}^*$	Mez únavy při stejnosměrném střídavém cyklu pro součást s vrubem (pro reálnou součást)	Nmm^{-2}
$\sigma_{(c-1)}$	Mez únavy při stejnosměrném střídavém cyklu pro zkušební vzorek	Nmm^{-2}
M_V	Výpočtový moment spojky	Nm
K_s	Provozní součinitel spojky	[1]
<i>MKP</i>	Metoda konečných prvků	-



1 Úvod

Bakalářská práce na téma „Návrh převodového mechanismu pro zkušební stanoviště spalovacích motorů“ se zabývá konstrukčním návrhem převodového mechanismu pro motorovou zkušebnu týmu CTU Cartech, který soutěží v rámci studentské soutěže „Formula Student“. Důvodem pro návrh převodového mechanismu byla skutečnost, že současný používaný monopostový motor po úpravě převodovky převyšoval krouticím momentem maximální parametry dynamometru sloužícího k brždění motoru a měření výkonu. Jedná se o ojedinělý problém. Spalovací motory bývají totiž nejčastěji připojeny na dynamometry přímo výstupem klikového hřídele. Motocyklové motory jsou však svým konceptem odlišné a jejich převodová skříň je součástí bloku motoru. Výstupní otáčky a krouticí moment je realizován na výstupním hřídeli převodovky. Existují specializované motorové zkušebny přímo pro motocyklové motory, které mají motorové brzdy s takovými parametry, že jejich měření není žádný problém. Výměna motorové brzdy za novou by však byla velice nákladnou investicí. Bylo tedy nutné navrhnout převodový mechanismus do rychla při současném splnění další podmínky maximálních otáček.

V úvodu práce je stručně představena soutěž „Formula Student“ a tým CTU Cartech. Dále jsou prezentovány způsoby testování spalovacích motorů na motorových zkušebnách a problematika s tím související. V další části jsou zhodnoceny možné způsoby přenosu krouticího momentu na dynamometr a dále je vybrán vhodný způsob přenosu krouticího momentu.

V praktické části práce jsou dále navrženy jednotlivé komponenty převodového mechanismu, které jsou doplněny o stěžejní návrhové a kontrolní výpočty.

Hlavním cílem práce je tedy návrh řešení zkušebního stanoviště spalovacího motoru YZF-R6, kterým bude zajištěno dosažení optimálních výstupních parametrů (krouticí moment, otáčky), které budou splňovat maximální parametry dynamometru. Důraz je kladen na dodržení zásad technologičnosti konstrukce.



2 Formula Student

Formula Student je mezinárodní konstrukční soutěž, ve které soupeří studenti univerzitních týmů celého světa. Soutěž vznikla v roce 1981 v USA. Následně v roce 1998 vznikla evropská odnož této soutěže. Obě tyto soutěže však mají stejný cíl a prakticky se neliší v pravidlech.

Soutěž je zaměřena na vzdělávání a rozvoj zkušeností studentů. Cílem je ročně navrhnout a posléze vyrobit jeden prototyp monopostu formulového typu, který je dále nabídnut potencionálnímu zákazníkovi. K hlavním požadavkům na vůz patří kromě dobré ovladatelnosti, dostatečného výkonu a spolehlivosti také bezpečnost. Zároveň by měl vůz zákazníka na první pohled zaujmout, proto by měl být i na vysoké estetické úrovni. To vše za předpokladu ekologičnosti a co nejnižších výrobních nákladů.

Vítěz je určován na základě bodového hodnocení jednotlivých závodních disciplín. V posledních letech se soutěže zúčastňuje více než 500 univerzitních týmů z celého světa. Konkurence je tedy veliká a záleží na kvalitě každého prvku vozu.

Závodní disciplíny jsou rozděleny do dvou kategorií, na statické a na dynamické. [7]

Disciplíny statické a jejich bodové hodnocení:

Prezentace	75
Konstrukční návrh	150
Analýza nákladů	100

Disciplíny dynamické a jejich bodové hodnocení:

Akcelerace	75
Jízda v osmičce	50
Autocross	150
Endurance	300
Spotřeba paliva	100

Celkem bodů: 1000



2.1 Tým CTU Cartech

Konstrukční tým CTU Cartech je tvořen cca 30 studenty převážně z Fakulty strojní a Fakulty elektrotechnické Českého vysokého učení technického v Praze. Odborné podpory a konzultací se dostává jak od pracovníků ústavů, studentů doktorandských programů, tak od externích odborníků z automobilové praxe. Tým byl založen v roce 2009, kdy také vznikl první vyrobený vůz FS.01. Od té doby se každý rok podle pravidel musí vyrobit vůz nový. [8]



Obr. 1: FS.08. [8]

2.2 Základní pravidla pro spalovací motory

Motory použité k pohonu monopostu musí být pístové, čtyřdobé, spalovací o maximálním zdvihovém objemu 610 cm^3 . V případě použití více motorů naráz nesmí ani jejich společný zdvihový objem spalovacího prostoru překročit 610 cm^3 a přívod vzduchu musí být proveden společným restriktorem.

Restriktor je zařízení sloužící k omezení výkonu. Je částí sacího potrubí, které je umístěno mezi škrticí klapkou a motorem. V pravidlech soutěže je dáno, že vzduch využitý k tvorbě směsi musí projít přes jediný restriktor kruhového průřezu. Průměr restriktoru se liší podle používaného paliva. Hodnota průměru 20 mm je platná pro motory spalující benzín, 19 mm platí pro motory spalující E85 („Ethanol“). Ke směšování paliva je možné použít jak karburátory, tak systémy elektrického vstřikování. [9]

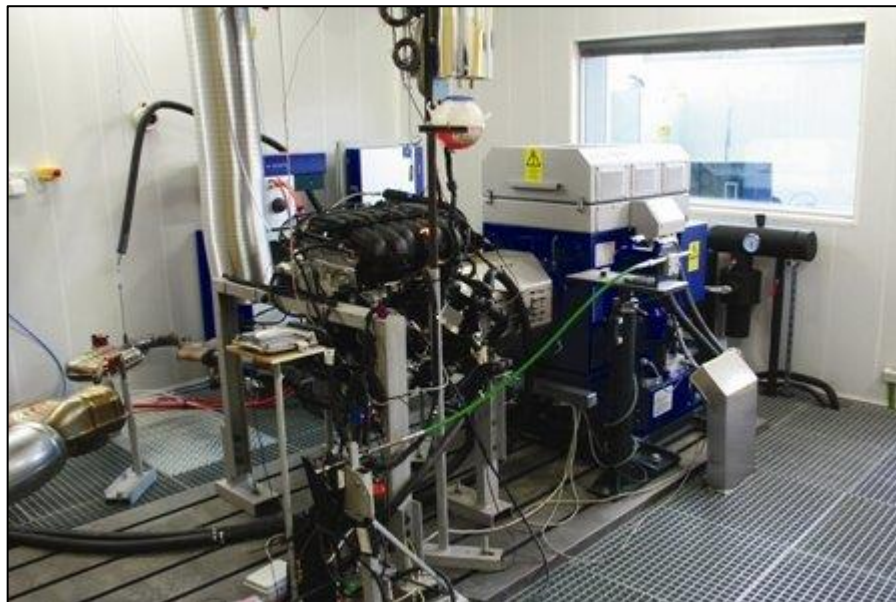


3 Zkušebny spalovacích motorů

Zkušebny spalovacích motorů jsou zařízení sloužící k vývoji, ladění charakteristiky a k testování spalovacích motorů. Jedná se o zařízení, která umožňují testovat spalovací motory při různých provozních podmínkách a na základě výsledků měření případně měnit vstupní parametry a optimalizovat chod motoru k dosažení požadovaných výstupních parametrů. Podle typu zkoušek zjišťujeme výkonové, ekologické či životnostní aspekty motoru.

Nezbytností k provedení zkoušky motoru je demontáž motoru z vozidla a následná instalace motoru na zkušební stanoviště. To obnáší řadu úkonů, připojení výstupního hřídele k dynamometru, zapojení senzorů, elektroinstalace, chlazení, výfukového systému, přívodu paliva a dalších nezbytných zařízení nutných ke správnému provedení zkoušky.

Přesný průběh zkoušek, způsobu a podmínek měření je dán normou ISO 1585: 1992 „Silniční vozidla. Zkoušky motoru. Výkon netto“, a dále normou ČSN 30 2008 „Motory automobilové. Zkoušky na brzdovém stanovišti“. [4], [10], [11]



Obr. 2 Zkušebna spalovacích motorů Roztoky. [17]



3.1 Výkonové brzdy

Hlavním prvkem sloužícím k testování mechanického výkonu motorů je zařízení nazývané výkonová brzda. Označení brzda plyne ze skutečnosti, že proti neznámému točivému momentu motoru působí brzdny moment, který můžeme měřit či dopočítat, případně jeho velikost již známe. Krouticí moment motoru je přenášen přes výstupní hřídel motoru na brzdu či dynamometr. Výkon motoru je pak dopočítán ze vztahu (1):

$$P = M \cdot \omega \quad (1)$$

kde M [Nm] je točivý moment motoru a ω [$rad \cdot s^{-1}$] je úhlová rychlost otáčení motoru.

Dynamometry dělíme na aktivní a pasivní. První zmíněné jsou schopny dvojího režimu. Mohou absorbovat energii vytvořenou motorem, nebo mohou být ve funkci motoru a pohánět zkušební motor. Toho se dá využít k simulování reálných podmínek motoru, a tím je umožněno měřit vnitřní ztráty motorů. Pasivní dynamometry jsou schopny pouze absorbovat energii vytvořenou motorem. Elektrické motorové brzdy nazýváme dynamometry. [10], [12]

3.1.1 Aktivní dynamometry

3.1.1.1 Elektrické stejnosměrné dynamometry

Jedná se o čepově uložený stejnosměrný motor napájený stejnosměrným proudem. Jde vlastně o točivý elektromotor, v jehož vnitřním elektromagnetickém poli je smyčka, kterou protéká proud. Dochází k tvorbě vnitřního magnetického pole se stejnou orientací, jako má magnetické pole vnější. Moment stejnosměrného motoru je regulován proudem kotvy a magnetickým tokem.

Výhody:

- dobře regulovatelné,
- schopnost motor nastartovat a protočit,
- rekuperace energie do sítě,
- levnější než asynchronní dynamometry.

**Nevýhody:**

- velký moment setrvačnosti,
- omezený rozsah otáček,
- vyšší nároky na údržbu díky komutátoru.

3.1.1.2 Asynchronní dynamometry

Pracují na principu střídavých motorů s kotvou na krátko, kde je vytvořeno točivé magnetické pole statoru vzniklé průchodem třífázového proudu vinutím statoru. V rotoru je indukováno napětí a vzniklý proud rotoru vyvolá magnetický tok spřažený se statorem. Silové působení od spřaženého magnetického toku pak otáčí rotorem. Tyto dynamometry se vyrábějí ve výkonech od 1,5 kW do 1000 kW. [5]

Výhody:

- nízká ekonomická náročnost,
- jednoduchá konstrukce.

Nevýhody:

- malá přesnost,
- malý rozsah otáček.

3.1.2 Pasivní dynamometry**3.1.2.1 Vířivé dynamometry**

Průtokem stejnosměrného proudu budícím vinutím dochází ke vzniku magnetického pole. Rotor je tvaru ozubeného kola vyrobeného z oceli. Magnetické pole obíhající spolu s pólovým kotoučem je tedy vůči jeho zubům statické. V chladících komorách však toto pole pulsuje s frekvencí odpovídající frekvenci zubů. Dochází tak k tvorbě vířivých proudů vytvářejících vstřícné pole brzdící rotor. Energie vzniklá bržděním je odváděna ve formě tepla chladícím médiem v chladících komorách. [1], [2], [3]

**Výhody:**

- jednoduchost a nízká cena,
- nízký moment setrvačnosti,
- poměrně velký otáčkový rozsah.

Nevýhody:

- nevhodný pro časté změny výkonů (teplotní šok),
- nutnost správného chlazení.

3.1.2.2 Hydraulické brzdy

Takzvané vodní brzdy, mají na hřídeli umístěný válcový rotor, který se otáčí ve vodotěsné komoře. Otáčkami rotoru vznikají v komoře víry proti lopatkám statoru a hydrodynamickým odporem kapaliny je rotor brzděn. Velikost brzdícího momentu je závislá na množství kapaliny v brzdě. Teplo je nutné odvádět, proto kapalina slouží zároveň i jako chladící médium. Hydraulické brzdy dělíme na brzdy s plněním konstantním, variabilním a diskové brzdy. [1], [2], [3]

Výhody:

- snadná a rychlá regulace brzdícího momentu,
- vysoké maximální otáčky,
- velký rozsah pracovního výkonu.

3.2 Řídící centrum

Součástí každé motorové zkušebny je místnost nazývaná řídicí centrum, která slouží k nastavování vstupních parametrů, a tím k řízení motoru. Pomocí počítače a řídicí jednotky můžeme nastavovat bohatost směsi, předstih zapalování a další hodnoty důležité k optimalizaci chodu motoru.

Pomocí měřících systémů nainstalovaných na motorech můžeme měřit a zaznamenávat hodnoty, které mohou posloužit k další analýze a dalšímu vývoji motoru. [10]

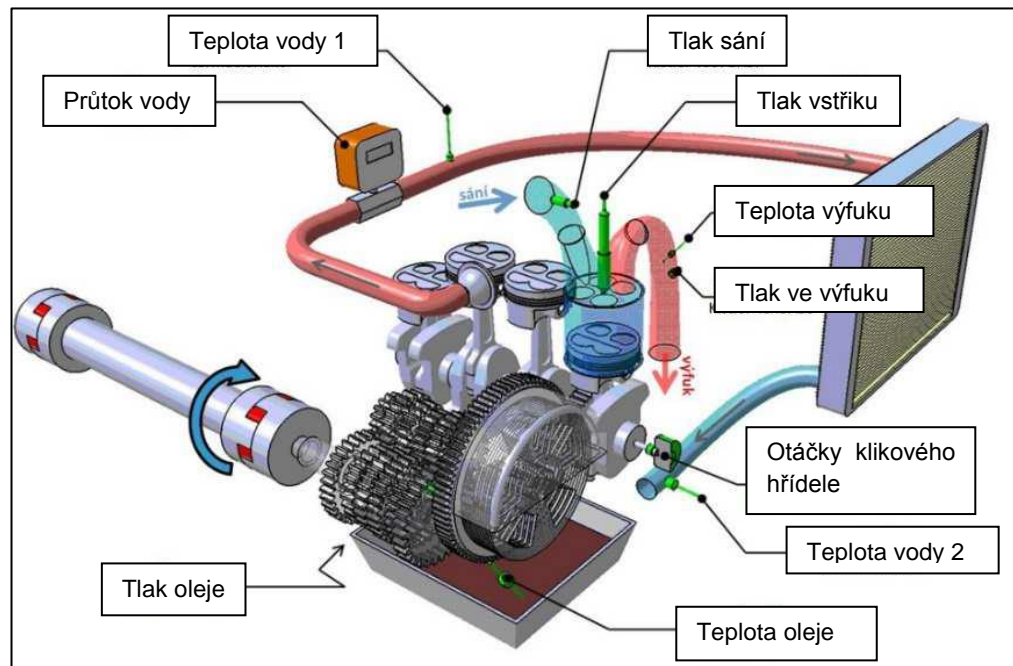
3.3 Měřící systémy

Pomocí snímačů zjišťujeme hodnoty teplot, tlaků a průtoků v jednotlivých místech motoru a stav jeho příslušenství. Důležitými teplotními parametry, které je potřeba zaznamenávat a kontrolovat, jsou teploty oleje, vody, chlazení na vstupu



a výstupu z chladicího systému. Mezi důležité hodnoty patří rovněž tlak oleje sloužícího k mazání motoru, tlak nasávaného vzduchu a tlak paliva a spalovací tlaky.

Důležité jsou i snímače polohy, které nám určují například polohu škrticí klapky, vačkových hřídelů a klikového hřídele.



Obr. 3 Motorová zkušebna: Schéma měřících systémů. [18]



4 Motor Yamaha YZF-R6

Zkoušený motor je originální čtyřdobý řadový 4-válec ze sportovního motocyklu Yamaha YZF-R6, roku výroby 2007. Tento motor vyniká svou spolehlivostí a výkonem. Sériový motor má výkon o hodnotě 91 kW při $14\,500 \text{ min}^{-1}$ a krouticí moment $65,7 \text{ Nm}$ při $11\,500 \text{ min}^{-1}$. Jedná se o vodou chlazený motor. Vodní čerpadlo je společně s olejovou pumpou poháněné řetězem. Motor má sekvenčně řazenou šestistupňovou převodovku přímo součástí bloku motoru. Suchá hmotnost motoru je 57 kg . [13]



Obr. 4: Motor Yamaha YZF-R6 v řezu. [19]

Použitím restriktoru došlo k omezení maximálních využitelných otáček motoru, a tím i ke snížení výkonu. Hodnota výkonu je nyní 62 kW při $10\,900 \text{ min}^{-1}$ a maximální krouticí moment je 61 Nm při $9\,200 \text{ min}^{-1}$. Nová řídicí jednotka umožňuje nastavovat bohatost směsi, délku vstřiku paliva, předstih zapalování a zvládne řídit například i kontrolu trakce. Kvůli použití nové řídicí jednotky bylo zapotřebí použít i jiné snímače a s řídicí jednotkou je zkalibrovat.



5 Možnosti přenosu krouticího momentu na dynamometr

5.1 Řetěz

Řetězový převod slouží k přenosu výkonu až do 1000 kW. Přenos výkonu je uskutečňován pomocí řetězu a řetězových kol. Převodový poměr je stálý a je definován počtem zubů na řetězových kolech.

Výhody:

- vysoká mechanická účinnost,
- snadná montáž a údržba,
- malé napínací síly (nízké namáhání hřídelí a ložisek),
- nízké pořizovací náklady,
- bez skluzu.

Nevýhody:

- nutnost napínání, změna osové vzdálenosti nebo použití napínáků,
- údržba,
- hlučnost při vyšších otáčkách.

5.2 Převodovka s ozubenými koly

Jedná se o nejrozšířenější a nejpoužívanější převodový mechanismus. Dvojice ozubených kol - soukolí, umístěných na hnacím a hnaném hřídeli vytváří kinematické a silové vazby. Díky těmto vazbám a transformaci úhlové rychlosti je přenášen výkon.

Výhody:

- možnost přesného převodového poměru,
- dobrá účinnost, spolehlivost a životnost,
- malé rozměry,
- možnost přenosu velkých výkonů při velkých obvodových rychlostech,
- prakticky bezúdržbové.

**Nevýhody:**

- vysoké požadavky na přesnost výroby,
- netlumení rázů a dynamických zatížení,
- dražší a složitější výroba.

5.3 Ozubené řemeny

Ozubené řemeny slouží k přenosu výkonu nebo krouticího momentu díky tvarovému záběru na ozubených řemenicích s ozubením, které odpovídají typu použitého řemene. Převodový poměr je stálý a je určen počtem zubů na hnací a hnané řemenici.

Výhody:

- bez skluzu,
- vysoká účinnost až 98%,
- malý zástavbový prostor,
- bezúdržbové.

Nevýhody:

- vyšší síly od předpětí,
- nutnost napínání změnou osové vzdálenosti nebo za použití napínacích kladek
- při větších otáčkách nutnost vyvažování řemenic.

5.4 Napojení dynamometru přímo na klikový hřídel

U většiny motorových zkušeben s brzdou je používáno převážně toto řešení, které je však v podmínkách motorové zkušebny týmu nemožné. Důvodem je i fakt, že motocyklový motor má převodovku umístěnou přímo v bloku motoru, což automobilové motory nemají. Tento problém je však možné vyřešit připojením klikového hřídele motoru na spojkový koš, z něhož je možné přenášet výkon přímo na dynamometr.

Výhody:

- splnění požadavku na maximální otáčky a krouticí moment.

Nevýhody:

- nutnost demontování spojky při každém připojení motoru.



6 Návrh převodového mechanismu

Pro přenos krouticího momentu na dynamometr byl po zvážení všech možností vybrán přenos ozubeným řemenem. Bylo nezbytné navrhnout rozměry řemenic pro zajištění správného převodového poměru, vybrat typ, velikost a délku řemene. Dále pak vybrat způsob uložení řemenic, rozměry hřídelů, jejich uložení včetně návrhu valivých ložisek.

Převodový mechanismus je uložen na společném rámu s motorem. Proto je nezbytné zvolit společné uchycení převodového mechanismu i motoru k rámu a také zajistit spojení hřídelů motoru a dynamometru s převodovým mechanismem.

6.1 Parametry dynamometru

Pro zkušební stanoviště je k dispozici stejnosměrný dynamometr výrobce *TES Vsetín* typu *MEZ 1DS 736V*. Tento dynamometr je schopen ubrzdit točivý moment 130 Nm , dalším omezením jsou maximální otáčky 7000 min^{-1} . Dynamometr je však v rámci bezpečnosti předimenzován a zvládne krátkodobě i větší zatížení.

6.2 Návrh převodového poměru

Soutěžní motor *Yamaha YZF-R6* je schopen dodávat maximální točivý moment 61 Nm a maximální výkon 67 kW . Ozubené kolo klikového hřídele má 41 zubů, na spojkovém koši je pak 85 zubů. Primární převodový poměr je vypočten dle vztahu (2):

$$i_{prim} = \frac{z_{sk}}{z_{klik}} = \frac{85}{41} = 2,0732 \quad (2)$$

Čtvrtý rychlostní stupeň má poměr zubů kola 26 ku 18 zubům pastorku. Sekundární převodový poměr čtvrtého stupně tedy spočteme dle rovnice (3):

$$i_{celk4th} = \frac{z_{4.kola}}{z_{4.p}} = \frac{26}{18} = 1,4444 \quad (3)$$

Výsledný převodový poměr, pomocí kterého jsou určeny otáčky a točivý moment na hnací řetězce pohonu při zařazeném čtvrtém rychlostním stupni plyne pak ze vztahu (4):

$$i_{celk} = i_{prim} \cdot i_{4th} = 2,073170732 \cdot 1,444444 = 2,9946 \quad (4)$$



Hodnoty převodových poměrů celé převodovky:

Rychlostní stupeň	st	1	2	3	4	5	6	[1]
Krouticí moment max	M _k	326,697	252,927	210,772	182,669	162,596	145,433	[Nm]
Otáčky max	n _p	2614,042	3376,471	4051,765	4675,113	5252,288	5872,123	[1/min]

Tab. 1 Hodnoty převodových poměrů převodovky YZF-R6. [autor]

V další tabulce můžeme vidět maximální výstupní hodnoty na pastorku motoru:

Rychlostní stupeň	st	1	2	3	4	5	6
Pastorek	z _p	31	32	30	26	27	23
Kolo	z _{kola}	12	16	18	18	21	20
Sekundární převodový poměr	i _{sek}	2,583	2,000	1,667	1,444	1,286	1,150
Celkový převodový poměr	i _{celk}	5,356	4,146	3,455	2,995	2,666	2,384

Tab. 2 Maximální výstupní hodnoty na pastorku. [autor]

Z tab. 2 je patrné, že motor není na dynamometru možno měřit při žádném zařazeném převodovém stupni, protože hodnoty točivých momentů překračují povolené hodnoty dynamometru. To platí i za situace, kdy nově použitá převodovka má pouze první čtyři převodové stupně.

Při volbě řemenic doplňujícího řemenového převodu o počtech zubů hnací řemenice 48 a hnané řemenice 34 dostaneme převodový poměr dle vztahu (5):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{48} = 0,7083 \quad (5)$$

Celkový konečný převodový poměr převodovky včetně doplňkového převodu je získán dle vztahu (6):

$$i_{celk} = i_{celk4th} \cdot i_{12} = 2,9946 \cdot 0,7083 = 2,1212 \quad (6)$$

Pro kontrolu výstupních otáček na dynamometru při otáčkách motoru $14\,000 \text{ min}^{-1}$ byl použit vztah (7):

$$n_k = \frac{n_m}{i_{celk}} = \frac{14000}{2,1212} = 6600,1597 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

Maximální točivý moment je možné určit ze vztahu (8):

$$M_{kmax} = i_{celk} \cdot M_{kmotoru} = 2,1212 \cdot 61 = 129,3908 \text{ Nm} \quad (8)$$

Toto platí při zanedbání účinností ozubených kol a řemenového převodu. Se zohledněním účinností se dostáváme na hodnotu $121,7816 \text{ Nm}$ dle rovnice (9).



Výpočet této hodnoty plyne ze skutečnosti, že účinnost ozubených kol z klikového hřídele na spojkový koš je 0,98 a ozubených kol v převodovce také 0,98. Tyto hodnoty byly voleny na základě obvyklých hodnot účinností ozubených kol včetně valivého uložení. Dále byla zohledněna účinnost převodu ozubeným řemenem, kde uvažujeme rovněž hodnotu účinnosti 0,98. Pak tedy platí vztah (9):

$$M_{k_{skut}} = M_{k_{max}} \cdot \eta_{o1} \cdot \eta_{o2} \cdot \eta_{\dot{\gamma}} = 129,3908 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 121,7816 \text{ Nm} \quad (9)$$

Tento výsledný převodový poměr převodovky a doplňkového převodu tedy splňuje podmínky maximálního točivého momentu 130 Nm a maximálních otáček 7000 min^{-1} platných pro dynamometr.

6.3 Návrh synchronního řemenového převodu

Ke správné volbě řemenového převodu je potřeba znát několik základních faktorů:

- vstupní výkon a otáčky,
- typ hnaného stroje,
- požadované otáčky a výstupní výkon,
- potřebnou osovou vzdálenost,
- plánovanou životnost převodu.

Na základě těchto vstupních parametrů mohou být dále voleny faktory ovlivňující provoz řemenového převodu.

6.3.1 Servisní faktor

Životnost řemenového převodu závisí na konkrétním použití a funkci, kterou daný převod zastává. Správnou volbou servisních faktorů je možno stanovit optimální variantu pohonu. [5]

Základní servisní faktor byl podle pokynů výrobce zvolen $f_1 = 1,6$. Tato volba byla dána skutečností, že hnacím strojem je pístový spalovací motor. Hnaným strojem je dynamometr a provoz pohonu není příliš častý, maximálně pár hodin denně.

Přídavkem k servisnímu faktoru je faktor od převodového poměru. Pro řešený případ byl zvolen faktor z tab. 3 $f_2 = 0,1$.



Speed-up ratio range	Additional factor
1 to 1.24	none
1.25 to 1.74	0.1
1.75 to 2.49	0.2
2.50 to 3.49	0.3
3.50 and over	0.4

Tab. 3 Tabulka pro volbu faktoru od převodového poměru [5]

Celkový servisní faktor bude tedy dle vztahu (10):

$$f_c = f_1 + f_2 = 1,6 + 0,1 = 1,7 \quad (10)$$

6.3.2 Výpočet konstrukčního výkonu

Konstrukční výkon byl zjištěn vynásobením vstupního výkonu servisním faktorem dle rovnice (11):

$$P_k = f_c \cdot P = 1,7 \cdot 67 = 113,9 \text{ kW} \quad (11)$$

6.3.3 Volba rozteče řemene

Podle výkonu a výstupních otáček byla zvolena rozteč řemene. Každý výrobce udává své postupy pro vhodnou volbu pohonu. Podle postupů výrobce Gates byla zvolena rozteč 8MGT. [5]

6.3.4 Volba řemenic, délky řemene a osové vzdálenosti

Jelikož byly velikosti řemenic zvoleny tak, aby byly splněny požadavky zadání, bylo dále nezbytné určit délku řemene a vypočítat osovou vzdálenost. Z katalogu Gates byl zvolen řemen s označením 720-8MGT. Počet zubů řemene je 90. Hlavní rozměry použité k dalším výpočtům byly roztečné průměry řemenic. Roztečný průměr hnací řemenice byl získán s využitím vztahu (12):

$$d_{p1} = \frac{z_1 \cdot p}{\pi} = \frac{48 \cdot 8}{\pi} = 122,231 \text{ mm} \quad (12)$$

Obdobně byla vypočtena dle vztahu (13) velikost roztečné kružnice hnané řemenice:

$$d_{p2} = \frac{z_2 \cdot p}{\pi} = \frac{34 \cdot 8}{\pi} = 86,58 \text{ mm} \quad (13)$$



Osová vzdálenost řemenic byla pak vypočtena podle rovnic (14), (15), (16):

$$C = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \cdot (d_{p1} - d_{p2})^2}}{16} \text{ [mm]} \quad (14)$$

K bylo zjištěno ze vztahu (15) doporučeného výrobcem:

$$K = 4 \cdot Lp - 6,28(d_{p1} + d_{p2}) = 4 \cdot 720 - 6,28 \cdot (122,231 + 86,58) = 1568,665 \text{ mm} \quad (15)$$

Výsledná osová vzdálenost byla tedy určena dle vztahu (16):

$$C = \frac{K + \sqrt{K^2 - 32 \cdot (d_{p1} - d_{p2})^2}}{16} = \frac{1568,665 + \sqrt{1568,665^2 - 32 \cdot (122,231 - 86,58)^2}}{16} = 195,27 \text{ mm} \quad (16)$$

6.3.5 Volba šířky řemene

Pro zjištění maximálního přenášeného výkonu řemene, a tedy i pro jeho správnou volbu, je nezbytná znalost otáček rychlejší (hnané) řemenice a jejich rozměrů. V řešeném případě se jedná o řemenici se 34 zuby a otáčkami maximálně 7000 min^{-1} . Jelikož tabulka výrobce Gates uvádí maximální hodnotu otáček pouze 5500 min^{-1} , byla využita lineární regrese. Lineární regresí $y = a + b \cdot x$ byla stanovena konstanta $a = 1,735$ a směrnice $b = 0,007$. Pak tedy maximální přenášený výkon mohl být určen z rovnice (17):

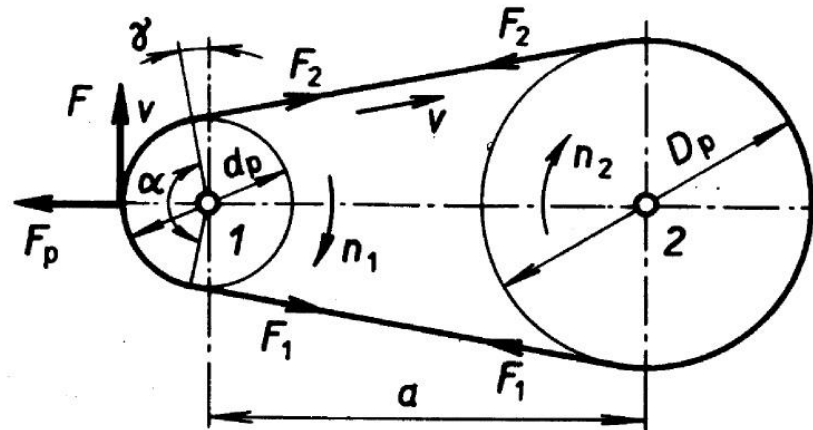
$$y = 1,735 + 0,007 \cdot 7000 = 50,735 \text{ kW} \quad (17)$$

Po vynásobení hodnoty přenášeného maximálního výkonu součinitelem šířky řemene 4,75 a korekčním součinitelem délky řemene 0,9 bylo zjištěno, že je možné použít řemen o šířce 50 mm, nebo o šířce 85 mm. V rámci bezpečnosti a po konzultaci s výrobcem byl zvolen řemen o šířce 85 mm. Maximální přenášený výkon zvoleného řemene při těchto otáčkách a rozměrech hnané řemenice je 216,9 kW. [5]



6.4 Silové poměry

6.4.1 Obecné vztahy



Obr. 5 Silové poměry na ozubený převod. [1]]

Předepnutím řemene za klidu dochází k vyvození předpětí F_p v jeho větvích. Sílu, která přenáší výkon z hnací řemenice na hnanou, nazýváme tahovou silou F , která je určena ze vztahu (18):

$$F = \frac{P \cdot 1000}{v} = \frac{P \cdot 1\,000}{\frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_1}{1\,000 \cdot 60}} = \frac{67 \cdot 1\,000}{\frac{\pi \cdot 122,231 \cdot 4\,675,113}{60\,000}} = 2\,239,23 \text{ N} \quad (18)$$

Při přenosu výkonu se však v tažné větvi síla zvětší na tahovou sílu F_1 , a ve volné větvi se zmenší na tahovou sílu F_2 . Vzájemná vazba mezi těmito silami je dána rovnicí (19):

$$F = F_1 - F_2 [\text{N}] \quad (19)$$

Předpětí řemene je nezbytné pro správný záběr zubů, a je tím rovněž zabráněno průhybu řemene ve volné větvi. Ke stanovení správné velikosti předpětí je nutné posoudit konkrétní parametry pohonu a zohlednit způsob napínání. Řemen napínáme buď změnou osové vzdálenosti, nebo použitím napínací kladky. Ve většině případů pracují ozubené řemeny nejlépe, když je ve volné větvi síla F_2 rovna (10 až 30) % velikosti tahové síly F . Tomuto požadavku odpovídá síla určená dle vztahu (20):



$$F_2 = \frac{30 \cdot F}{100} = \frac{30 \cdot 2239,23}{100} = 671,769 \text{ N} \quad (20)$$

Síla F_1 byla pak určena vyjádřením rovnice (21):

$$F_1 = F + F_2 = 2239,23 + 671,769 = 2910,999 \text{ N} \quad (21)$$

Velikost předepínací síly F_p byla pak určena ze vztahu (22):

$$F_p = F_1 - \frac{F}{2} = 2910,999 - \frac{2239,23}{2} = 1\,791,384 \text{ N} \quad (22)$$

Ověření správné velikosti předpětí řemene se obvykle zjišťuje měřením průhybu řemene v místě působení kontrolní napínací síly F_n . Způsob měření předpětí, měřicí nástroje a konkrétní postupy je možné nalézt v příručkách výrobce. [1], [2]

6.4.2 Zatížení hřídelů

V těchto pohonech jsou výsledné reakční síly F_{r1} a F_{r2} jak na hnací, tak i na hnaný hřídel stejné a vychází z rovnováhy sil. Jejich velikost vychází ze vztahu (23):

$$F_{r1,r2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\theta_1} [N] \quad (23)$$

Kde úhly opásání řemenic θ_1 a θ_2 jsou určeny dle vztahů (24) a (25):

$$\theta_2 = 2 \cdot \arccos \frac{(d_{p1} - d_{p2})}{2 \cdot c} = 2 \cdot \arccos \frac{(122,231 - 86,58029)}{2 \cdot 195,2695} = 2,959 \text{ rad} \quad (24)$$

$$\theta_1 = 2 \cdot \pi - \theta_2 = 2 \cdot \pi - 2,958766 = 3,324 \text{ rad} \quad (25)$$

Výsledná síla působící na hřídel F_r je potom vypočtena z rovnice (26):

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\theta_1} = \\ &= \sqrt{2910,999^2 + 671,769^2 - 2 \cdot 2910,999 \cdot 671,769 \cdot \cos(3,324)} = 3\,573,694 \text{ N} \end{aligned} \quad (26)$$

Vektor výsledné síly F_r je odkloněn u vodorovného převodu od horizontálního směru o úhel γ . Úhel γ je možné stanovit ze vztahů (27) a (28):

$$\sin\gamma = \frac{(F_1 - F_2) \cdot \sin\delta}{F_r} = \frac{F \cdot \sin\delta}{F_r} \quad (27)$$



$$\gamma = \arcsin\left(\frac{F \cdot \sin\delta}{F_r}\right) = \arcsin\left(\frac{2239,23 \cdot 0,0959}{3573,66}\right) = 3,44^\circ \quad (28)$$

Složky síly F_r do směrů x a y byly určeny dle vztahů (29) a (30):

$$F_{rx} = F_r \cdot \cos\gamma = 3573,66 \cdot \cos(3,44) = 3567,22 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{ry} = F_r \cdot \sin\gamma = 3573,66 \cdot \sin(3,44) = 214,43 \text{ N} \quad (30)$$

U vodorovných převodů při malých úhlech γ se však obvykle F_{ry} zanedbává. $F_{ry} = 0$ [1], [2]

6.4.3 Gates DF- Pro

Každý výrobce uvádí své vlastní postupy pro přesné zjištění výsledných napětí a sil v řemenových převodech. V těchto postupech jsou v potaz brány i materiálové vlastnosti řemenů a další parametry, které jsou ve výpočtech zohledňovány pro co nejpřesnější a nejvýhodnější výběr správného řemene. Jedná se však o firemní „know-how“ a přesné postupy nejsou nikde zveřejněny. Takovýto program byl poskytnut i výrobcem Gates. Výsledné hodnoty výpočtů z tohoto programu pro návrh řemenového převodu jsou uvedeny v tab. 4:

VSTUP		Info. o pohonu	Hnací	Hnaný
Poměr otáček:	1,41 Do rychla	Otáčky za minutu:	4675,0	6591,8 +4%/-4%
Výkon motoru:	67 kW, Účinnost: 100,00%	Maximální obvodová rychlost:	33 m / s	33 m / s
Provozní faktor:	1,6 / 1,7 Adjustovaný	Kontrolovaná pouzdra:	Žádná	
Konstr. výkon:	107,2 kW	Kontrolované řemeny:	PowerGrip GT3	
Středová vzdálenost:	180 až 220 mm			
ZVOLENÝ POHON				
Typ řemene:	PowerGrip GT3 - 8MGT	Řemen	Hnací	Hnaný
		Díl č.:	720-8MGT3-85	48-8M-85
		Produkt č.:	9356-50319	34-8M-85
Poměr otáček:	1,41 Do rychla	Horní šířka:	--	170,0 mm
Rychlost hnaná:	6600,0	Hmotnost:	355 g	170,0 mm
Nominální výkon:	181,18 kW	Obv. rychl. m/s:	29,9 m / s	29,6 m / s
Na hřídel:	2875 N	Otáčky za minutu:	2493,1	29,4 m / s
Středová vzdálenost:	195,2 mm	Průzdro položka č.:	--	2517
Instalační tolerance:	160,1 mm až 195,9 mm	Průzdro:	--	1615
		Dira:	--	16,0 mm - 63,5 mm
		Bolt točivého momentu:	--	12,7 mm - 42,0 mm
		Roztečný průměr:	--	49 Nm
				20 Nm
				122,2 mm
				86,58 mm
NAPĚTÍ				
	Nový řemen	Použitý řemen		
Statické napětí (na drážku/žebro):	1712 až 1883 N	1198 až 1370 N		
Statický Belt Pull (Celková síla):	3379 až 3717 N	2366 až 2704 N		
Průhyb na drážku/žebro:	4,00 mm	4,00 mm	Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změňte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	17 až 18 kgf	13 až 14 kgf		
Sonic - měřič napětí:	1712 až 1883 N	1198 až 1370 N		
Frekvence řemene:	152 až 159 Hz	127 až 136 Hz		
Nastavení Sonicu:	Hmoty 5,8g / m, Šířka: 85 mm/#R, Rozpětí: 194 mm			

Tab. 4 Výsledné hodnoty z programu Gates DF- Pro. [program Gates DF- Pro]



V dalších návrhových výpočtech budou uvažovány výsledné hodnoty sil a napětí od výrobce. Nejdůležitější je síla zatěžující hřídel $F_r = 2875 \text{ N}$. Pro kontrolu správného napnutí řemene je důležitá síla působící na řemen ve středu osově vzdálenosti převodu $F_n = 17 \div 18 \text{ kgf} \cong 167 \div 177 \text{ N}$, která způsobí průhyb řemene o velikosti 4 mm.

6.5 Předběžný návrh hřídelů

6.5.1 Krouticí momenty na hřídelích

1. hřídel

Primární převodový poměr	$i_{prim} = 2,0732$
Převodový poměr 4. rychlostního stupně	$i_{4th} = 1,4444$
Účinnost ozubených soukolí převodovky	$\eta_o = 0,98$
Maximální točivý moment motoru	$M_{km} = 61 \text{ Nm}$

Krouticí moment na prvním hřídeli M_{kI} byl zjištěn dle vztahu (31):

$$M_{kI} = M_{km} \cdot i_{prim} \cdot \eta \cdot i_{celk4th} \cdot \eta = 61 \cdot 2,0732 \cdot 0,98 \cdot 1,4444 \cdot 0,98 = 175,4328 \text{ Nm} \quad (31)$$

2. hřídel

Převodový poměr řemenového převodu	$i_{1,2} = 0,7083$
Účinnost řemenového převodu	$\eta_r = 0,98$

Krouticí moment na druhém hřídeli M_{kII} byl podobně zjištěn dle vztahu (32):

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_r = 175,4328 \cdot 0,7083 \cdot 0,98 = 121,7738 \text{ Nm} \quad (32)$$

6.5.2 Předběžný návrh průměrů hřídelů

Předběžný průměr pro 1. hřídel vychází ze vztahu (33):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 175\,432,8}{25 \cdot \pi}} = 32,9392 \text{ mm} \quad (33)$$

Kde $\tau_D = 25 \text{ Nmm}^{-2}$.



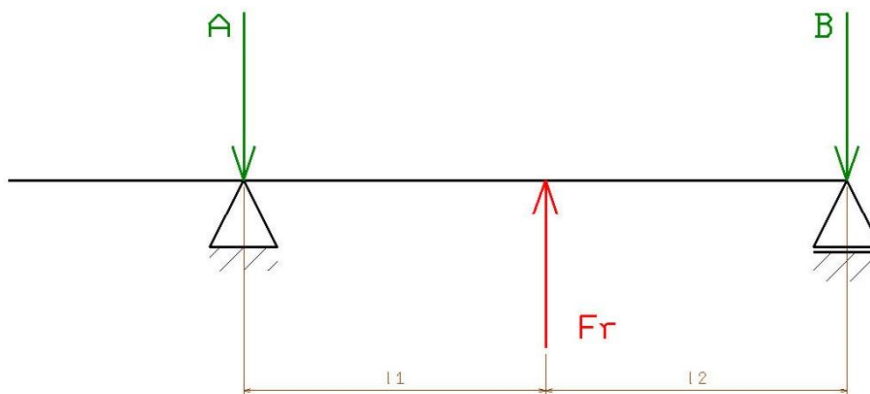
Předběžný průměr pro 2. hřídel je zjištěn obdobně ze vztahu (34):

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 121\,773,8}{20 \cdot \pi}} = 31,4170 \text{ mm} \quad (34)$$

Kde $\tau_D = 20 \text{ Nmm}^{-2}$. [3]

6.6 Výpočet reakcí v podpěrách (ložiskách) hřídelů

1. hřídel

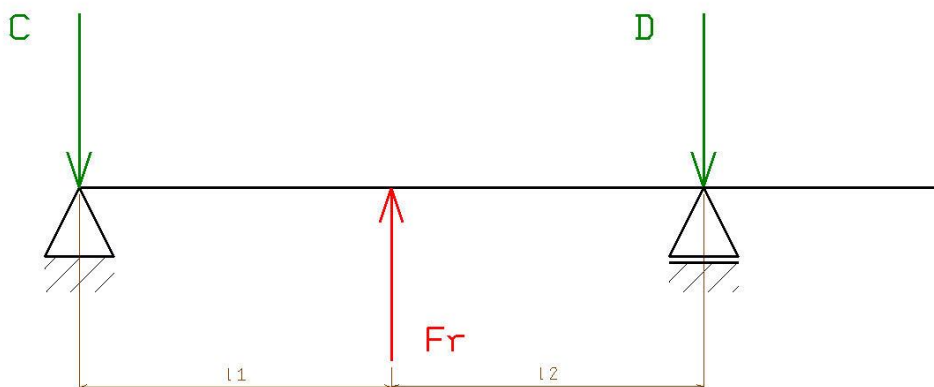


Obr. 6: Silové účinky na první hřídel. [autor]

Vzdálenost působíště síly F_r od podpěry A: $l_1 = 80 \text{ mm}$

Vzdálenost působíště síly F_r od podpěry B: $l_2 = 80 \text{ mm}$

2. hřídel



Obr. 7: Silové účinky na druhý hřídel. [autor]

Vzdálenost působíště síly F_r od podpěry C: $l_1 = 80 \text{ mm}$

Vzdálenost působíště síly F_r od podpěry D: $l_2 = 80 \text{ mm}$



6.6.1 Rovnice rovnováhy

1. hřídel

$$y: F_r - A - B = 0 \quad (35)$$

$$M_A: F_r \cdot l_1 - B \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (36)$$

2. hřídel

$$y: -F_r + C + D = 0 \quad (37)$$

$$M_C: -F_r \cdot l_1 + C \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (38)$$

6.6.2 Výsledné reakce

1. hřídel

$$B = \frac{F_r \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{2875 \cdot 80}{(80 + 80)} = 1\,437,5 \text{ N} \quad (39)$$

$$A = F_r - B = 2875 - 1437,5 = 1\,437,5 \text{ N} \quad (40)$$

2. hřídel

$$C = \frac{F_r \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{2875 \cdot 80}{(80 + 80)} = 1437,5 \text{ N} \quad (41)$$

$$D = F_r - C = 2875 - 1437,5 = 1437,5 \text{ N} \quad (42)$$

6.7 Návrh a kontrola valivých ložisek

Všechna ložiska byla zvolena stejná z důvodu jednoduchosti konstrukce. Bylo zvoleno tukem plněné, oboustranně zakrytované, jednořadé kuličkové ložisko SKF Explorer 6309-2Z. Kontrola ložisek na dynamickou únosnost byla provedena pro zatížení maximální velikostí reakce z obou řešených případů, tzn. $A = B = C = D = 1437,5 \text{ N}$. Jelikož se ale jedná o ozubený převod, je vhodné vynásobit radiální sílu provozním součinitelem, který byl výrobcem SKF stanoven z rázových sil a účinnosti ozubeného řemenového převodu na hodnotu 1,3. Výsledná reakce zatěžující ložisko pak bude určena rovnicí (43):

$$F_L = 1,3 \cdot A = 1,3 \cdot 1437,5 = 1\,868,75 \text{ N} \quad (43)$$

**Parametry kuličkového ložiska SKF Explorer 6309-2Z:**

Vnitřní průměr:	$d_L = 45 \text{ mm}$
Vnější průměr:	$D_L = 100 \text{ mm}$
Šířka ložiska:	$B = 25 \text{ mm}$
Referenční otáčky:	$17\,000 \text{ min}^{-1}$
Mezní otáčky:	$8\,500 \text{ min}^{-1}$
Dynamická únosnost:	$C = 55,3 \text{ kN}$
Statická únosnost:	$C_0 = 31,5 \text{ kN}$

Ložisko je zatěžováno pouze radiální silou, proto pouze F_L .

Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti je pak dána rovnicí (44):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_L}\right)^3 = \left(\frac{55\,300}{1868,75}\right)^3 = 25\,913,244 \text{ milionu otáček} \quad (44)$$

Za předpokladu, že budou průměrné otáčky za dobu experimentálního provozu dosahovat hodnoty $5\,000 \text{ min}^{-1}$, pak bude určena hodinová trvanlivost ložiska vztahem (45):

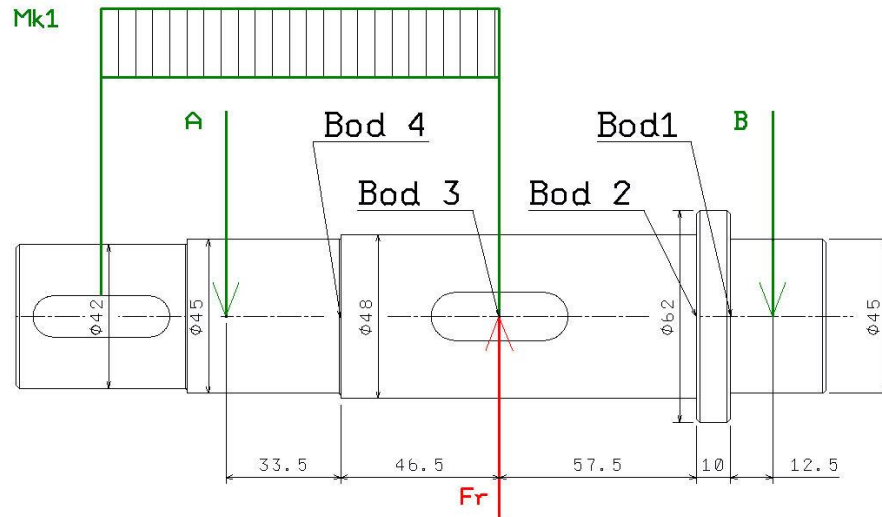
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 5\,000} \cdot 25\,913,244 = 86\,377,4785 \text{ hodin} \quad (45)$$

Ložisko vychází tedy předimenzované hlavně z důvodu jednoduchosti tvaru hřídelů. Rozdíl v ceně těchto ložisek podobných rozměrů je však zanedbatelný. Vyšší trvanlivost těchto ložisek je zde výhodná vzhledem k možnosti případné výměny zkoušeného motoru za nový, nebo v případě možné změny převodového poměru doplňkového řemenového převodu, což by mohlo mít za následek zvýšení radiálního zatížení ložisek.



6.8 Kontrola statické pevnosti hřídelů

6.8.1 1. hřídel



Obr. 8: Schéma prvního hřídele. [autor]

Obecné rovnice ohybových momentů:

$$M_o^I(x) = -A \cdot x \quad (46)$$

$$x \in \langle 0; l_1 \rangle$$

$$M_o^I(x) = -A \cdot x + F_R \cdot (x - l_1) \quad (47)$$

$$x \in \langle l_1; l_1 + l_2 \rangle$$

Dosazení do rovnic ohybových momentů:

$$M_o^I(x) = -1437,5 \cdot x$$

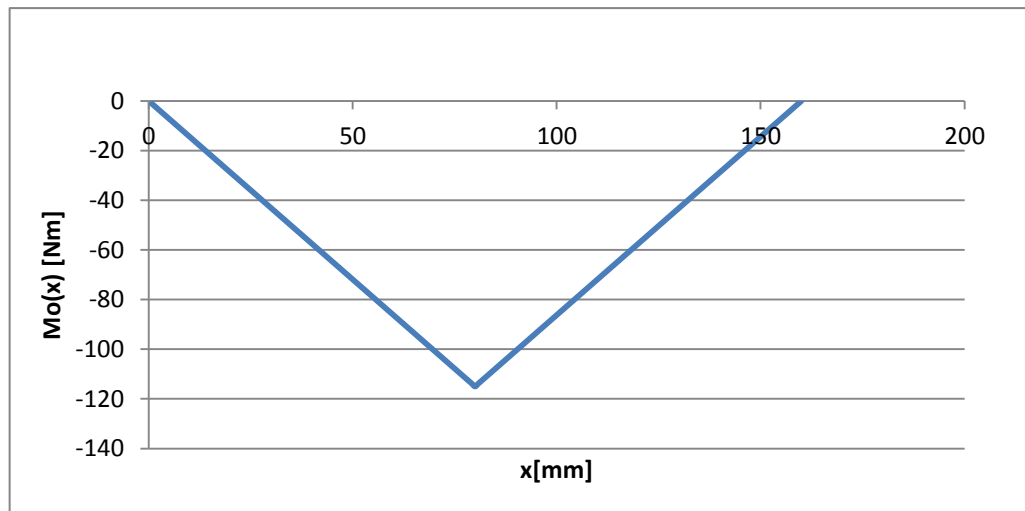
$$x \in \langle 0; 80 \rangle$$

$$M_o^I(x) = -1437,5 \cdot x + 2875 \cdot (x - 80)$$

$$x \in \langle 80; 160 \rangle$$



Průběh ohybového momentu prvního hřídele:



Obr. 9: Průběh ohybového momentu prvního hřídele. [autor]

Redukovaná napětí ve vybraných místech:

Bod 1:

Poloha bodu: $x = 12,5 \text{ mm}$

Průměr v místě: $d^I(4) = 45 \text{ mm}$

Ohybový moment:

$$M_o^I(12,5)_{FR} = \frac{-1437,5 \cdot 12,5}{1000} = -17,969 \text{ Nm}$$

Krouticí moment:

$$M_k^I(12,5) = 0 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o^I(12,5) = \frac{M_o^I(12,5)}{W_o^I(12,5)} = \frac{32 \cdot M_o^I(12,5)}{\pi \cdot (d^I(12,5))^3} = \frac{32 \cdot (-17,9688) \cdot 1000}{\pi \cdot 45^3} = -2,009 \text{ Nmm}^{-2} \quad (48)$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau^I(12,5) = 0 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red}^I(12,5) = \sqrt{(\sigma_o^I(12,5))^2 + (\alpha \cdot \tau^I(12,5))^2} = |\sigma_o^I(12,5)| = 2,009 \text{ Nmm}^{-2} \quad (49)$$



Bod 2:

Poloha bodu: $x = 22,5 \text{ mm}$

Průměr v místě: $d^I(22,5) = 48 \text{ mm}$

Ohybový moment:

$$M_o^I(22,5)_{FR} = \frac{-1437,5 \cdot 22,5}{1000} = -32,344 \text{ Nm}$$

Krouticí moment:

$$M_k^I(22,5) = 0 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o^I(22,5) = \frac{M_o^I(22,5)}{W_o^I(22,5)} = \frac{32 \cdot M_o^I(22,5)}{\pi \cdot (d^I(22,5))^3} = \frac{32 \cdot (-32,344) \cdot 1000}{\pi \cdot 48^3} = -2,979 \text{ Nmm}^{-2}$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau^I(22,5) = 0 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red}^I(22,5) = \sqrt{(\sigma_o^I(22,5))^2 + (\alpha \cdot \tau^I(22,5))^2} = |\sigma_o^I(22,5)| = 2,979 \text{ Nmm}^{-2}$$

Bod 3:

Poloha bodu: $x = 80 \text{ mm}$

Průměr v místě: $d^I(80) = 48 \text{ mm}$

Ohybový moment:

$$M_o^I(80)_{FR} = \frac{-1437,5 \cdot 80 + 2875 \cdot (80 - 80)}{1000} = -115 \text{ Nm}$$

Krouticí moment:

$$M_k^I(80) = 175,436 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o^I(80) = \frac{M_o^I(80)}{W_o^I(80)} = \frac{32 \cdot M_o^I(80)}{\pi \cdot (d^I(80))^3} = \frac{32 \cdot (-115) \cdot 1000}{\pi \cdot 48^3} = -10,592 \text{ Nmm}^{-2}$$

**Smykové napětí v krutu:**

$$\tau^I(80) = \frac{M_k^I(80)}{W_k^I(80)} = \frac{16 \cdot M_k^I(80)}{\pi \cdot (d^I(80))^3} = \frac{16 \cdot 175,436 \cdot 1000}{\pi \cdot 48^3} = 8,079 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^I(80) &= \sqrt{(\sigma_o^I(80))^2 + (\alpha \cdot \tau^I(80))^2} = \\ &= \sqrt{(-10,592)^2 + (\sqrt{3} \cdot 8,079)^2} = \mathbf{15,747 \text{ Nmm}^{-2}} \end{aligned}$$

Bod 4:Poloha bodu: $x = 126,5 \text{ mm}$ Průměr v místě: $d^I(126,5) = 45 \text{ mm}$ **Ohybový moment:**

$$M_o^I(126,5)_{FR} = \frac{-1437,5 \cdot 126,5 + 2875 \cdot (126,5 - 80)}{1000} = \mathbf{-48,156 \text{ Nm}}$$

Krouticí moment:

$$M_k^I(126,5) = 175,436 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_o^I(126,5) &= \frac{M_o^I(126,5)}{W_o^I(126,5)} = \frac{32 \cdot M_o^I(126,5)}{\pi \cdot (d^I(126,5))^3} = \frac{32 \cdot (-48,156) \cdot 1000}{\pi \cdot 45^3} \\ &= \mathbf{-5,383 \text{ Nmm}^{-2}} \end{aligned}$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau^I(126,5) = \frac{M_k^I(126,5)}{W_k^I(126,5)} = \frac{16 \cdot M_k^I(126,5)}{\pi \cdot (d^I(126,5))^3} = \frac{16 \cdot 175,436 \cdot 1000}{\pi \cdot 45^3} = 9,805 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_{red}^I(126,5) &= \sqrt{(\sigma_o^I(126,5))^2 + (\alpha \cdot \tau^I(126,5))^2} = \sqrt{(-5,383)^2 + (\sqrt{3} \cdot 9,805)^2} \\ &= \mathbf{15,131 \text{ Nmm}^{-2}} \end{aligned}$$

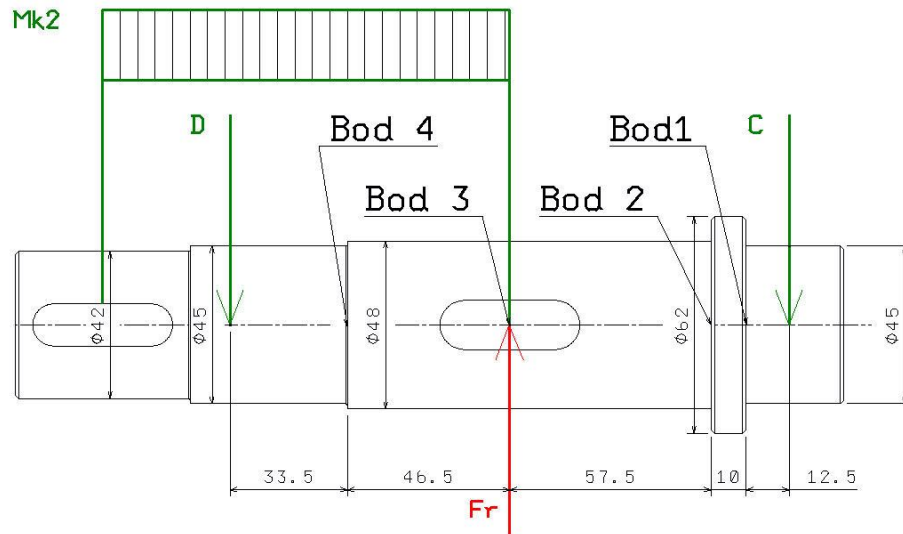
Vyhodnocení:

V ověřovaných místech prvního hřídele nebyla překročena hodnota maximálního dovoleného napětí σ_d . ($\sigma_d = 60 - 80 \text{ Nm}$). $\sigma_d = \mathbf{60 - 80 \text{ Nmm}^2}$



6.8.2 2. hřídel

Druhý hřídel je zatížen stejnými silami od ozubeného řemene, liší se pouze hodnota krouticího momentu a jeho otáčky. Rozměry druhého hřídele jsou shodné s prvním. Statická kontrola druhého hřídele byla tedy provedena stejným způsobem jako u prvního hřídele, proto uvádím pouze výsledky z programu Excel viz příloha č [1].



Obr. 10: Schéma druhého hřídele. [autor]

Bod 1:

Poloha bodu:

$$x = 12,5 \text{ mm}$$

Průměr v místě:

$$d^{II}(4) = 45 \text{ mm}$$

Ohybový moment:

$$M_o^{II}(12,5)_{Fr} = -17,969 \text{ Nm}$$

Krouticí moment:

$$M_k^{II}(12,5) = 0 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o^{II}(12,5) = -2,009 \text{ Nmm}^{-2}$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau^{II}(12,5) = 0 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red}^{II}(12,5) = 2,009 \text{ Nmm}^{-2}$$

**Bod 2:**

Poloha bodu:	$x = 22,5 \text{ mm}$
Průměr v místě:	$d^{II}(22,5) = 48 \text{ mm}$
Ohybový moment:	$M_o^{II}(22,5)_{FR} = -32,344 \text{ N}$
Krouticí moment:	$M_k^{II}(22,5) = 0 \text{ Nm}$
Ohybové napětí:	$\sigma_o^{II}(12,5) = -2,979 \text{ Nmm}^{-2}$
Smykové napětí v krutu:	$\tau^{II}(22,5) = 0 \text{ Nmm}^{-2}$
Výsledné redukované napětí:	$\sigma_{red}^{II}(126,5) = 2,979 \text{ Nmm}^{-2}$

Bod 3:

Poloha bodu:	$x = 80 \text{ mm}$
Průměr v místě:	$d^{II}(80) = 48 \text{ mm}$
Ohybový moment:	$M_o^{II}(80)_{FR} = -115 \text{ N}$
Krouticí moment:	$M_k^{II}(80) = 121,782 \text{ Nm}$
Ohybové napětí:	$\sigma_o^{II}(80) = -10,592 \text{ Nmm}^{-2}$
Smykové napětí v krutu:	$\tau^{II}(80) = 5,608 \text{ Nmm}^{-2}$
Výsledné redukované napětí:	$\sigma_{red}^{II}(80) = 13,327 \text{ Nmm}^{-2}$

Bod 4:

Poloha bodu:	$x = 126,5 \text{ mm}$
Průměr v místě:	$d^{II}(126,5) = 45 \text{ mm}$
Ohybový moment:	$M_{oII}^{II}(126,5)_{FR} = -48,156 \text{ N}$
Krouticí moment:	$M_k^{II}(126,5) = 121,782 \text{ Nm}$
Ohybové napětí:	$\sigma_o^{II}(126,5) = -5,383 \text{ Nmm}^{-2}$
Smykové napětí v krutu:	$\tau^{II}(126,5) = 6,806 \text{ Nmm}^{-2}$
Výsledné redukované napětí:	$\sigma_{red}^{II}(126,5) = 11,195 \text{ Nmm}^{-2}$

Vyhodnocení:

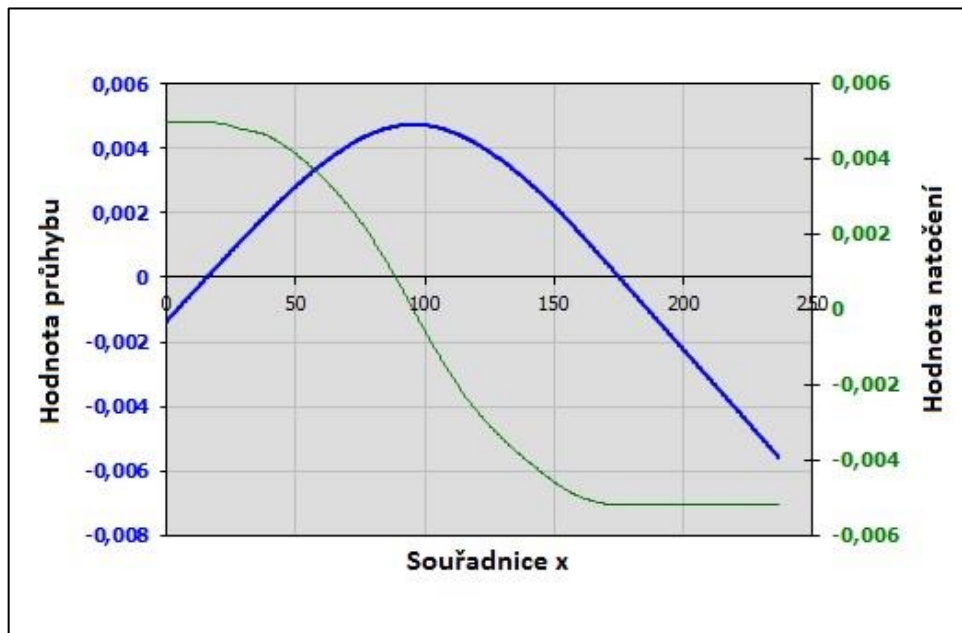
V ověřovaných místech druhého hřídele nebyla překročena hodnota maximálního dovoleného napětí σ_d . ($\sigma_d = 60 - 80 \text{ Nm}$).



6.9 Kontrola ohybové a torzní tuhosti hřídelů

Hodnoty ohybových a torzních deformací v jednotlivých místech hřídelů byly vypočteny s využitím programu MITCalc (verze 1.7).

1.hřídel



Obr. 11: Graf průhybu a natočení prvního hřídele. [autor, MITCalc]

Hodnota maximálního průhybu bude v místě uložení ozubené řemenice. Zde by hodnota průhybu neměla překročit hodnotu plynoucí ze vztahu: (50):

$$y = \frac{L}{3000} \rightarrow y_{(max)} = \frac{160}{3000} = 0,05\bar{3} \text{ mm} \quad (50)$$

kde L je vzdálenost mezi ložisky.

$$y_{(95,5)} = 0,0047 \text{ mm}$$

$$y_{(max)} > y_{(95,5)}$$

Podmínka maximálního průhybu prvního hřídele je splněna.



Hodnoty natočení v podpěrách:

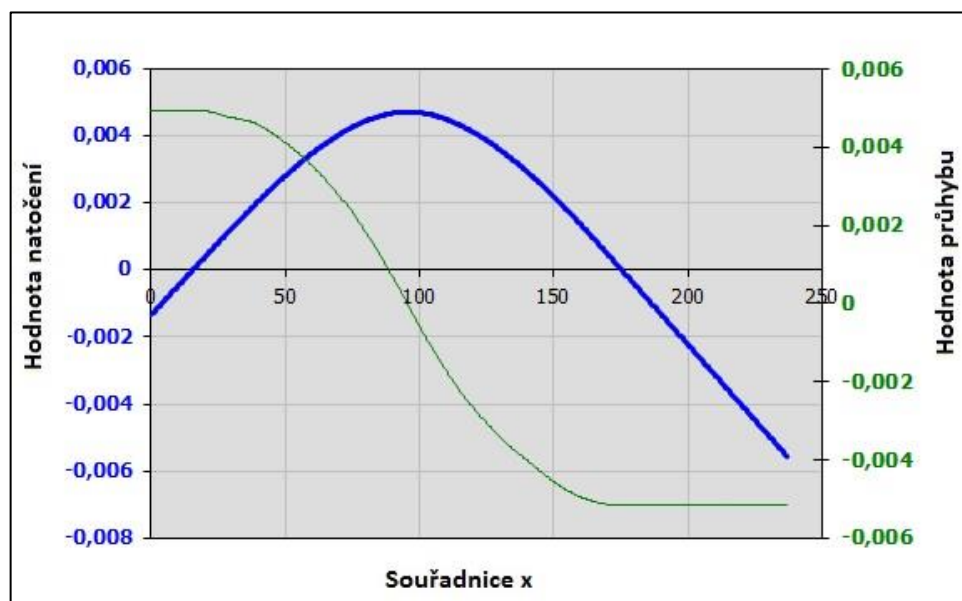
Maximální dovolená hodnota natočení v jednořadých kuličkových ložiskách je obvykle uváděna v katalogích ložisek $0,1^\circ$. Hodnoty natočení v podpěrách:

Natočení v podpěře A $\varphi_A = 0,0050^\circ$

Natočení v podpěře B $\varphi_B = 0,0052^\circ$

Obě hodnoty natočení v podpěrách splňují podmínku maximálního natočení.

2.hřídel



Obr. 12: Graf průhybu a natočení druhého hřídele. [autor, MITCalc].

Hodnota maximálního průhybu bude opět v místě uložení ozubené řemenice. Maximální hodnota průhybu plyne znovu ze vztahu (50):

$$y_{(max)} = \frac{160}{3000} = 0,05\bar{3} \text{ mm}$$

$$y_{(95,5)} = \mathbf{0,0047 \text{ mm}}$$

$$y_{(max)} > y_{(95,5)}$$

Hodnota maximálního průhybu je splněna.



Hodnoty natočení v podpěrách:

Maximální hodnota natočení v ložiskách je $0,1^\circ$. Hodnoty natočení v podpěrách:

Natočení v podpěře C $\varphi_C = 0,005^\circ$

Natočení v podpěře D $\varphi_D = 0,0052^\circ$

Obě hodnoty natočení v podpěrách splňují hodnotu maximálního natočení.

6.10 Návrh a kontrola spojení řemenic a spojek s hřídeli

Tyto spojení jsou realizovány s využitím těsných per. Navržená pera je nutné zkontrolovat na otláčení a na stříh. Postup výpočtu pera je uveden pouze u spoje prvního hřídele s nábojem spojky, výsledky kontrol ostatních per jsou provedeny stejným postupem a zde jsou uvedeny pouze výsledné hodnoty z programu Excel příloha č. 1.

6.10.1 Spojení vstupního hřídele a pružné spojky pomocí pera

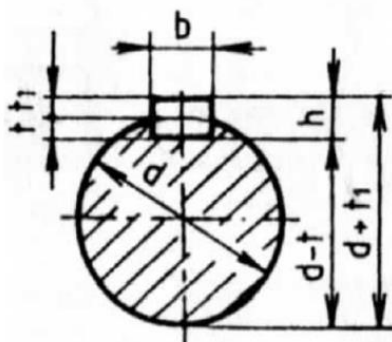
Krouticí moment na hřídeli $M_{kl} = 175,4328 \text{ Nm}$

Průměr hřídele $d_H = 45 \text{ mm}$

Dovolený tlak pera $p_D = 100 \text{ MPa}$

Dovolené smykové napětí pera $\tau_D = (60 \div 90) \text{ Nmm}^{-2}$

Materiál pera 11 600 (E335)



Obr. 13 Rozměry drážky pro pero a rozměry pera. [16]

Rozměry pera

Šířka pera $b = 12 \text{ mm}$

Výška pera $h = 8 \text{ mm}$

**Návrh aktivní délky pera:**

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot h \cdot l_a'} \rightarrow l_a' \geq \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 175,4328 \cdot 1000}{42 \cdot 8 \cdot 100} = 20,8849 \text{ mm} \quad (51)$$

Návrh normalizované délky pera:

$$l' = l_a' + b = 20,8849 + 12 = 32,8849 \text{ mm} \quad (52)$$

Byla zvolena normalizovaná délka: $l_{\check{C}SN} = 40 \text{ mm}$

Zvoleno pero: 12h9 x 8 x 40 ČSN 02 2562

Skutečná funkční délka pera:

$$l_a = l_{\check{C}SN} - b = 40 - 12 = 28 \text{ mm} \quad (53)$$

Kontrola spoje na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot h \cdot l_a} \leq p_D = 100 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$p = \frac{4 \cdot 175,4328 \cdot 1000}{42 \cdot 8 \cdot 28} = 74,5888 \text{ MPa} < p_D$$

Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_H \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_D \quad (55)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 175,4328 \cdot 1000}{42 \cdot 12 \cdot 28} = 24,8629 \text{ Nmm}^{-2} < \tau_D$$

Spoj vyhovuje.



6.10.2 Spojení vstupního hřídele a řemenice pomocí pera

Vstupní hodnoty

<i>Krouticí moment na hřídeli</i>	$M_{kl} = 175,4357 \text{ Nm}$
<i>Průměr hřídele</i>	$d_H = 48 \text{ mm}$
<i>Dovolený tlak pera</i>	$p_D = 100 \text{ MPa}$
<i>Dovolené smykové napětí pera</i>	$\tau_D = (60 \div 90) \text{ Nmm}^{-2}$
<i>Pero</i>	14h9 x 9 x 40 ČSN 02 2562
<i>Materiál pera</i>	11 600 (E335)

Výsledky provedené kontroly

$$p = 62,4761 \text{ MPa} < p_D$$

$$\tau = 20,0816 \text{ Nmm}^{-2} < \tau_D$$

Spoj vyhovuje.

6.10.3 Spojení výstupního hřídele a řemenice pomocí pera

Vstupní hodnoty

<i>Krouticí moment na hřídeli</i>	$M_{kl} = 121,7816 \text{ Nm}$
<i>Průměr hřídele</i>	$d_H = 48 \text{ mm}$
<i>Dovolený tlak pera</i>	$p_D = 100 \text{ MPa}$
<i>Dovolené smykové napětí pera</i>	$\tau_D = (60 \div 90) \text{ Nmm}^{-2}$
<i>Pero</i>	14h9 x 9 x 40 ČSN 02 2562
<i>Materiál pera:</i>	11 600 (E335)

Výsledky provedené kontroly:

$$p = 43,3667 \text{ MPa} < p_D$$

$$\tau = 13,9393 \text{ Nmm}^{-2} < \tau_D$$

Spoj vyhovuje.



6.10.4 Spojení výstupního hřídele a náboje pružné spojky

Vstupní hodnoty

Krouticí moment na hřídeli	$M_{kl} = 121,7816 \text{ Nm}$
Průměr hřídele	$d_H = 42 \text{ mm}$
Dovolený tlak pera	$p_D = 100 \text{ MPa}$
Dovolené smykové napětí pera	$\tau_D = (60 \div 90) \text{ Nmm}^{-2}$
Pero	12h9 x 8 x 40 ČSN 02 2562
Materiál pera	11 600 (E335)

Výsledky provedené kontroly:

$$p = 51,7746 \text{ MPa} < p_D$$

$$\tau = 17,2582 \text{ Nmm}^{-2} < \tau_D$$

Spoj vyhovuje.

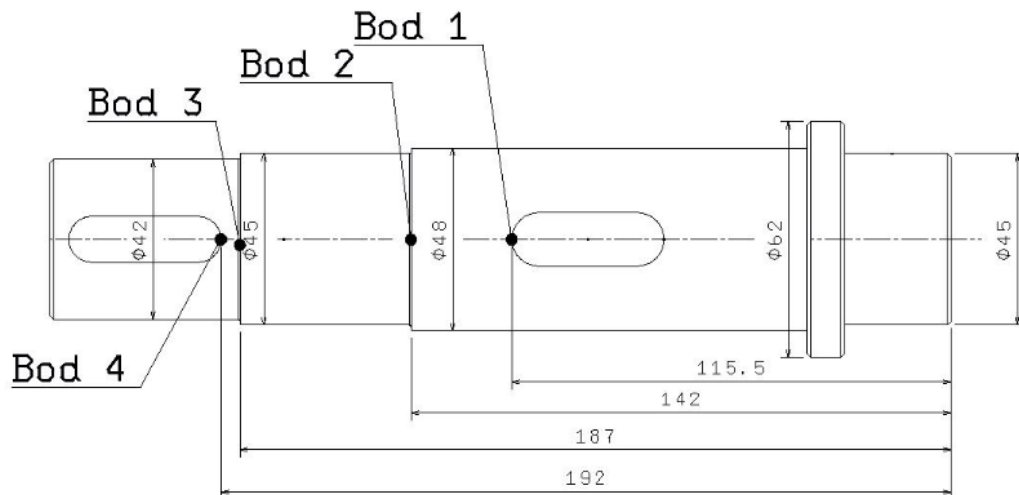
6.11 Kontrola hřídelů na únavu (dynamická bezpečnost)

Kontrola dynamické bezpečnosti je provedena pouze u prvního hřídele. Druhý hřídel je shodných rozměrů, zatěžující síly jsou stejně velké, pouze krouticí moment na něj působící je jiné hodnoty. Velikost krouticího momentu zatěžujícího druhý hřídel je však menší, proto postačuje provedení kontroly na únavu pouze u prvního hřídele. Hodnoty součinitelů (vrubu, velikosti, jakosti povrchu) byly odečteny z grafů. [16]

Parametry materiálu 11 600 (E335)

Mez pevnosti v tahu	$R_m = 600 \text{ Nmm}^{-2}$
Výrazná mez kluzu v tahu	$R_e = 315 \text{ Nmm}^{-2}$
Mez kluzu ve smyku	$R_{ek} = 182 \text{ Nmm}^{-2}$

$$\sigma_{c(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 258 \text{ Nmm}^{-2} \quad (56)$$



Obr. 14 Místa kontroly dynamických bezpečností. [autor]

6.11.1 Drážka pro pero pod řemenicí

$$x = 115,5\text{mm}$$

souřadnice vrubu

$$\beta = 1,8$$

součinitel vrubu

$$\varepsilon_0 = 0,85$$

součinitel velikosti

$$\varepsilon_p = 0,83$$

součinitel jakosti povrchu

Hodnoty napětí v místě získané programem MITCalc:

$$\sigma_o = 8,68 \text{ Nmm}^{-2}$$

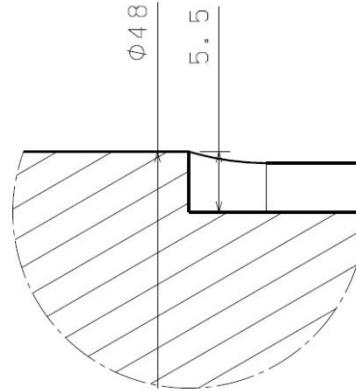
$$\tau_k = 8,48 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{\sigma_{(c-1)}}{\beta} \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_p = \frac{258}{1,8} \cdot 0,85 \cdot 0,83 = 101,122 \text{ Nmm}^{-2} \quad (57)$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{Re_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{8,68}{101,122}\right)^2 + \left(\frac{8,48}{182}\right)^2}} = 10,24 \quad (58)$$

Výsledky provedené kontroly:

Výsledná hodnota dynamické bezpečnosti $k_d = 10,24$ je větší než minimální dovolená hodnota $k_d = 1,5$. Bod 1 tedy vyhovuje.



Obr. 15 Detail v místě drážky pod první řemenicí. [autor]

6.11.2 Osazení hřídele

$$x = 142 \text{ mm}$$

souřadnice vrubu

$$\beta_0 = 1,6$$

součinitel vrubu

$$\varepsilon_0 = 0,9$$

součinitel velikosti

$$\varepsilon_p = 0,88$$

součinitel povrchu

Hodnoty napětí v místě získané programem MITCalc:

$$\sigma_o = 4,47 \text{ Nmm}^{-2}$$

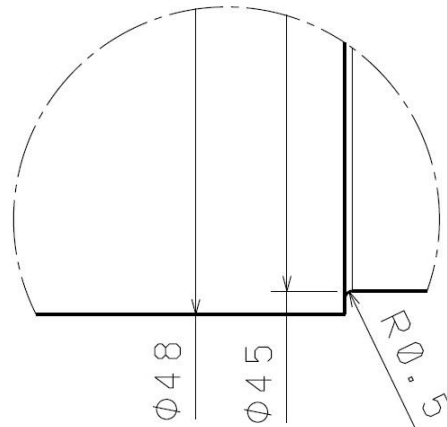
$$\tau_k = 8,06 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{\sigma_{(c-1)}}{\beta} \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_p = \frac{258}{1,6} \cdot 0,88 \cdot 0,9 = 127,71 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{Re_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{4,47}{127,71}\right)^2 + \left(\frac{8,06}{182}\right)^2}} = 17,72$$

Výsledky provedené kontroly:

Výsledná hodnota dynamické bezpečnosti $k_d = 17,72$ je větší než minimální dovolená hodnota $k_d = 1,5$. Bod 2 tedy vyhovuje.



Obr. 16 Detail v místě prvního kontrolovaného osazení hřídele. [autor]

6.11.3 Osazení hřídele

$$x = 187 \text{ mm}$$

souřadnice vrubu

$$\beta_0 = 1,5$$

součinitel vrubu

$$\varepsilon_0 = 0,88$$

součinitel velikosti

$$\varepsilon_p = 0,88$$

součinitel povrchu

Hodnoty napětí v místě vypočtené s využitím programu MITCalc:

$$\sigma_o = 0 \text{ Nmm}^{-2}$$

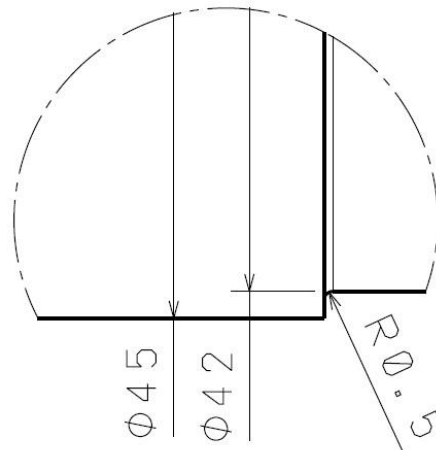
$$\tau_k = 9,78 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\beta} \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_p = \frac{258}{1,5} \cdot 0,88 \cdot 0,88 = 133,2 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{Re_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{0}{133,2}\right)^2 + \left(\frac{9,78}{182}\right)^2}} = 21,47$$

Výsledky provedené kontroly:

Výsledná hodnota dynamické bezpečnosti $k_d = 21,47$ je větší než minimální dovolená hodnota $k_d = 1,5$. Bod 3 tedy vyhovuje.



Obr. 17 Detail v místě druhého osazení hřídele. [autor]

6.11.4 Drážka pro pero u spojky

$$x = 192 \text{ mm}$$

souřadnice místa vrubu

$$\beta_0 = 1,8$$

součinitel vrubu

$$\varepsilon_0 = 0,89$$

součinitel velikosti

$$\varepsilon_p = 0,83$$

součinitel povrchu

Hodnoty napětí v místě získané programem MITCalc:

$$\sigma_o = 0 \text{ Nmm}^{-2}$$

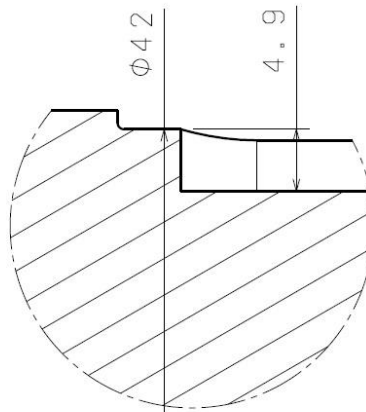
$$\tau_k = 12,03 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{\sigma_{(c-1)}}{\beta} \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_p = \frac{258}{1,8} \cdot 0,89 \cdot 0,83 = 105,88 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{c(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{Re_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{0}{105,88}\right)^2 + \left(\frac{12,03}{182}\right)^2}} = \mathbf{15,13}$$

Výsledky provedené kontroly:

Výsledná hodnota dynamické bezpečnosti $k_d = 15,13$ je větší než minimální dovolená hodnota $k_d = 1,5$. Bod 4 tedy vyhovuje.



Obr. 18 Detail v místě drážky pro pero u pružné spojky. [autor]

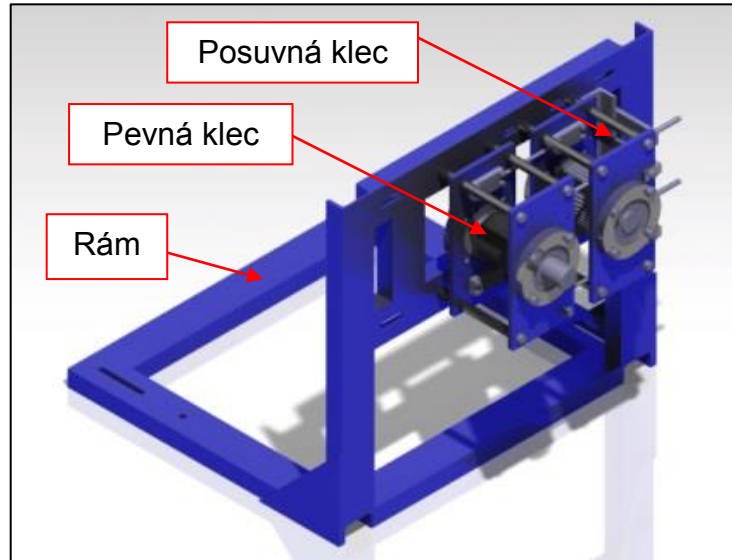
6.12 Sestava převodového mechanismu

Základem doplňkového řemenového převodu jsou dvě části (klece), pevná část (klec) je pevně přišroubována k rámu. Pohyblivá část (klec) je posuvně umístěna na rámu v drážkách, tak aby bylo zajištěno napínání řemene.

Každá z těchto částí, klec (pevná i posuvná klec), je sestavena ze dvou ocelových desek tloušťky 10 mm, které jsou rozepřeny šestihrannými sloupky (6HR16) s kruhovým osazením na koncích, ve kterých je vnitřní závit M10. Desky jsou po smontování pomocí šroubů a sloupků staženy k sobě. Na straně u rámu jsou ještě umístěny rozpěrné trubky.

Ložiska jsou vsazena do ložiskových těles vyrobených z kruhové tyče (materiál 11 523). Ložisková tělesa jsou dále připevněna k deskám klece čtyřmi šrouby M10. K zajištění souosostí hřídelů jsou desky obráběny společně. Čtveřice desek je tedy během obrábění sešroubována a správná poloha všech otvorů je zajištěna pomocí dvou lícovacích kolíků.

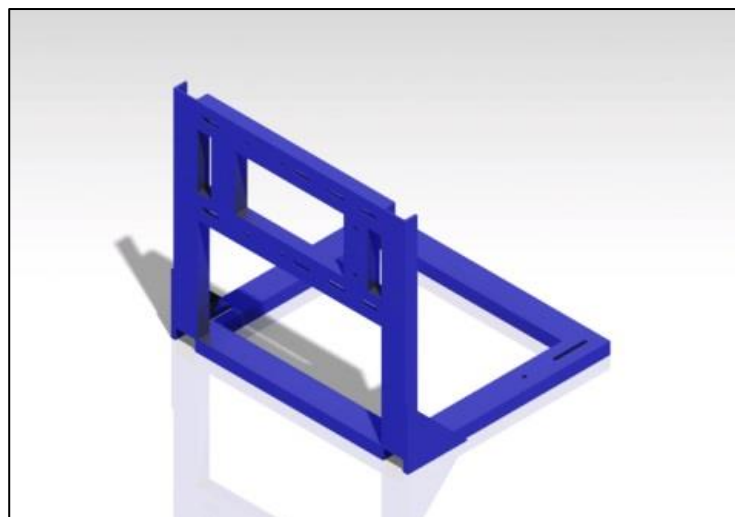
Napínání řemene je realizováno pomocí dvou napínacích šroubů M12. Na deskách jsou pro tento účel připevněna dvě vodící tělesa, sloužící pro správné vedení desek při seřizování osové vzdálenosti. Jako vedení slouží vodící tyče o průměru 8mm, které jsou v jednom ložisku umístěny na pevno závitem M8 a v druhém uloženy s vůlí a namazány.



Obr. 19 Převodový mechanismus umístěný na rámu. [autor]

6.13 Rám

Rám je tvořen U profily (UE 180 ČSN 42 5571-10 370.0-ČSN 42 0135.00). V dolních rozích rámu jsou umístěny výztuhy z ocelových desek tloušťky 8mm. Otvory a drážky pro uchycení jak převodového mechanismu, tak rámu s motorem, jsou obráběny až po svaření z důvodu zajištění geometrických rozměrových tolerancí. Důležitým vstupním parametrem při návrhu byla osová výška dynamometru. Rám byl tedy navržen tak, aby osová výška převodového mechanismu byla shodná s osovou výškou dynamometru, která činí 555,5 mm od podlahy zkušebny.



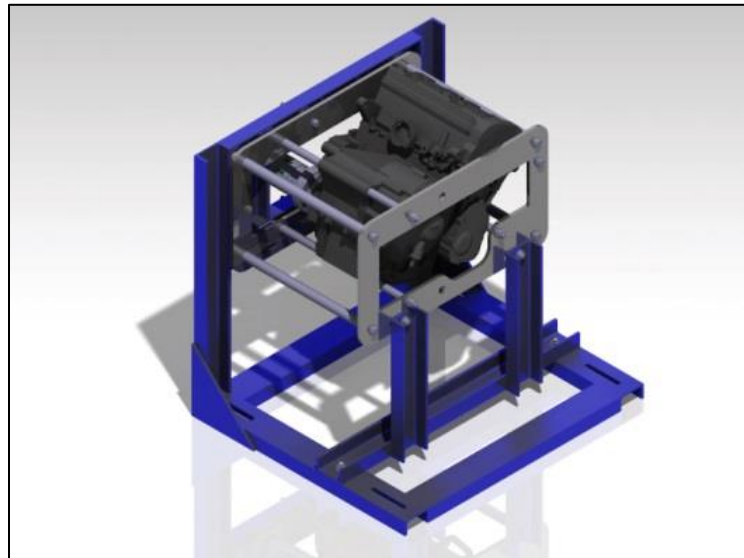
Obr. 20 Rám pro převodový mechanismus. [autor]



6.14 Uchycení motoru k rámu

Jelikož každý motocyklový motor má své vlastní specifické rozměry a úchyty, kterými je přichycen k rámu motocyklu, byly navrženy desky s vyvrtanými úchyty, do kterých přijdou namontovat rozpěrné tyče a jejich šrouby. Blok motoru je připevněn na třech závitových tyčích M12. Axiální poloha motoru je vymezena šesti rozpěrnými trubkami rozdílných rozměrů (přizpůsobeno při montáži zkušebního stanoviště).

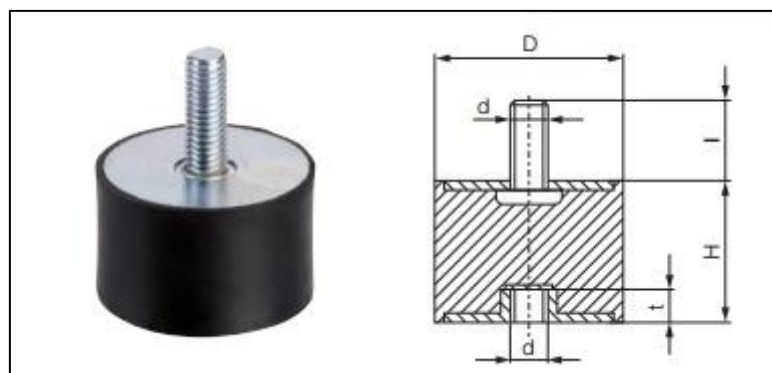
Zadní navržená deska je pak ve spodní části vyztužena dvojicí svislých vzpěr.



Obr. 21 Motor umístěný ve vlastním rámu upevněný na rám konstrukce. [autor]

6.15 Uchycení rámu k ocelovému roštu podlahy zkušebny

Aby bylo zabráněno přenosu vibrací vyvolaných spalovacím motorem do podlahy motorové zkušebny je celý rám uchycen na ocelovém roštu pomocí silentbloků. Silentbloky byly zvoleny typu B z katalogu výrobce Haberkorn Ulmer. [15]



Obr. 22 Silentblok typu B. [15]



Silentbloky byly zvoleny o průměru 60 mm, výšky 40 mm se závitem M12. Parametry silentbloku jsou uvedeny v tabulce 5:

D	H	Šroub	Vnitřní závit
60	40	M12x37	M12x12

Tab. 5 Hodnoty silentbloku. [autor]

Silentbloky jsou přichyceny v podélných drážkách rámu a dolní část silentbloků je uchycena šroubem M12 do T-matic M12x24 umístěných v drážkách roštu podlahy. Případné nesrovnalosti osové výšky lze vyřešit podložkami vkládanými mezi silentbloky a rám.

6.16 Spojka pro připojení pastorku motoru s převodovým mechanismem

Doposud bylo řešeno spojení motoru a hřídele, který vedl na dynamometr, přivařenou přírubou přímo na hnací řetězku motoru. Návrh nové spojky vychází ze skutečnosti, že řetězové kolečko je na výstupním hřídeli motoru (unašeci rozety) axiálně zajištěno maticí M20 a osově centrováno malým průměrem rovnobokého drážkování (viz obr. 22).

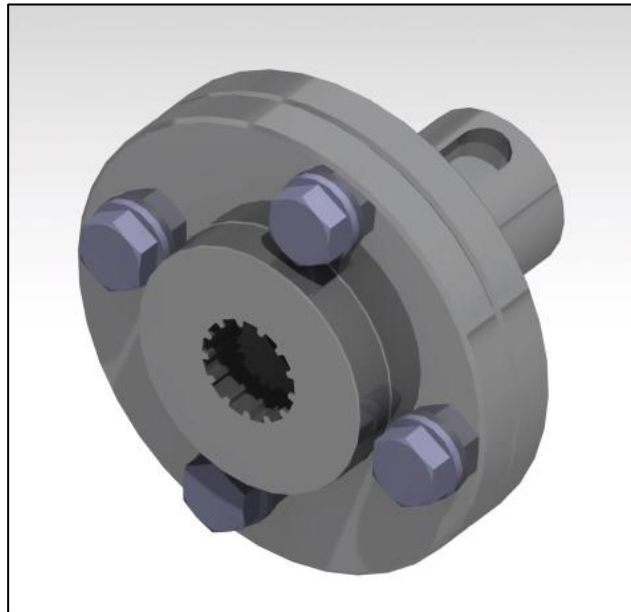


Obr. 23 Matice a drážkování unašecího hřídele rozety YZF-R6. [20]

Nová spojka se skládá ze dvou částí (viz obr. 23). Levá část (umístěná blíže k motoru) má v náboji zhotovené rovnoboké drážkování shodné s drážkováním unašecího hřídele hnací řetězky (rozety) a za ním je dutina, která je nezbytná pro montáž originální matice unašecího hřídele hnací řetězky. Náboj pravé části spojky slouží pro připojení k pružné spojce umístěné na vstupním hřídeli převodového mechanismu.



Toto spojení je realizováno těsným perem průřezu 12h9 x 8 x 40 ČSN 02 2562. Obě příruby nové spojky jsou k sobě upevněny čtyřmi šrouby ISO 4017 M10x25.



Obr. 24 Spojka na unášecí hřídel rozety. [autor]

6.17 Pružné spojky

Pro spojení nové spojky a převodového mechanismu byla použita pružná spojka ROTEX 38 ST 64 ShA-T-PUR 1-42 1-38. Stejná spojka byla zvolena i pro spojení převodového mechanismu a dynamometru. Pružné spojky jsou důležité pro tlumení rázů vznikajících spalovacím procesem, a současně je jejich použití vhodné s ohledem na kompenzaci odchylek vzájemné polohy hřídelů. Návrh pružných spojek pro spalovací motory je však složitější záležitostí, která je řešena na základě detailní analýzy torzní soustavy. Tato analýza je obvykle prováděna výrobcem (dodavatelem) spojek. S ohledem na zkušenosti s provozem zkušebního stanoviště spalovacích motorů byly zvoleny spojky obdobných parametrů (velikost, přenášený moment, tuhost, hmotný moment setrvačnosti).

Předběžná velikost spojky byla stanovena dle vztahu (59) pro určení výpočtového momentu spojky:

$$M_V = K_s \cdot M_k [Nm] \quad (59)$$

Provozní součinitel K_s byl odhadnut z tabulky výrobce, kde pro soustavu spalovací motor a hnaný dynamometr je doporučena hodnota $K_s = 2,2$. [14]



$$M_Y = 2,2 \cdot 175,4 = 421,22 \text{ Nm}$$

Hodnoty zvolené spojky jsou:

ROTEX® Steel (St)																		
Size	Component	Spider (part 2) rated torque [Nm]			Finish bore d (min-max)	Dimensions [mm]												
						General											Thread for setscrew	
		92 Sh-A	98 Sh-A	64 Sh-D		L	l ₁ /l ₂	E	b	s	D _H	d _H	D	N	G	t	T _A [Nm]	
14	1a	7,5	12,5	16	0-16	35	11	13	10	1,5	30	10	30	—	M4	5	1,5	
	1b					50	18,5											
19	1a	10	17	21	0-25	66	25	16	12	2	40	18	40	—	M5	10	2	
	1b					90	37											
24	1a	35	60	75	0-35	78	30	18	14	2	55	27	55	—	M5	10	2	
	1b					118	50											
28	1a	95	160	200	0-40	90	35	20	15	2,5	65	30	65	—	M8	15	10	
	1b					140	60											
38	1	190	325	405	0-48	114	45	24	18	3	80	38	70	27	M8	15	10	
	1b					164	70						80	—				
42	1	265	450	560	0-55	126	50	26	20	3	95	46	85	28	M8	20	10	
	1b					176	75						95	—				
48	1	310	525	655	0-62	140	56	28	21	3,5	105	51	95	32	M8	20	10	
	1b					188	80						105	—				

Tab. 6 Tabulka hodnot spojek Rotex. [6]

64 Spider 64 Shore-D made of T-PUR® and PUR															
ROTEX® size	Max. speed		Twist angle φ with		Torque [Nm]				Damping power PKW [W] 1)	Relative damping ψ	Resonance factor VR	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
	V=35 m/s casted material	V=40 m/s steel	TKN	TK max	Rated (TKN)	Max (TK max)	Vibratory (TKW)	1.0 T _{KN}				0.75 T _{KN}	0.5 T _{KN}	0.25 T _{KN}	
14	22200	25400	4,5°	7,0°	16	32	4,2	9,0				0,76x10 ³	0,62x10 ³	0,47x10 ³	0,28x10 ³
19	16700	19000			21	42	5,5	7,2				5,35x10 ³	4,39x10 ³	3,32x10 ³	1,97x10 ³
24	12100	13800			75	150	19,5	9,9				15,11x10 ³	12,39x10 ³	9,37x10 ³	5,55x10 ³
28	10100	11500			200	400	52	12,6				27,52x10 ³	22,57x10 ³	17,06x10 ³	10,12x10 ³
38	8300	9500			405	810	105	15,3				70,15x10 ³	57,52x10 ³	43,49x10 ³	25,78x10 ³
42	7000	8000			560	1120	146	18,0				79,86x10 ³	65,49x10 ³	49,52x10 ³	29,35x10 ³
48	6350	7250			655	1310	170	20,7				95,51x10 ³	78,32x10 ³	59,22x10 ³	35,10x10 ³
55	5550	6350			825	1650	215	23,4				107,92x10 ³	88,50x10 ³	66,91x10 ³	39,66x10 ³
65	4950	5650	2,5°	3,6°	1175	2350	306	27,0		8,50		151,09x10 ³	123,90x10 ³	93,68x10 ³	55,53x10 ³
75	4150	4750			2400	4800	624	32,4				248,22x10 ³	203,54x10 ³	153,90x10 ³	91,22x10 ³
90	3300	3800			4500	9000	1170	45,0				674,52x10 ³	553,11x10 ³	418,20x10 ³	247,89x10 ³
100	2950	3350			6185	12370	1608	54,0				861,17x10 ³	706,16x10 ³	533,93x10 ³	316,48x10 ³
110	2600	2950			9000	18000	2340	63,0				1138,59x10 ³	933,64x10 ³	705,92x10 ³	418,43x10 ³
125	2300	2600			12500	25000	3250	72,0				1435,38x10 ³	1177,01x10 ³	889,93x10 ³	527,50x10 ³
140	2050	2350			16000	32000	4160	81,9				1780,73x10 ³	1460,20x10 ³	1104,06x10 ³	654,42x10 ³
160	1800	2050			24000	48000	6240	112,5				3075,80x10 ³	2522,16x10 ³	1907,00x10 ³	1130,36x10 ³
180	1550	1800			35000	70000	9100	117,0				6011,30x10 ³	4929,27x10 ³	3727,01x10 ³	2209,15x10 ³

Tab. 7 Tabulka hodnot pružného elementu spojky. [6]

6.18 Variabilita navrženého převodového mechanismu

Celá sestava byla navržena tak, aby v případě potřeby brždění jiného motoru než stávajícího bylo možno za použití stejného rámu pouze změnami jednotlivých částí bez problému brzdit jiný motor. Za předpokladu výroby nových desek pro jiný motor by mělo být pak možné tento nový motor testovat. Změnou velikostí řemenic a délky řemene je možné měnit převodový poměr celé soustavy, případně celý doplňkový řemenový převod vynechat. V takovém případě bude vždy nutné provést návrh úpravy konstrukce včetně všech nezbytných pevnostních výpočtů, kontrol a simulací na základě 3D modelu.

Z důvodu univerzálnosti navrženého doplňkového převodu byly stěžejní konstrukční prvky (ložiska, hřídele) výrazně naddimenzovány.



6.19 Ověření nově navrženého převodového mechanismu jako celku

Při realizaci projektu bude nezbytné během zkušebního provozu kontrolovat jednotlivá místa konstrukce a případně provádět úpravy problémových míst, např. vyztužení rámu.

Pevnost a tuhost konstrukce nosného rámu zkušebního stanoviště by bylo vhodné ověřit s využitím 3D konstrukčního softwaru s aplikovanou výpočtovou metodou MKP. Analýza rámu s využitím metody MKP však překračuje rámec této bakalářské práce.



7 Závěr

Hlavním cílem práce bylo navrhnout řešení zkušebního stanoviště spalovacího motoru YZF-R6, kterým by bylo zajištěno dosažení optimálních výstupních parametrů (krouticí moment, otáčky), které budou splňovat maximální parametry dynamometru. Sestava pohonu byla rozšířena o doplňkový převod ozubeným řemenem, který pro toto konkrétní použití splňuje požadavky na minimální pořizovací náklady, bezpečný provoz a snadnou údržbu.

V práci je prezentován komplexní návrh převodu ozubeným řemenem. Dále byl navržen hlavní rám pro uchycení doplňkového převodového mechanismu a motoru. Byla provedena pevnostní kontrola hřídelů včetně ověření ohybové a torzní tuhosti, a rovněž byla zkontrolována trvanlivost valivých ložisek z hlediska výpočtu na dynamickou únosnost. Hřídele byly rovněž ověřeny s využitím výpočtového softwaru MITCalc. V bakalářské práci jsou prezentovány všechny nezbytné kontrolní výpočty ostatních spojovacích prvků (pera).

Zde je však nutné konstatovat, že navržená varianta úpravy zkušebního stanoviště není optimálním řešením. Nejlepším řešením by bylo zakoupení nového univerzálního dynamometru, který by zvládal, jak vysoké otáčky, tak krouticí momenty, které současné spalovací motory dokáží vyvinout. To je však nereálné vzhledem k vysokým finančním nákladům. Proto je navržená konstrukční úprava zkušebního stanoviště jediným možným a nejrychlejším řešením.



Použitá literatura

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [2] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1934-9.
- [3] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 80-239-3717-0.
- [4] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [5] *Gates Design Manual* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://ww2.gates.com/europe/file_save_common.cfm?thispath=Europe/documents_module&file=20099_E2_SYNCHRONOUS_DRIVE_DESIGN_MANUAL.pdf
- [6] *Spojka KTR* [online]. [cit. 2016-06-05]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEx.pdf
- [7] *Formula Student* [online]. In: [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://formulastudent.imeche.org/formula-student/>
- [8] *CTU Cartech* [online]. In: . [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://cartech.cvut.cz/>
- [9] *FSAE Rules* [online]. In: [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf
- [10] A.J. MARTYR, M.A. PLINT., A.J. Martyr, M.A. Plint. *Engine testing theory and practice*. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. ISBN 978-0-7506-8439-2.
- [11] PEJŠA, Ladislav. *Technická diagnostika*. Praha: Česká zemědělská univerzita, 1995. ISBN 80-213-0249-6.
- [12] KOČÍ, Petr. *Diagnostika a testování automobilů: učební text: studijní materiály pro studijní program Mechatronika*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2609-7.
- [13] *Parametry YZF-R6* [online]. [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <https://www.yamaha-motor.eu/uk/products/motorcycles/supersport/yzf-r6.aspx?year=2012&view=featurestechspecs#aBK1DST7v0038AKe.97>



- [14] *Volba pružné spojky* [online]. [cit. 2016-05-20]. Dostupné z:
<http://www.pohony.cz/files/pohony/files/downloads/cs/psp-pohony-dulezite-pokyny-spojky-brzdy.pdf>
- [15] *Silentbloky* [online]. [cit. 2016-06-05]. Dostupné z:
http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-normovane_dily-silentbloky.pdf
- [16] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003, 866 s. ISBN 80-6-86490-74-2.
- [17] *Centrum udržitelné mobility hledá nové talenty* [online]. [cit. 2016-07-18]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/centrum-vozidel-udrzitelne-mobility-hleda-nove-talenty.html>
- [18] CTU CARTECH, ČVUT. *EDR Handbook*. Praha, 2015.
- [19] *YZF-R6 Engine* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: (<https://www.yamaha-motor.eu/designcafe/en/about-design/development/index.aspx?view=article&id=441041&segment=Supersport&archive=false&page=2>)
- [20] *Unašeč rozety* [online]. [cit. 2016-07-20]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/tema/?t=181365&pgr=0>



Seznam obrázků

Obr. 1: FS.08. [8].....	15
Obr. 2 Zkušebna spalovacích motorů Roztoky. [17].....	16
Obr. 3 Motorová zkušebna: Schéma měřících systémů. [18].....	20
Obr. 4: Motor Yamaha YZF-R6 v řezu. [19].....	21
Obr. 5 Silové poměry na ozubený převod. [1]].....	29
Obr. 6: Silové účinky na první hřídel. [autor].....	33
Obr. 7: Silové účinky na druhý hřídel. [autor].....	33
Obr. 8: Schéma prvního hřídele. [autor].....	36
Obr. 9: Průběh ohybového momentu prvního hřídele. [autor].....	37
Obr. 10: Schéma druhého hřídele. [autor].....	40
Obr. 11: Graf průhybu a natočení prvního hřídele. [autor, MITCalc].....	42
Obr. 12: Graf průhybu a natočení druhého hřídele. [autor, MITCalc].	43
Obr. 13 Rozměry drážky pro pero a rozměry pera. [16].....	44
Obr. 14 Místa kontroly dynamických bezpečností. [autor].....	48
Obr. 15 Detail v místě drážky pod první řemenicí. [autor].....	49
Obr. 16 Detail v místě prvního kontrolovaného osazení hřídele. [autor].....	50
Obr. 17 Detail v místě druhého osazení hřídele. [autor].....	51
Obr. 18 Detail v místě drážky pro pero u pružné spojky. [autor].....	52
Obr. 19 Převodový mechanismus umístěný na rámu. [autor].....	53
Obr. 20 Rám pro převodový mechanismus. [autor].....	53
Obr. 21 Motor umístěný ve vlastním rámu upevněný na rám konstrukce. [autor].....	54
Obr. 22 Silentblok typu B. [15].....	54
Obr. 23 Matice a drážkování unášecího hřídele rozety YZF-R6. [20].....	55
Obr. 24 Spojka na unášecí hřídel rozety. [autor].....	56

Seznam tabulek

Tab. 1 Hodnoty převodových poměrů převodovky YZF-R6. [autor].....	25
Tab. 2 Maximální výstupní hodnoty na pastorku. [autor].....	25
Tab. 3 Tabulka pro volbu faktoru od převodového poměru [5].....	27
Tab. 4 Výsledné hodnoty z programu Design Flex Pro. [program Design Flex Pro]..	31
Tab. 5 Hodnoty silentbloku. [autor].....	55
Tab. 6 Tabulka hodnot spojek Rotex. [6].....	57
Tab. 7 Tabulka hodnot pružného elementu spojky. [6].....	57



Seznam příloh

Příloha 1: Soubor Excel-Převodový mechanismus- *prevmech.xls*

Příloha 2: Výpočet první hřídele v programu MITCalc- *hridel1.xlsb*

Příloha 3: Výpočet druhé hřídele v programu MITCalc- *hridel2.xlsb*

Příloha 4: 3D model

Seznam výkresů

Výkres 1: Výkres sestavy převodového mechanismu (ZSM-00-00)

Výkres 2: Výkres sestavy Klec řemenice pevná (ZSM-01-00)

Výkres 3: Výkres sestavy Klec řemenice posuvná (ZSM-02-00)

Výkres 4: Výkres sestavy Motor v držáku (ZSM-03-00)

Veškeré přílohy na přiloženém CD.