

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zařízení pro simulaci funkce automobilové převodovky

Autor: **Jiří Balek**

Vedoucí práce: **Ing. Vladislav Kemka, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří BALEK**
Osobní číslo: **S14B0005P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Zařízení pro simulaci funkce automobilové převodovky**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Vypracujte konstrukční návrh zařízení pro měření účinnosti a simulaci funkce automobilové převodovky včetně rozvodovky a diferenciálu. Zpracujte výkresovou dokumentaci vybraných součástí. Vypracujte návrh metodiky měření účinnosti převodovky a simulaci funkce převodovky pro různé jízdní stavy vozidla.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Diagnostika převodových skříní
2. Specifikace požadavků
3. Konstrukční návrh zařízení pro měření účinnosti a pro simulaci funkce automobilové převodovky, úprava skříně převodovky
4. Návrh metodiky měření účinnosti převodovky, návrh simulace funkce převodovky
5. Zhodnocení, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

VLK, F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: DrSc nakladatelství a vydavatelství, 2003

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Vladislav Kemka, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Michal Křížek, Ph.D.**

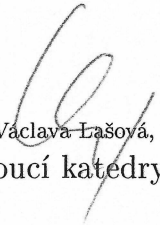
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**

Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Balek	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kemka, Ph.D.	Jméno Vladislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Zařízení pro simulaci funkce automobilové převodovky		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	11
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>V práci jsou popsány principy měření účinnosti automobilové převodovky a simulace její činnosti při různých jízdních stavech. Následně je přímo zpracován konstrukční návrh stendu pro měření účinnosti převodovky z vozidla Škoda Felicia. Pro tento stend je také zpracována metodika měření a simulace činnosti převodovky.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Převodovka, účinnost, stend, simulace, Felicia</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Jagrik	Name Jan	
FIELD OF STUDY	B2301 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kemka, Ph.D.	Name Vladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Device for functional simulation of the automotive gearboxe		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	11
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The principles described in this thesis deal with efficiency measurement of automobile gearbox and its functionality during different driving conditions. Susequently, a design of a measuring stand is developed to measure efficiency of a gearbox from Skoda Felicia. Methodology of gearbox measurement and simulation using this stand is also developed.
KEY WORDS	Gearbox, efficiency, stand, simulation, Felicia

Obsah

Obsah.....	1
1. Úvod.....	3
2. Přehled použitých zkratk a symbolů.....	4
3. Automobilové Převodovky a jejich diagnostika	5
3.1. Funkce automobilových převodovek.....	5
3.2. Konstrukce převodovek.....	5
3.3. Synchronizace.....	5
3.4. Rozdělení automobilových převodovek	6
3.5. Základní diagnostika automobilové převodovky	7
4. Specifikace požadavků na Stend	8
5. Problematika účinnosti převodovky a simulace její činnosti	8
5.1. Účinnost.....	8
5.1.1. Měření výkonu.....	8
5.1.2. Výpočet účinnosti	9
5.2. Diferenciál a simulace jeho činnosti.....	10
5.3. Celková účinnost a ztráty v převodovce.....	11
5.3.1. Ztráty třením zubů	11
5.3.2. Ztráty v ložiskách	11
5.3.3. Další ztráty.....	12
6. Základní Návrh stendu	12
6.1. Pohon.....	12
6.1.1. Motor	12
6.1.2. Ovládání motoru.....	14
6.2. Brzdy	14
6.2.1. Základní parametry pro návrh brzd	14
6.3. Uvažované typy brzd	14
6.3.1. Elektromagnetické brzdy.....	14
6.3.2. Kotoučové brzdy	15
6.3.3. Lamelová brzda/spojka.....	15
6.4. Snímání momentu.....	16
6.4.1. Principy snímání momentu.....	16
6.4.2. Snímání momentu na stendu	16
6.4.3. Měření otáček	17
7. Konstrukce stendu	17
7.1. Celkový pohled na konstrukci stendu.....	18
7.2. Rám.....	18
7.2.1. Uchycení převodovky.....	19
7.3. Brzdy	21

7.3.1.	Posuv brzdové podsestavy	21
7.3.2.	Uložení hřídele	23
7.3.3.	Kontrola trvanlivosti použitého ložiska.....	23
7.3.4.	Upevnění brzdy	24
7.3.5.	Měřicí tyčky pro brzdy	27
7.3.6.	Pevnostní analýza uchycení brzdy.....	29
7.4.	Ovládání brzd	30
7.5.	Hřídele a brzdové kotouče	31
7.6.	Motor a jeho uložení.....	32
7.6.1.	Měřicí tyčka motoru	34
7.7.	Spojka motoru a Převodovky	35
7.8.	Sestavení stendu	35
8.	Simulace funkce, měření a výpočet účinnosti převodovky.....	37
8.1.	Postup měření	37
8.1.1.	Spuštění a nastavení otáček	37
8.1.2.	Nastavení brzdných sil na jednotlivých brzdách, simulujících jízdní stavu vozidla.....	37
8.1.3.	Odečtení síly na měřicí tyčce motoru	37
8.1.4.	Měření otáček	37
8.1.5.	Výpočet momentů	37
8.1.6.	Výpočet účinnosti	38
9.	Závěr.....	40
10.	Seznam obrázků	41
11.	Seznam použité literatury	43

1. Úvod

V posledním století došlo k překotnému vývoji automobilů a k obrovskému nárůstu počtu jejich uživatelů. Na rozdíl od dřívějších dob, kdy si mohli osobní automobil dovolit pouze movitější lidé, jsou dnes automobily dostupné takřka všem vrstvám. Z důvodu takto masového rozšíření se klade stále větší důraz jak na ekonomické tak i ekologické aspekty používání automobilů. Vzájemný vztah mezi těmito aspekty však nemusí být vždy v protikladu. Jedním ze základních nástrojů pro snižování nákladů na provoz i emisí škodlivin je zvyšování účinnosti všech součástí automobilů od motorů po pneumatiky. Jednou z nejvýznamějších součástí, kde dochází ke ztrátám energie při přenosu z motoru na kola, je převodovka. Aby bylo možné zvyšovat její účinnost, je nutné jí i měřit. V této bakalářské práci jsou popsány základní důvody ztrát v převodovce, možnosti měření její účinnosti a také je zde zpracován konstrukční návrh stendu pro toto měření. Stend by měl být využitelný pro výukové, nebo experimentální účely. Při návrhu je kladen důraz zejména na cenovou dostupnost jednotlivých součástí.

2. Přehled použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
z_1	[-]	počet zubů hnacího kola
z_2	[-]	počet zubů hnaného kola
i	[-]	Převodový poměr
η_a	[-]	celková mechanická účinnost pohonu automobilu
η_p	[-]	účinnost převodovky
P	[W]	Výkon
ω	[rad/s]	úhlová rychlost výstupní hřídele převodovky
M	[N·m]	točivý moment na výstupní hřídeli
f	[Hz]	Frekvence
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n_p	[min ⁻¹]	otáčky za převodovkou
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
M_p	[N·m]	točivý moment za převodovkou
M_m	[N·m]	točivý moment změřený na motoru
η_c	[-]	celková účinnost převodovky, rozvodovky a diferenciálu
η_r	[-]	účinnost rozvodovky
η_d	[-]	účinnost diferenciálu
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i_p	[-]	převodový poměr převodovky
i_r	[-]	převodový poměr rozvodovky
R_a	[N]	reakce zatěžující ložisko uložení hřídele brzdy
F_b	[N]	brzdná síla
L_{10h}	[hod]	trvanlivost ložiska
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska hřídele brzdy
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti ložiska
r_b	[m]	vzdálenost měřicí tyčky brzd od středu otáčení kotouče
F_b	[N]	brzdná síla
k	[-]	koeficient bezpečnosti
R_e	[MPa]	mez kluzu
$S_{b_{min}}$	[m ²]	minimální průřez měřicí tyčky brzdy
σ_{dov}	[MPa]	maximální dovolené napětí
r_m	[m]	vzdálenost měřicí tyčky motoru od osy jeho rotace
F_m	[N]	síla působící na měřicí tyčku motoru
n_{B1}	[min ⁻¹]	otáčky změřené na kotouči první brzdy
n_{B2}	[min ⁻¹]	otáčky změřené na kotouči druhé brzdy
M_{B1}	[N·m]	brzdný moment první brzdy
M_{B2}	[N·m]	brzdný moment druhé brzdy

3. Automobilové Převodovky a jejich diagnostika

3.1. Funkce automobilových převodovek

Převodovka je zařízení, které mění otáčky a moment mezi vstupní a výstupní hřídelí. U automobilů je používána převodovka vícestupňová, která umožňuje měnit převodový poměr podle aktuální potřeby. Díky tomu je možno využívat výkon motoru efektivněji.

Změna otáček se uskutečňuje díky rozdílnému počtu zubů na spolu zabírajících ozubených kolech. Rozhodujícím činitelem je při tom převodový poměr i .

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

z_1 ...počet zubů hnacího kola
 z_2 ...počet zubů hnaného kola

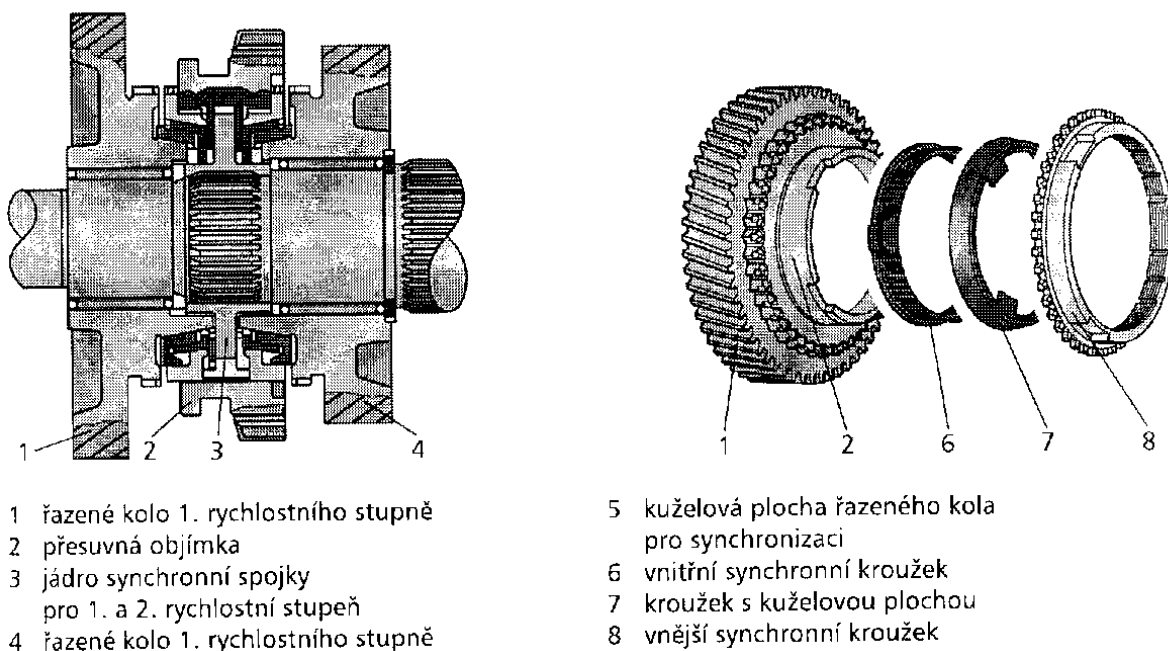
3.2. Konstrukce převodovek

V prvních automobilových převodovkách byla používána ozubená kola s přímým ozubením, která byla nasazena na drážkovaném hřídeli a řazení se provádělo posouváním celých ozubených kol po hřídeli. Toto řešení vedlo k problémům při řazení, pokud nebyly vyrovnány otáčky. Proto se přešlo na soukolí se šikmými zuby a byla zavedena synchronizace, kterou jsou vybaveny všechny převodovky v osobních automobilech. Synchronizace vyrovnává otáčky hřídelů a umožňuje tak snadnější řazení. Jediným rychlostním stupněm, který zůstává ve většině převodovek bez synchronizace je tak zpátečka. Také to bývá jediný rychlostní stupeň s přímým ozubením, což se projevuje zejména zvýšenou hlučností.

Vlastní ozubená kola jsou uložena na hřídelích v převodové skříní. Ta je zčásti naplněna převodovým olejem, který slouží jako mazivo, aby nedocházelo k zadírání a nadměrnému opotřebením ozubených kol. Samotné mazání probíhá broděním ozubených kol v oleji a jeho rozstříkáváním. Celá skříň je důkladně utěsněná, aby nemohlo dojít k úniku maziva, což znamená nutnost použití různých typů těsnění, která částečně zvyšují ztráty.

3.3. Synchronizace

K zajištění synchronizace slouží synchronizační spojka, což je vlastně třecí kuželová spojka, která při řazení vyrovnává otáčky hřídele a ozubeného kola.



Obr. 1 - Synchronizační spojka [4]

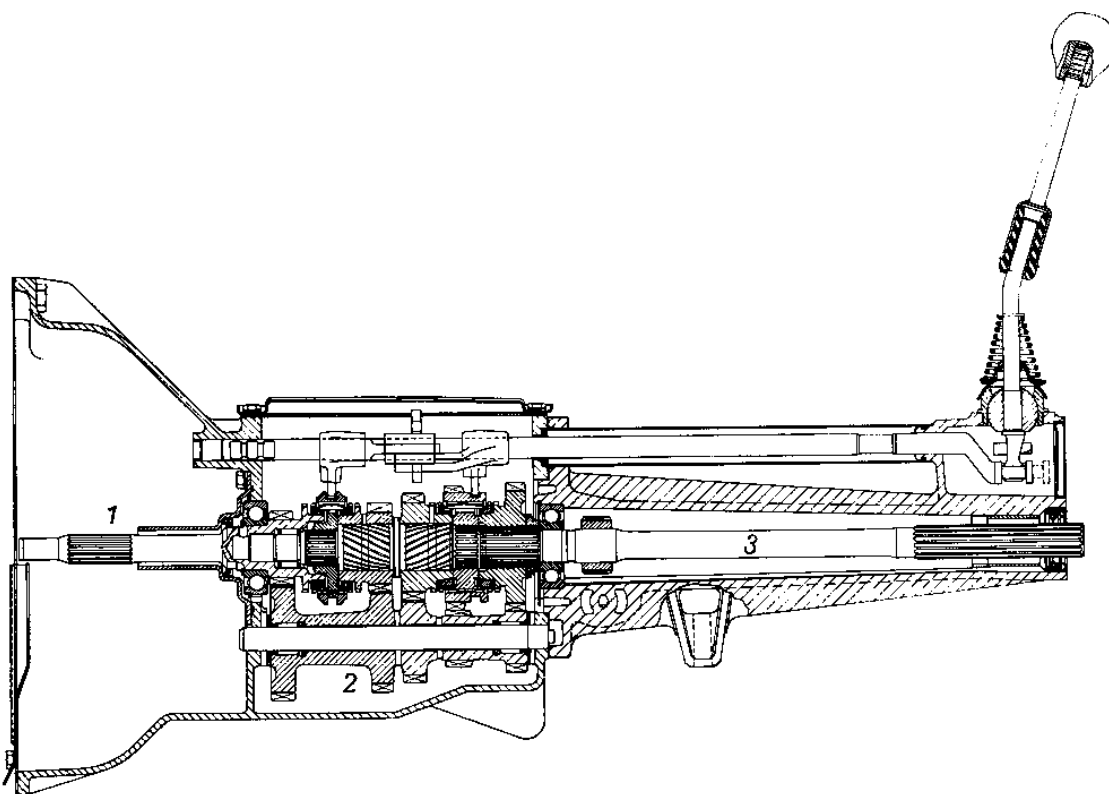
3.4. Rozdělení automobilových převodovek

Dnešní automobilové převodovky se dají rozdělit zejména podle ovládání na manuální a automatické převodovky. U manuální převodovky dochází k řazení přímo mechanicky řadicí pákou, zatímco u automatické převodovky samotné řazení probíhá za pomoci elektroniky.

Dále z hlediska samotné konstrukce převodovky je můžeme rozdělit na tříhřídelové a dvouhřídelové.

U dvouhřídelové převodovky se vstupní a výstupní hřídel nenachází v jedné ose. Toto řešení se využívá především, pokud je převodovka spojena se stálým převodem v jedné skříni.

Tříhřídelová převodovka má dva hřídele v jedné ose, což umožňuje použít tzv. přímý záběr, kdy se tyto dvě hřídele propojí. Toto řešení výrazně snižuje mechanické ztráty. Při zařazení jiných rychlostních stupňů jsou v záběru vždy dvě ozubená soukolí, což naopak účinnost snižuje, ale umožňuje použití menších soukolí s nižším převodem, neboť se převodové poměry mezi sebou násobí.



Obr. 2 - Klasická tříhřídelová převodovka [4]

3.5. Základní diagnostika automobilové převodovky

Mezi nejčastější projevy závad převodovky patří: nadměrná hlučnost převodovky, vypadávání zařazených rychlostních stupňů, obtížné řazení, únik oleje, nebo v krajním případě až zadření převodovky.

Nadměrná hlučnost bývá nejčastěji způsobena nadměrným opotřebením ložisek nebo ozubených kol. Může být také poškozen synchronizační mechanismus nebo nemusí být v převodovce dostatek oleje. Tyto závady jsou nejčastěji způsobeny únavou materiálu, přetěžováním, nedostatkem oleje nebo špatným řazením. V krajním případě mohou být tyto závady způsobeny použitím vadného materiálu nebo jeho špatným tepelným zpracováním již při výrobě, ale to je v dnešní době opravdu výjimečná situace.

Pokud vypadávají rychlostní stupně, může se jednat pouze o špatné seřízení řadícího mechanismu, nebo jeho opotřebením. Dalšími možnými důvody vypadávání rychlostí jsou únava jistících pružin nebo v nejhorším případě závada synchronizační spojky.

Při obtížném řazení se nejčastěji jedná o deformaci táhel řazení nebo poruchu synchronizační spojky.

Při úniku oleje bývají nejčastějšími důvody poškození skříně převodovky, vadné těsnění převodové skříně, nebo poškozené těsnící kroužky na hřídelích. Příčinou mohou být i nedotažené spoje na převodovce.

Nejvážnější závadou je zadření převodovky. K tomu dochází zejména vlivem nedostatku oleje a bývají zpravidla poškozena jak ozubená kola, tak ložiska a další součásti převodovky.

4. Specifikace požadavků na Stend

Základním požadavkem na stend je měření účinnosti automobilové převodovky a možnost simulace různých jízdních stavů. Z toho vyplývá nutnost vybavit stend měřicím zařízením schopným měřit otáčky a také točivý moment s dostatečnou přesností, neboť účinnost dnešních automobilových převodovek bývá velmi vysoká. Dále bude potřeba výkon motoru brzdít a to plynule, takže dobře regulovatelné brzdy jsou další nutností. Aby bylo možno simulovat různé jízdní stavy, musí být brzdy regulovatelné nezávisle na sobě.

Dalším z požadavků je dostatečná tuhost konstrukce, aby nedocházelo k velkým deformacím v uchycení brzd nebo motoru, což by mohlo ovlivnit jak výsledek měření, tak životnost celého zařízení.

Neméně důležitý je požadavek na snadnou obsluhu a údržbu. Tudíž by se mělo být možné dostat ke všem částem měřicího zařízení za vynaložení minimální námahy a minimálních časových ztrát.

Stend by měl také splňovat požadavky snadné manipulace. Což znamená zejména co nejvíce snížit hmotnost. Do budoucna by bylo vhodné vybavit stend například podvozkem pro snadné přemísťování.

Jedním z nejdůležitějších parametrů vzhledem k předpokládané realizaci tohoto projektu je také cena. Zatím však nebyla stanovena mezní hranice.

5. Problematika účinnosti převodovky a simulace její činnosti

5.1. Účinnost

Prvním problémem je určení účinnosti. Aby ji bylo možné měřit je nejdříve nutné specifikovat, co to vlastně účinnost převodovky je.

Výkon z motoru automobilu musí dříve než se dostane na kola projít přes převodovku, rozvodovku a diferenciál. Při průchodu všemi těmito mechanickými zařízeními však dochází ke ztrátám a na kola se tudíž přeneše menší výkon než motor skutečně vytvoří. A právě poměr mezi výkonem přeneseným na kola a výkonem vytvořeným motorem se nazývá účinnost.

$$\eta_a = \frac{\text{Výkon na kolech}}{\text{Výkon motoru}}$$

Toto je však účinnost zahrnující i ztráty až za převodovkou a diferenciálem, které jsou sice minimální, ale pro účinnosti převodovky bude platit následující vzorec.

$$\eta_p = \frac{\text{Výkon za převodovkou}}{\text{Výkon před převodovkou}}$$

Pokud tedy chceme tuto účinnost měřit, musíme porovnávat tyto dva výkony, které je však nutné nejdříve změřit, nebo vypočítat.

5.1.1. Měření výkonu

Výkon nelze změřit přímo, musíme proto využít jeho závislosti na jiných veličinách, které je možné snadno změřit. Je známo, že výkon P [W] se dá vypočítat jako:

$$P = \omega \cdot M$$

ω [rad/s]...úhlová rychlost výstupní hřídele

M [N·m]...točivý moment na výstupní hřídeli

Úhlová rychlost ω se vypočítá jako:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

f [Hz]...frekvence

Frekvence f se dá nahradit jako:

$$f = \frac{n}{60}$$

n [min⁻¹]...otáčky

Po dosazení do původního vzorce je dán výkon P [W] následujícím vzorcem:

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{60}$$

Z toho vyplývá, že pro určení výkonu bude nutno měřit ještě otáčky a to jak na vstupu, tak na výstupu z převodovky. Pokud bychom však znali převodové poměry pro jednotlivé rychlostní stupně, mohl bychom otáčky n_p za převodovkou jednoduše vypočítat jako:

$$n_p = \frac{n_m}{i}$$

n_p [min⁻¹]...otáčky za převodovkou

n_m [min⁻¹]...otáčky motoru

i ...převodový poměr daného rychlostního stupně

Tento vzorec však nelze použít pokud měříme převodovku i s diferenciálem, neboť výstupní otáčky se mohou na jednotlivých výstupních hřídelích lišit.

5.1.2. Výpočet účinnosti

Pokud by byla účinnost měřena pouze za převodovkou bez diferenciálu, jak je předpokládáno výše, byl by vzorec pro její výpočet následující:

$$\eta_p = \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_p \cdot M_p}{60}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot M_m}{60}} = \frac{n_p \cdot M_p}{n_m \cdot M_m}$$

M_p [N·m]...moment změřený za převodovkou

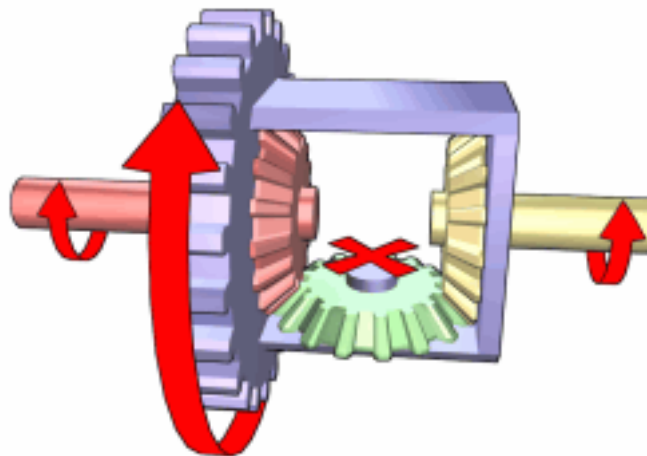
M_m [N·m]...moment změřený na motoru

Při použití dvou brzd za diferenciálem bude však nutno měřit moment a otáčky už celkem na třech místech a výsledný výkon za převodovkou bude součtem výkonů na obou brzdách.

5.2. Diferenciál a simulace jeho činnosti

Jedním z požadavků na stand byla také možnost simulovat různou adhezi pod pravým a levým kolem. Při uskutečňování tohoto požadavku je nutno vycházet ze znalosti funkce diferenciálu.

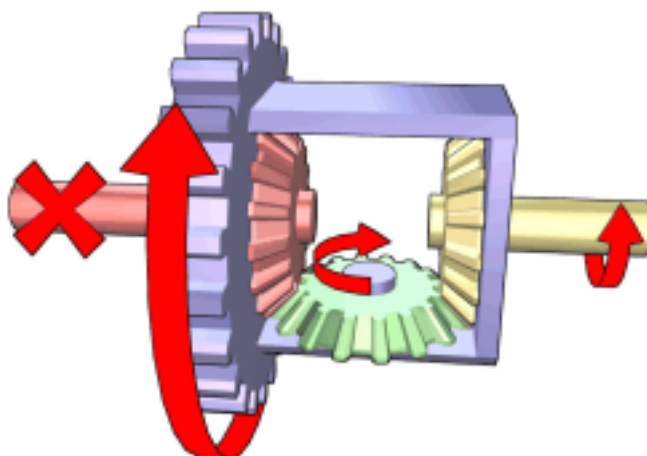
Jednoduchý otevřený diferenciál rozděljuje točivý moment na kola v poměru 50/50 a slouží primárně k diferenciaci otáček na jednotlivých kolech při průjezdu zatáčkou. Pokud automobil vjede do zatáčky, opisují vnější kola kružnici o větším poloměru, a tudíž jedou po delší dráze. Diferenciál umožňuje rozdílné otáčky těchto kol.



Obr. 3 - Funkce diferenciálu při přímé jízdě [5]

Jiná situace však nastává, pokud se kola nachází na podkladech s rozdílnou adhezí. Pokud se jedno kolo bude nacházet na kluzkém povrchu a druhé na asfaltu, dojde následkem nízké adheze k prokluzu, zvýšení otáček a protáčení kola umístěného na kluzkém povrchu a tím výrazně poklesne točivý moment na něj přenášený. Následkem toho se na druhé kolo také přenáší pouze tento nízký moment a například rozjezd se stává obtížným, ne-li nemožným.

Pokud chceme simulovat činnost diferenciálu, je nutné něčím nahradit reakce působící na kola automobilu pro tento účel bude nejlepší výstupní hřídele z diferenciálu brzdit. Musíme tedy použít dvě brzdy. Každá z brzd bude nahrazovat chybějící reakce od vozovky na kola vozidla. Pro přímou jízdu se stejnou adhezí na obou kolech bude tedy na obou brzdách stejný brzdňý moment. Při snižování momentu na jedné z brzd bude postupně docházet ke snižování přenášeného momentu na druhou brzdu. Dojde také ke zvýšení otáček na brzdě s menším momentem a otáčky na brzdě s větším brzdňým momentem budou postupně klesat. Extrém nastane při úplném odpojení jedné z brzd. V takovém případě budou otáčky na druhé brzdě nulové, pokud jí budeme brzdit dostatečným momentem. Zatímco nebržděná strana se bude s nulovým přenášeným momentem nadále otáčet.



Obr. 4 - Funkce diferenciálu při průjezdu zatáčkou [5]

5.3. Celková účinnost a ztráty v převodovce

Jako u každého jiného mechanického zařízení dochází i v převodovce ke ztrátám. Rozhodujícím faktorem pro měření účinnosti je určit, kde k nim dochází.

Ztráty vznikají jak v převodovce samotné, tak v rozvodovce a také v diferenciálu. Ke ztrátám dochází na každém převodovém stupni, tudíž čím více stupňů má převod, tím větší ztráty. Všechny tyto ztráty se mezi sebou násobí, a pokud bychom uvažovali účinnost každého z těchto prvků například cca 97%, bude celková účinnost η_c vycházet následovně.

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_d$$

$$\eta_c = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,97$$

η_p [-]...účinnost převodovky

η_r [-]...účinnost rozvodovky

η_d [-]...účinnost diferenciálu

Samotný otevřený diferenciál má poměrně vysokou účinnost. Diferenciál dosahuje své maximální účinnosti při přímé jízdě, kdy nedochází ke ztrátám vlivem přibrzdování některého z kol v zatáčkách.

5.3.1. Ztráty třením zubů

Při pohybu spoluzabírajících ozubených kol dochází mezi boky zubů ke kombinaci tření a odvalování. A právě tření způsobuje ztráty.

5.3.2. Ztráty v ložiskách

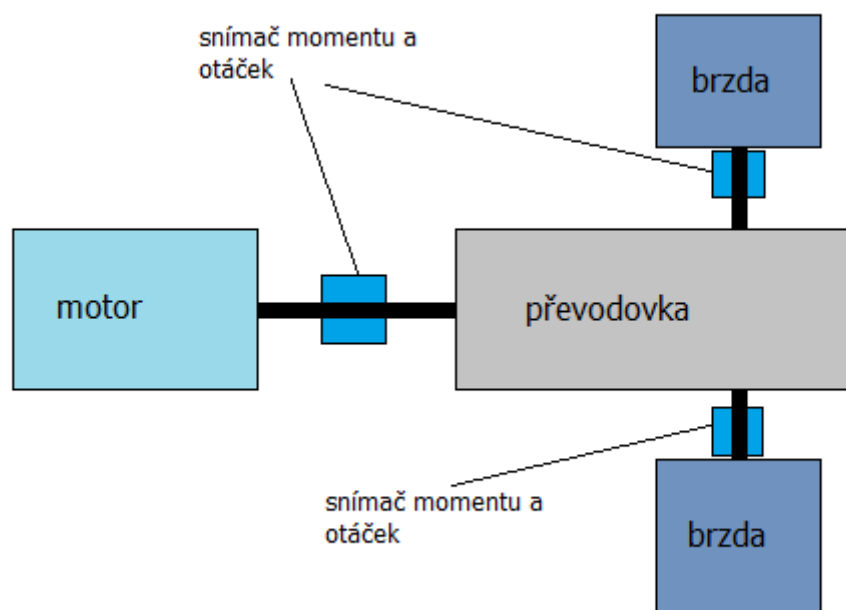
Vznikají třením valivých elementů o klec ložiska a samotné kroužky. Dále pak v závislosti na mazivu a jeho viskozitě dochází ke ztrátám vlivem jeho hydrodynamického odporu. Další ztráty mohou vznikat například aerodynamickým odporem, ale tyto ztráty lze považovat ve většině případů za zanedbatelné.

5.3.3. Další ztráty

Vznikají vlivem brodění kol v převodovém oleji a také třením pohyblivých částí převodovky o těsnící elementy. Tření pohyblivých částí o těsnění je z větší části eliminováno správným mazáním.

6. Základní Návrh stendu

Jako základní návrh stendu, kterým se budeme dále řídit poslouží následující jednoduché schéma.



Obr. 5 - Základní schéma stendu

Bude tedy nutno najít vhodný typ pohonu, vhodné brzdy a také způsob snímání brzděného momentu.

6.1. Pohon

Při návrhu pohonu stendu je nutné vycházet ze základního požadavku na snadnou regulaci otáček a nízkou cenu. Z těchto požadavků vyplývá jako nejvhodnější použití elektromotoru a vzhledem k nutnosti regulace otáček to bude elektromotor stejnosměrný.

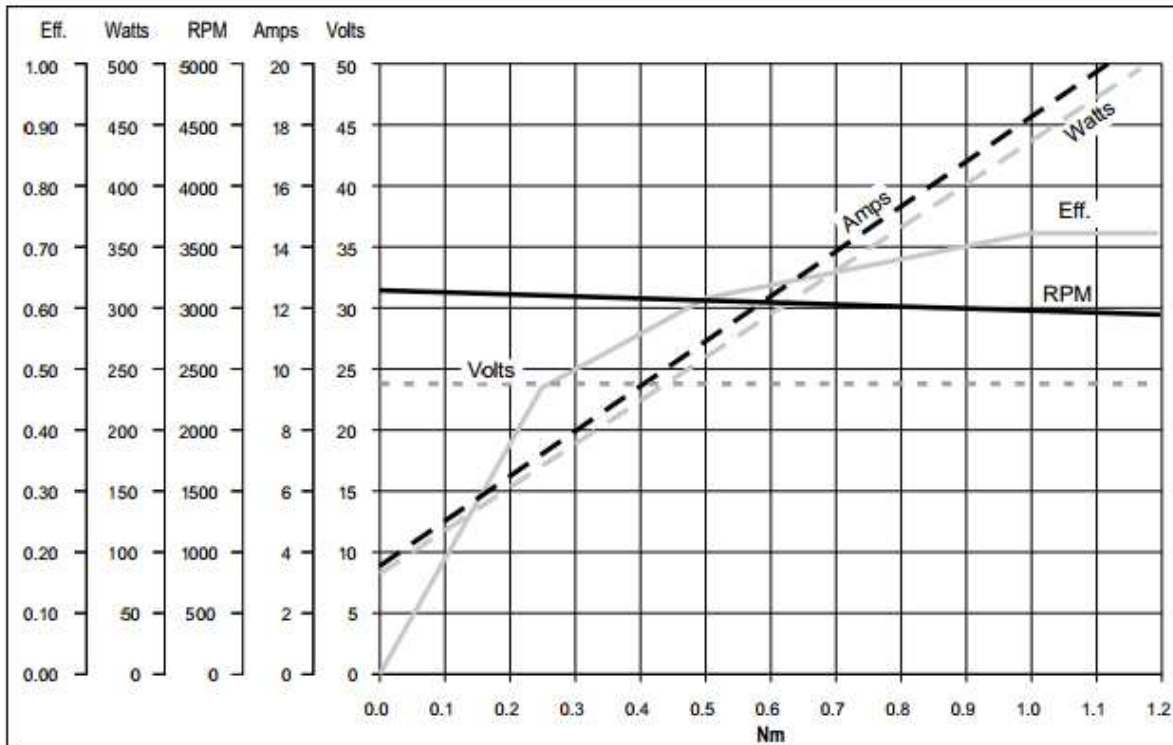
6.1.1. Motor

Jako možná pohonná jednotka byl z důvodu snadné dostupnosti vybrán elektromotor s permanentními magnety EC350.240. Důvodem proč byla vybrána varianta s pracovním napětím 24V je zejména nižší proudová zátěž na regulátor.

Construction	Tubular, without fan
Size	Ø 110 mm
Power	500 W S2 (350 W S1)
Magnets	4
Bearings	Ball bearings
Mounting holes	8
Power supply	Low voltage, 12 or 24 Vdc
Brushes	4 brushes made of graphite/copper composite
Brushes size	LxPxH = 18.9 x 9.5 x 16.7 mm
Leads terminals	2, with double nut
Brake	Electromagnetic

Tipo Type	s	Pn [W]	V [V]	I [A]	IC	FF	Mn [Nm]	n ₁ [min ⁻¹]	IP	Kg
EC350.120	S1	350	12	42	F	1	1.12	3000	44	5.1
EC350.120BR	S2 30'	500		58.8			1.57			5.9
EC350.240	S1	350	24	21			1.12			5.3
EC350.240BR	S2 30'	500		29.4			1.57			6.1

Obr. 6 - Základní parametry motoru udávané výrobcem [6]



Obr. 7 - Graf závislosti točivého momentu na dalších veličinách udávaný výrobcem [6]

6.1.2. Ovládání motoru

Jelikož pohonný elektromotor je stejnosměrný, existuje více možností, jak ho řídit. Dříve byla pro tyto motory používána regulace odporová. Ta je v dnešní době však již dávno překonána a místo ní se používá regulace pulsně šířková. Díky této regulaci je možné zachovat vysoký točivý moment v celém rozsahu otáček. Proto by bylo vhodné jí použít pro regulaci motoru stendu.

6.2. Brzdy

6.2.1. Základní parametry pro návrh brzd

Pro výběr brzd je nutné se vrátit zpět k základním požadavkům. Vzhledem k požadavkům na stend je nutné na výstupy z diferenciálu umístit dvě brzdy. Jak vyplývá z funkce diferenciálu, bude nutné brzdy plynule a okamžitě regulovat a to i za chodu motoru a aby bylo možné případně nastavit stejnou brzdnu sílu na obou brzdách. Dále musí brzdy vyvozovat dostatečný brzdny moment, aby bylo možno v brzdách účinně mařit výkon motoru. Brzdny moment je vypočítán v následující části.

Jak již bylo řečeno, tak dnešní moderní automobilové převodovky tvoří spolu s rozvodovkou a diferenciálem jeden blok. Celkový převodový poměr se pak skládá z převodového poměru samotné převodovky a převodového poměru rozvodovky. S tímto převodovým poměrem je nutno dále počítat při výpočtu točivého momentu za převodovkou.

Pro orientační výpočet tohoto momentu jsou uvažovány převodové poměry běžně se vyskytující v automobilových převodovkách. Převodový poměr převodovky byl zvolen $i_p = 3,5$. Tento poměr zhruba odpovídá převodovému poměru pro 1. rychlostní stupeň. Jako převodový poměr rozvodovky je uvažován $i_r = 4,1$. Proto bude celkový převodový poměr i_c vycházet následovně:

$$i_c = i_p \cdot i_r = 3,5 \cdot 4,1 = 14,35$$

Při použití uvažovaného motoru o výkonu 350 W a udávaném maximálním točivém momentu $M_m = 1,12$ Nm je možné vypočítat točivý moment za převodovkou M_p .

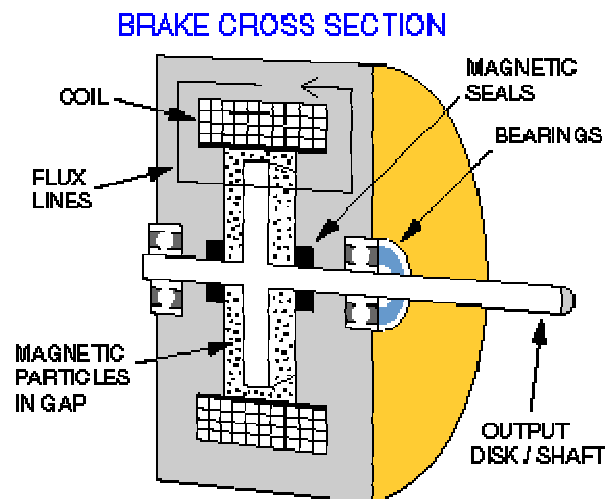
$$M_p = i_c \cdot M_m = 14,35 \cdot 1,2 = 17,22 \text{ N.m}$$

Jelikož budou použity dvě brzdy, vychází brzdny moment na jednu brzdu necelých 9Nm.

6.3. Uvažované typy brzd

6.3.1. Elektromagnetické brzdy

Existuje velké množství různých magnetických a elektromagnetických brzd. Pro použití ve stendu se jeví jako nejvýhodnější magnetické práškové brzdy, které se dají velice snadno regulovat. Další výhodou je možnost odečítat brzdny moment na základě znalosti přiváděného proudu a napětí, což by ušetřilo dva snímače momentu, které budou muset v ostatních případech snímat brzdny moment. Obrovskou nevýhodou je však vysoká cena takovýchto brzd.



Obr. 8 - Shematický řez magnetickou práškovou brzdou [7]

6.3.2. Kotoučové brzdy

Jedná se dnes o nejpoužívanější typ brzdy. Používá se k brždění automobilů, motocyklů, jízdních kol a mnoha dalších dopravních prostředků a jiných zařízení. Brzdnou sílu vyvolávají brzdové destičky, které jsou přitlačovány na brzdový kotouč. Následně vzniká třecí síla působící proti směru otáčení brzdových kotoučů. Brzdná síla je závislá na přitlačné síle a koeficientu smykového tření brzdových destiček. Kotoučové brzdy mohou být ovládány lankem nebo hydraulikou. Pro potřeby stendu budou vhodnější hydraulicky ovládané brzdy, neboť mají plynulejší chod a jsou snadno dostupné a to i cenově. U tohoto typu brzd je možno plynule měnit brzdnou sílu i po započetí brždění a není tak nutné je nastavovat ještě před spuštěním motoru pohánějícího převodovku.

Běžně používané brzdy pro jízdní kola mají brzdný moment nad 60 Nm, což při daném výkonu a otáčkách motoru, pro použití na stendu naprosto postačuje. Brzdný moment lze však ještě zvýšit použitím větších brzdových kotoučů.

6.3.3. Lamelová brzda/spojka

Lamelové brzdy fungují na principu přitlačování lamel k sobě, čímž se vyvozuje vlivem tření brzdná síla. Jednotlivé typy lamelových brzd se od sebe liší zejména členem, který způsobuje přitlačnou sílu mezi lamelami. U nejrozšířenějších typů lamelových brzd je tato síla vyvozována buď silou elektromagnetu nebo silou pružin. Regulace těchto brzd je však obtížná.

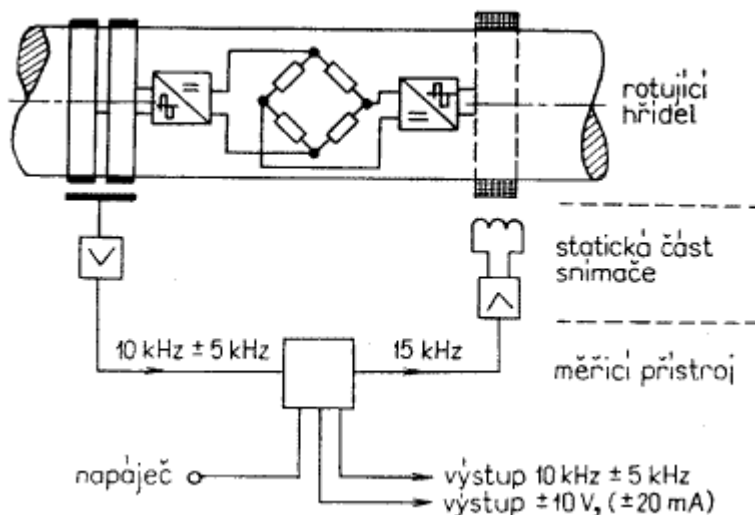


Obr. 9 – Elektromagneticky ovládaná lamelová brzda [8]

6.4. Snímání momentu

6.4.1. Principy snímání momentu

Většina snímačů momentu a síly pracuje na tzv. tenzometrickém principu. Při tomto typu snímání momentu se využívá deformačního členu, což může být například hřídel, na kterou jsou nalepeny tenzometry. Tyto tenzometry se deformují současně s deformačním členem a tak se mění jejich odpor. Na základě odporu tenzometru a známých charakteristik materiálu, ze kterého je vyroben deformační člen je možné takto nepřímo změřit sílu a moment.



Obr. 10 - Schéma snímání momentu na rotující hřídeli [9]

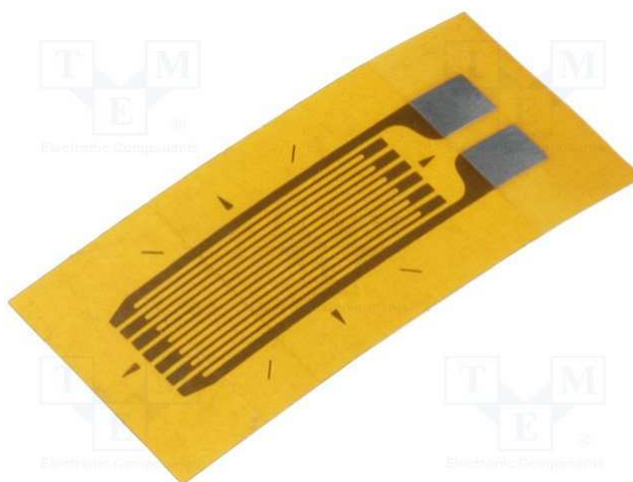
6.4.2. Snímání momentu na standu

Vzhledem ke skutečnosti, že stejnosměrný elektromotor, který bude použit pro pohon převodovky ve standu má také ztráty, bude výsledný výkon za převodovkou ovlivněn i těmito ztrátami. Proto nemůžeme jednoduše účinnost spočítat na základě přivedeného proudu a

napětí k elektromotoru a výkonu na brzdách za převodovkou. Kvůli této skutečnosti bude nutné měřit výkon i mezi motorem a převodovkou.

Pro měření můžeme použít bezkontaktní rotační snímače momentu, které se běžně vyrábějí. Jejich výhodou je poměrně vysoká přesnost. Nevýhodou je však vysoká cena. Vzhledem k nutnosti použití tří těchto snímačů by došlo k výraznému nárůstu ceny a proto tato varianta nebude použita.

Jako nejjednodušší a nejlevnější řešení se však jeví uložení pohonného motoru do jakési kolébky s rámem spojené slabou tyčkou. Tato tyčka bude upevněna na dvou kloubech tak, aby byla namáhána pouze na tah. Přichycením tenzometru bude možné měřit sílu, kterou bude namáhána. Stejně tak brzda bude uchycena na kloubu tak, aby bylo možné zachytit síly na ní působící jednou tyčkou s nalepeným tenzometrem, taktéž namáhanou pouze na tah nebo tlak.



Obr. 11 - Nalepovací tenzometr [10]

6.4.3. Měření otáček

Měření otáček je dnes možno provádět mnoha způsoby. Mezi nejčastější způsoby měření otáček patří optický snímač pulsů, laserové otáčkoměry a stroboskopy. Stend by měl být připraven na měření otáček všemi těmito způsoby. Dvě posledně jmenované způsoby snímání otáček nebudou vyžadovat žádné velké úpravy, ale pro měření otáček za pomoci optického snímače bude nutné vybavit každé místo snímání děrovaným kotoučem, neboť snímač bude počítat právě tyto otvory. Otáčky budou pak určeny jako počet pulsů podělený počtem otvorů v kotouči.

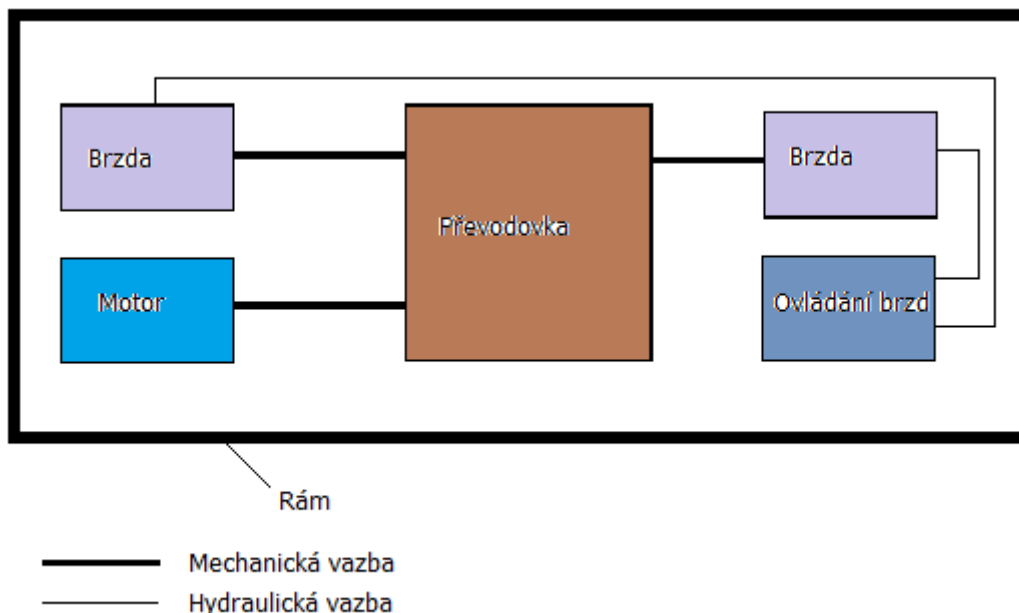
7. Konstrukce stendu

Při konstrukci stendu bylo nutno brát v potaz rozměry, hmotnost a tvar převodovky a taktéž možnosti jejího uchycení. V autě je převodovka standardně uchycena k bloku motoru pomocí šroubů na přírubě. Dále se na převodovce nacházejí dva silentbloky, které slouží k pružnému uchycení celého motoru i s převodovkou ke konstrukci vozidla. Dalším důležitým údajem je i typ převodovky. Převodovka určená pro stend pochází původně z vozidla Škoda Felicia. Toho bude později využito při konstrukci některých prvků.

Vzhledem k tvaru převodovky a diferenciálu bylo rozhodnuto o umístění jednotlivých prvků ve stendu tak, jak je to na schématu v Obr. 12.

7.1. Celkový pohled na konstrukci stendu

Vzhledem k tvaru převodovky a diferenciálu bylo rozhodnuto o umístění jednotlivých prvků ve stendu tak, jak je to na schématu v Obr. 12.



Obr. 12 - Schéma umístění základních prvků a jejich propojení

Vyjma převodovky tvoří stend 5 základních podsestav: rám, motor se spojkou, levá brzda s hřídelí, pravá brzda s hřídelí a ovládací brzd.

Hlavním účelem rámu je udržení tíhy převodovky, upevnění všech prvků a zajištění jejich vzájemné polohy.

První podsestavou umístěnou v rámu je podsestava motoru se spojkou. Tato podsestava má v sobě integrovaný i systém snímání momentu a je připravena pro měření otáček. Moment zde generovaný se mění v převodovce a přenáší přes hřídele na podsestavy brzd.

Podsestavy brzd s hřídelemi jsou téměř totožné, rozdíl mezi pravou a levou je pouze v délce hřídele. Tyto podsestavy mají několik úkolů. Hřídele přenášejí točivý moment převodovky na brzdové kotouče, které jsou připevněné přímo na nich. Brzdový kotouč je upraven, aby na něm mohly být snímány otáčky. Část pevně spojená s rámem zajišťuje uložení rotující hřídele a slouží k upevnění samotné hydraulické brzdy, brždění a snímání momentu.

K ovládací brzdě síly slouží poslední podsestava. Ta je pevně připevněna ke stendu vedle pravé brzdy. Je zde umístěn upravený brzdový systém jízdního kola. Brzdové páky zde umístěné jsou hadicemi spojeny s jednotlivými brzdami.

Mimo stend bude umístěno napájení a ovládací motoru, to zde však dále není konkrétně řešeno.

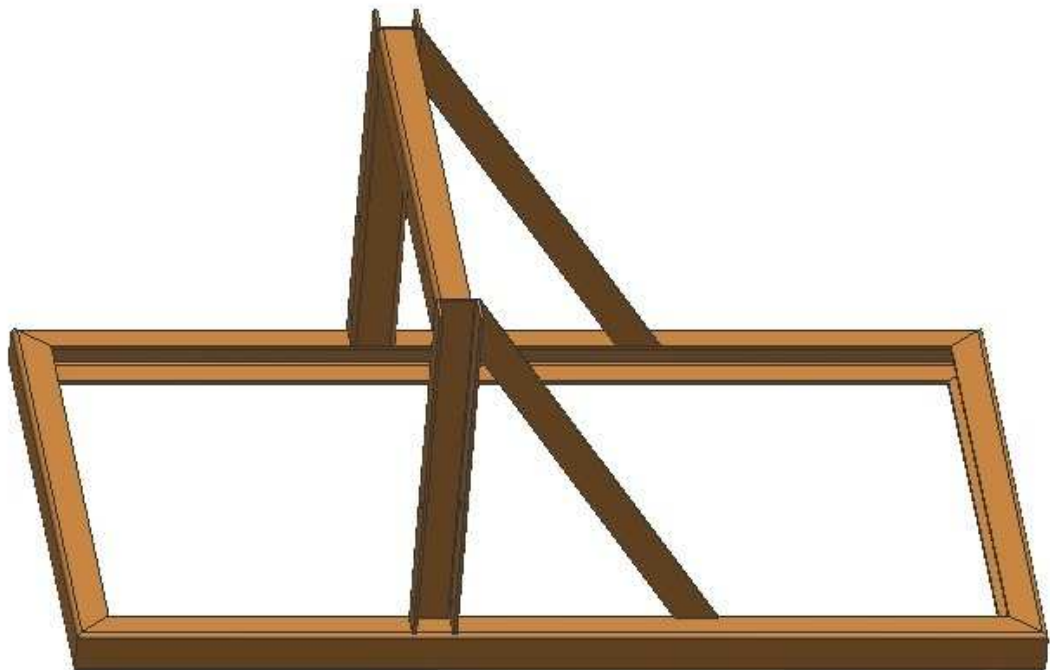
7.2. Rám

Při konstrukci bylo prvořadým úkolem určit rozměry rámu, do kterého se musejí vejít převodovka, pohonný motor i obě brzdná zařízení. Převodovka je sam o sobě dlouhá zhruba

374 mm, dále je nutno připočítat rozměry motoru a brzdných zařízení, poté rezervu na spojky a také je nutno uvažovat nutnost variabilního nastavení, jelikož nebylo možno rozměry převodovky změřit přesně. Vybraný motor má průměr 110 mm a je dlouhý 193 mm. Je však nezbytné brát v úvahu i nárůst rozměrů vlivem jeho upevnění, takže odhadovaná délka je 250 mm. U brzdného zařízení je uvažováno, že nepřesáhne délku motoru a bude se jednat o dvě totožná zařízení, proto je uvažována délka taktéž 250 mm. Pokud jsou vzaty v úvahu i rozměry pro spojovací prvky převodovky s motorem a brzdami, pak je celková délka rámu určena na 1100 mm.

U šířkového rozměru je základním předpokladem, že součet šířky motoru a brzdných zařízení příliš nepřesáhne šířku převodovky. A proto je šířka rámu určena na 650 mm.

Základní obdélníkový rám stendu se vzhledem k nemalé hmotnosti převodovky skládá ze sedmi ocelových lisovaných profilů U 50 x 40 x 3 mm a je vyztužen pásovinou 40 x 6 mm.

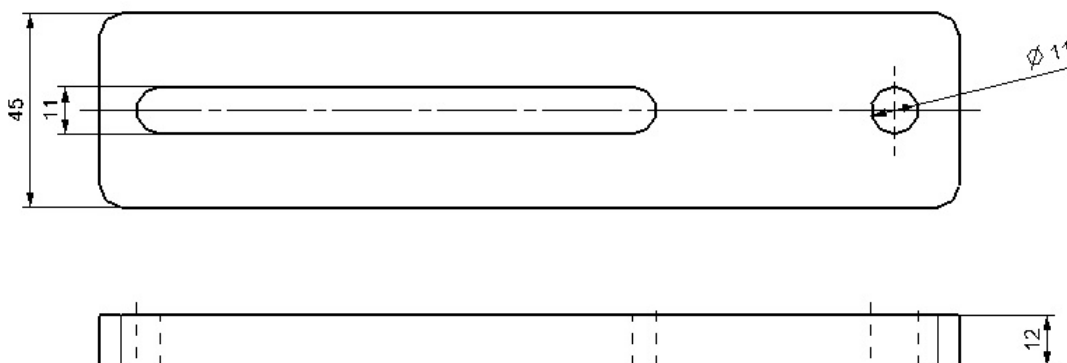


Obr. 13 - Základní rám stendu

7.2.1. Uchycení převodovky

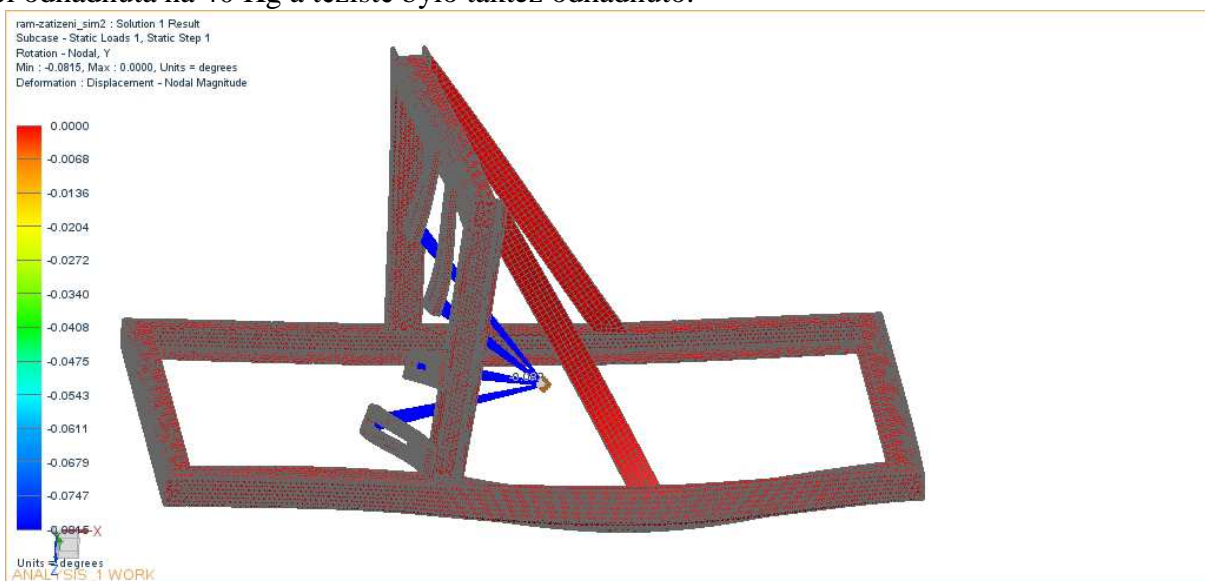
Jak již bylo psáno, převodovka se standardně uchycuje přes přírubu k motoru a dále přes silentbloky ke konstrukci auta. Pro uchycení ke stendu však nelze silentbloky použít, jelikož nezaručují dostatečnou tuhost uložení, která je nutná, aby byla zajištěna souosost hřídele motoru a výstupní hřídele z převodovky. Pro uchycení převodovky do rámu je tedy nutné použít díry na přírubě.

Pro spojení převodovky s rámem jsou navrženy úchyty vyrobené z ploché tažené oceli 40x15. Úchyty jsou navrženy tak, aby poskytly variabilitu upevnění převodovky a dokázaly tak eliminovat nepřesnosti vzniklé při měření děr pro šrouby na převodovce. Zároveň úchyty slouží i k doladění vzájemné pozice hřídelí převodovky a motoru.



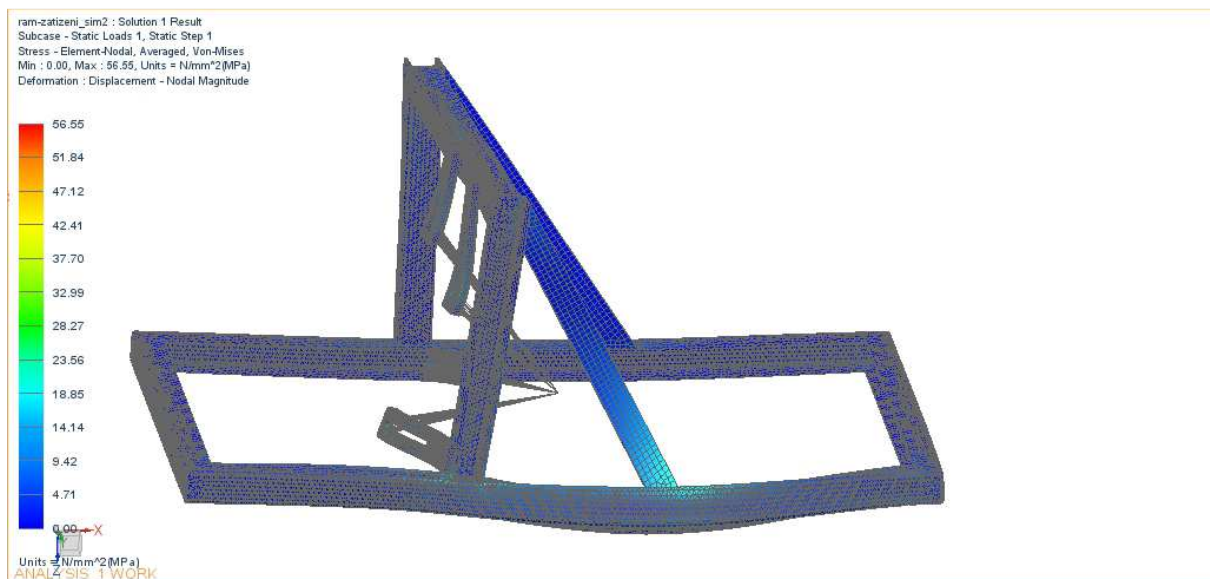
Obr. 14 - Jeden z úchyťů převodovky

Nejdůležitější funkcí rámu a úchyťů převodovky je zajistit souosost hřídelí převodovky a motoru. Při zvolené konstrukci není možné zajistit souosost absolutní, neboť působením tíhové síly na převodovku vždy dojde k jejímu naklopení. Toto naklopení by však mělo být dostatečně malé, aby neovlivňovalo životnost stendu (zejména ložisek). Pro zjištění tohoto naklopení byla vytvořena simulace v CAD softvéru. Hmotnost převodovky byla pro tuto simulaci odhadnuta na 40 Kg a těžiště bylo taktéž odhadnuto.



Obr. 15 - Natočení přibližného těžiště převodovky

Výsledné naklopení převodovky je zhruba $0,082^\circ$. Tento úhel je natolik malý, že nebude příliš ovlivňovat životnost motoru. Vzhledem k tíze převodovky je důležité zkontrolovat ještě napětí na konstrukci rámu.

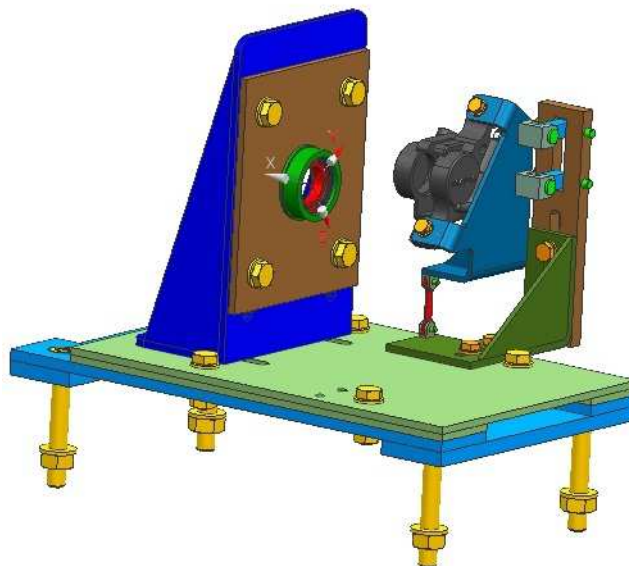


Obr. 16 - Napěťová analýza rámu

Maximální napětí na rámu je zhruba 56 MPa, tyto špičky napětí jsou však většinou způsobeny pouze nedokonalostí sítě v místě styku převodovky a rámu. Na většině konstrukce však napětí nepřesahuje 30 MPa.

7.3. Brzdy

Jak už bylo uvedeno, budou na standu použity standardní hydraulické brzdy z jízdního kola. Kotouče mohou být buď vlastní výroby nebo taktéž běžně vyráběné kotouče pro jízdní kola.



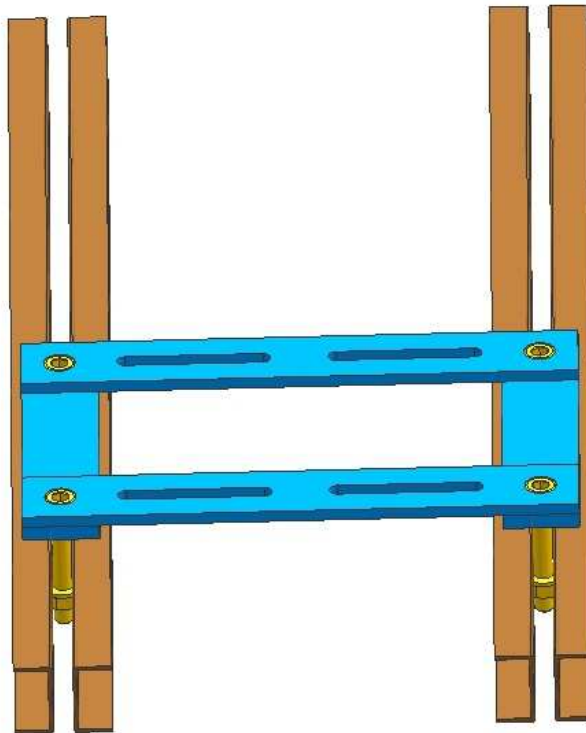
Obr. 17 - Celkový pohled na podsestavu brzdy s uložením hřídele

7.3.1. Posuv brzdové podsestavy

Hřídel je na jedné straně nasunut do drážkovaného výstupu z diferenciálu, je však nutné ho rotačně uložit i na druhé straně, proto je zde umístěno ložisko. Vzhledem

k nemožnosti změřit všechny rozměry naprosto přesně bylo nezbytné toto ložisko umístit tak, aby bylo možné s ním posouvat ve všech třech osách a po smontování stendu tak vymezit nepřesnosti a umožnit, aby výstup z diferenciálu i ložisko na druhé straně leželo v jedné ose.

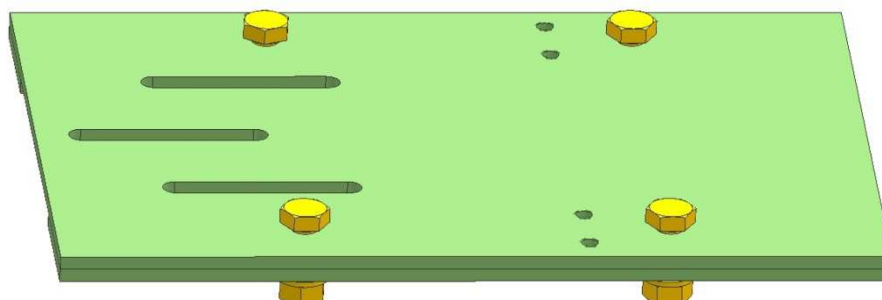
Základ příčného posuvu je vytvořen svařením plochých ocelí o šířce 40 mm a tloušťce 6 mm v podélném směru a plochých ocelí šířky 40 mm a tloušťky 8 mm v příčném směru. Příčný posuv zajišťují šrouby, kterými je svařenec přitažen k U profilům. Po povolení těchto šroubů je tak možné celou podsestavu brzdy posouvat v příčném směru. Vedení pro šrouby zajišťují U profily přivařené k rámu.



Obr. 18 - Příčný posuv sestavy brzdy

Podlouhlé otvory slouží jako vedení pro čtyři šrouby M8 spojující vrchní podélně posuvnou část brzdové podsestavu a tuto příčně posuvnou spodní část. Po povolení šroubů je tak vrchní část možno v podélném směru posunout až o 72 mm, což by mělo být více než dostatečné.

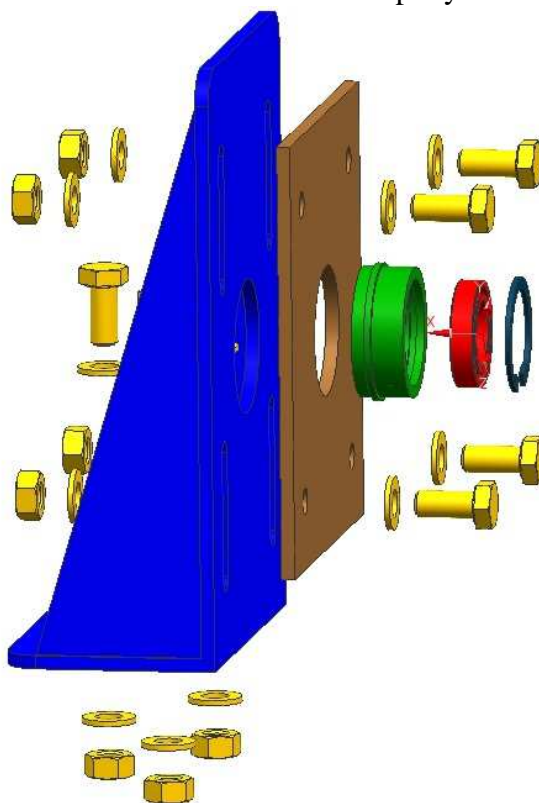
Podélně posuvná část brzdové sestavy je svařena z vrchního plechového dílu a výztuží z pásoviny. Na vrchní plechovou část se upevňuje jak uložení hřídele, tak samotná brzda a pohybují se tak společně.



Obr. 19 - Podélně posuvná část brzdové sestavy

7.3.2. Uložení hřídele

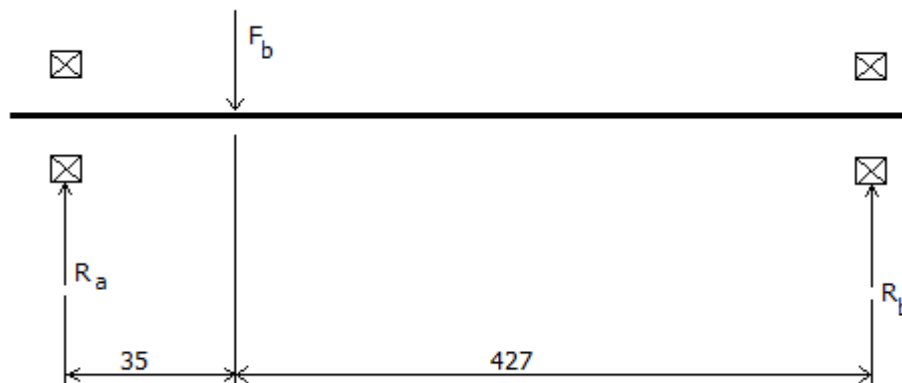
Hlavní funkční částí celého uložení hřídele je ložisko, které je umístěno v domečku a ten je přivařen k plechové desce tloušťky 4 mm. Tato deska je pomocí čtyř šroubů připevněna k jednoduché konstrukci svařené z plechů. Ta díky podlouhým otvorům pro šrouby umožňuje vertikální postuv ložiska. Celá tato konstrukce se navíc může pohybovat v podélném směru.



Obr. 20 - Rozstřel uložení hřídele

7.3.3. Kontrola trvanlivosti použitého ložiska

Použité je jednořadé kuličkové ložisko SKF 61804, jehož základní dynamická únosnost je $C = 4030 \text{ N}$. Zatížení ložiska způsobuje brzdná síla o maximální velikosti $F_b = 128,6 \text{ N}$. Tato síla nepůsobí jen na uložení hřídele u brzdy, ale také na uložení hřídele v převodovce.



Obr. 21 - Schéma sil působících na hřídel a její uložení

Z uvedených reakcí nás zajímá zejména reakce R_a [N], což je reakce zatěžující ložisko uložení hřídele u brzdy. Z momentové podmínky vyplívá:

$$R_a + 427 \cdot F_b - 462 \cdot R_a = 0$$

$$R_a = \frac{427 \cdot F_b}{462} = \frac{427 \cdot 128,6}{462} = 118,9 \text{ N}$$

Ložisko zatěžuje nejen tato reakce, ale i vlastní tíha hřídele s brzdovým kotoučem, která je však poměrně malá a proto je v dalších výpočtech zanedbána. Pro výpočet trvanlivosti je tedy uvažována situace, kdy je síla působící na ložisko $R_a = 118,9 \text{ N}$ a otáčky dosahují $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. K této situaci by v praxi nemělo dojít, neboť při takové síle by mělo dojít k zastavení a otáčky by tak byly nulové. Jedná se tedy pouze o extrémní případ. Při všech zadaných hodnotách je tedy trvanlivost ložiska:

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

P [N]... ekvivalentní dynamické zatížení ložiska $P = R_a$

p ... exponent rovnice trvanlivosti (pro případ kuličkového ložiska $p = 3$)

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{4030}{118,9}\right)^3 = 216\ 320 \text{ hodin}$$

Jelikož stend bude využíván pouze příležitostně, je trvanlivost 216 320 hodin považována za naprosto dostatečnou.

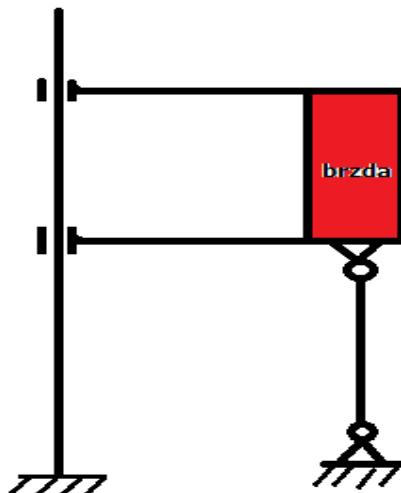
7.3.4. Upevnění brzdy

Základním předpokladem pro přesné měření brzdové síly je namáhání měřících tyček pouze v jedné ose tahem, nebo tlakem. A nutné je, aby byly namáhány pouze měřící tyčky a nikoliv uchycení brzdy.

Aby toho bylo možné dosáhnout, musí se ve dvou směrech zamezit posuvu brzdy a volnost ponechat pouze ve směru vertikálním (směr, ve kterém leží nositelka brzdné síly), kde bude brzdná síla zachycována měřící tyčkou.

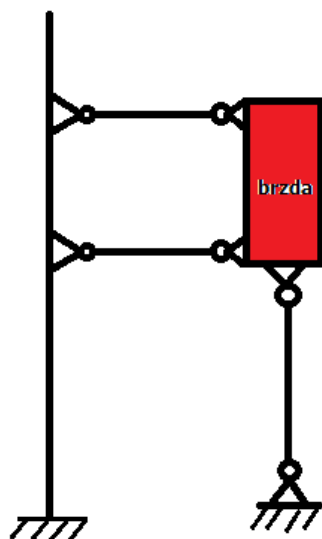
Zvažovány byly dvě varianty:

a) Upevnění brzdy k rámu pomocí posuvné vazby umožňující pouze svislý pohyb.



Obr. 22 - Upevnění posuvnou vazbou

b) Upevnění brzdy k rámu využívající rotačních vazeb.



Obr. 23 - Upevnění rotačními vazbami

Srovnání obou variant:

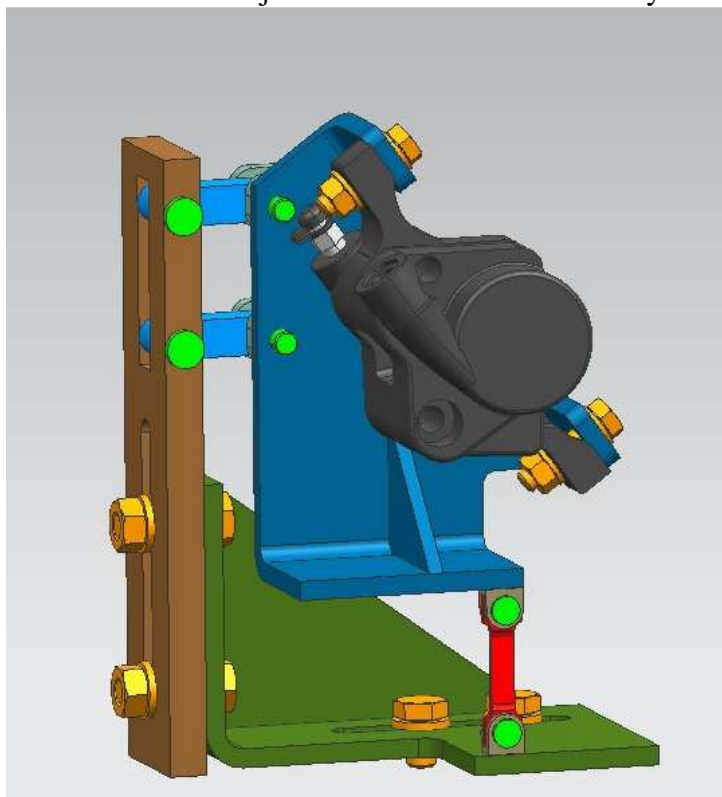
Varianta a), ač se zdá být zdánlivě dobrým řešením, je citlivá na vzájemnou vzdálenost posuvných vazeb a je nevýhodná z hlediska většího tření, které bude ovlivňovat přesnost měření. Další nevýhodou je poměrně vysoká náročnost na přesnost výroby. Výhodou této varianty je posuv opravdu jen ve vertikálním směru.

Varianta b) je výhodnější z hlediska menšího tření a tím i větší přesnosti měření. Náročnost výroby se zdá být taktéž menší než u předchozí varianty. Jedinou nevýhodou této varianty je, že brzda se nebude posouvat pouze ve vertikálním směru, nýbrž bude opisovat kružnici. Tuto nevýhodu však můžeme zanedbat, neboť při zafixování brzdy měřicí tyčkou v pozici, kdy brzdná síla bude působit tečně na kružnici vnačující směr posuvu brzdy, už k žádnému posuvu docházet nebude a veškerá brzdná síla se bude přenášet na měřicí tyčku.

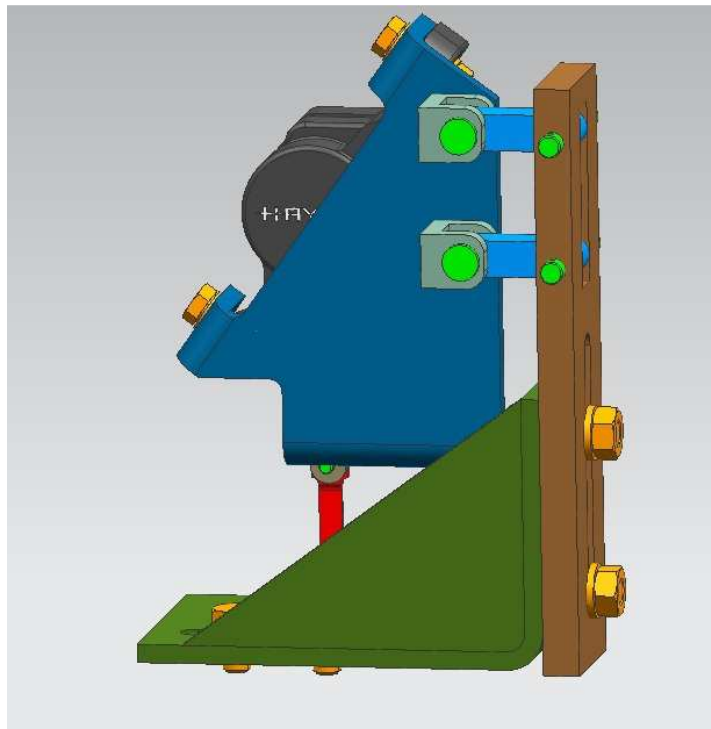
Po zvážení zmíněných pozitiv a negativ byla zvolena druhá varianta.

Aby bylo možné brzdu dokonale ustavit na přesnou vzdálenost od středu rotace brzdového kotouče, je celé uchycení brzdy možné přičně posouvat vůči uložení hřídele, na

kterém je kotouč namontován. Dále je celá brzda upevněna posuvně i ve vertikálním směru, což umožňuje její přesné nastavení tak, aby tečny ke směru pohybu brzdového kotouče a samotné brzdy byly totožné. Na této tečně je umístěna i samotná měřicí tyčka.



Obr. 24 - Pohled na brzdou směrem od uložení hřídele



Obr. 25 - Pohled na brzdou od převodovky

7.3.5. Měřicí tyčky pro brzdy

Rozměry měřících tyček musí být voleny s ohledem na sílu, kterou budou zachytávat. Při měření nesmí dojít k přetržení, nebo trvalé deformaci tyčky. Při zatěžování tyčky je tedy nutné se držet v oblasti platnosti Hookova zákona a napětí nesmí přesáhnout mez kluzu materiálu, ze kterého jsou tyčky vyrobeny.

Jak je uvedeno výše, točivý moment na výstupu z rozvodovky je zhruba 17,22 N.m. tento moment je přes hřídele přenášen na brzdové kotouče a ty jsou bržděny hydraulickými brzdami. Pokud by tedy v krajním případě mělo dojít k úplnému zabrždění obou kotoučů, bude nutné zachytit každou brzdou moment 8,61 N.m. Jelikož přesný převodový poměr není znám, bude se pro zjednodušení dále počítat s momentem $M_b = 9$ N.m. Dalším důležitým parametrem je rameno, na kterém točivý moment působí, ten je dán průměrem kotouče a umístěním brzdy a samotné měřící tyčky. Jelikož jsou uvažovány brzdové kotouče o průměru 160 mm, můžeme předpokládat umístění měřících tyček do vzdálenosti 80 mm od středu. Úchyty měřících tyček však budou přidělané až podle konkrétní použité brzdy a to tak, aby zhruba ležely na nositelce brzdové síly. Pro orientační výpočet byla tedy zvolena vzdálenost tyček od středu otčení kotoučů $r_b = 0,07$ m.

Nyní je tedy možno přikročit k výpočtu síly F_b , která bude na každou z měřících tyček působit.

$$F_b = \frac{M_b}{r_b} = \frac{9}{0,07} = 128,6 \text{ N}$$

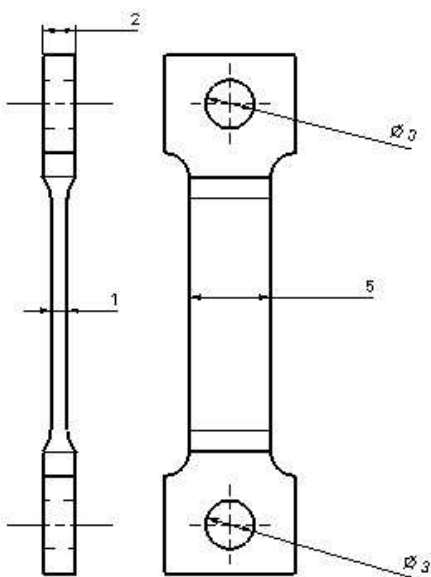
Nyní, když je známá síla působící na měřící tyčku brzdy, je nutné zvolit materiál a jeho mez kluzu. Byla zvolena běžná konstrukční ocel ČSN 11343 s mezí kluzu $R_e = 180 \text{ MPa}$ Součinitel bezpečnosti bezpečnosti je zvolen $k = 2$. Po stanovení všech těchto údajů je možno přikročit k výpočtu minimálního průřezu měřící tyčky.

$$S_{b_{min}} = \frac{F_b \cdot k}{R_e} = \frac{128,6 \cdot 2}{180 \cdot 10^6} = 1,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$S_{b_{min}}$ [m²]...minimální průřez měřící tyčky

Jak je vidět, minimální průřez měřící tyčky je poměrně malý. Při návrhu skutečného průřezu je však nutné počítat i s nutností umístit na měřící tyčku tenzometr a dále je nutné si uvědomit, že jedna z tyček bude namáhána tahem a druhá tlakem, tudíž jedna z tyček bude namáhána na vzpěr. Kvůli tomuto namáhání a rozměrům běžně dostupných tenzometrů byl průřez tyček v nejužším místě, kde budou nalepeny tenzometry, stanovan na 5 mm x 1 mm. Tyto rozměry dávají mnohem větší průřez, než je $S_{b_{min}}$ a proto se není nutné bát přetržení tyčky a nebo její trvalé deformace vlivem překročení meze kluzu.

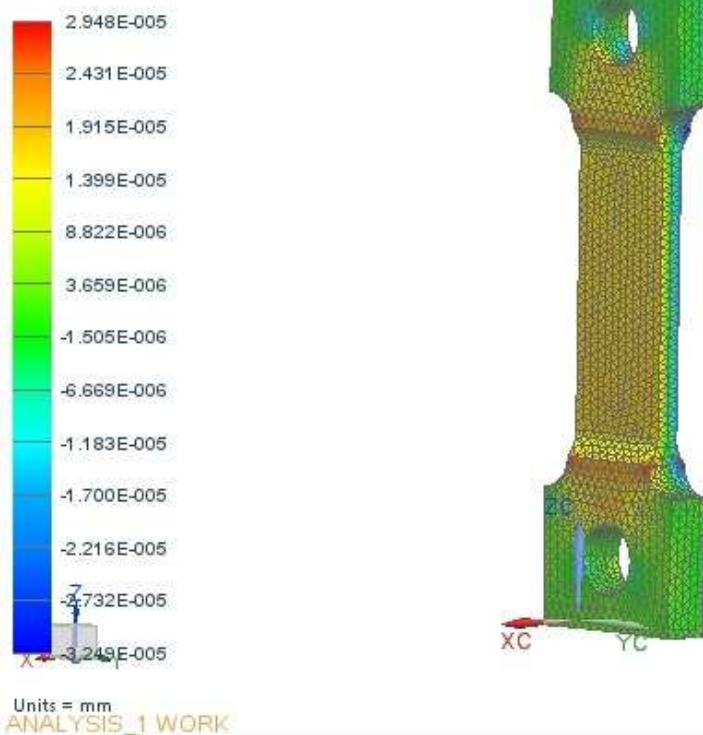
Měřící tyčky budou upevněny na každém konci pomocí čepu o průměru 3 mm. Čepy budou proti vypadnutí zajištěny závlačkou.



Obr. 26 - Základní rozměry měřicí tyčky brzdy

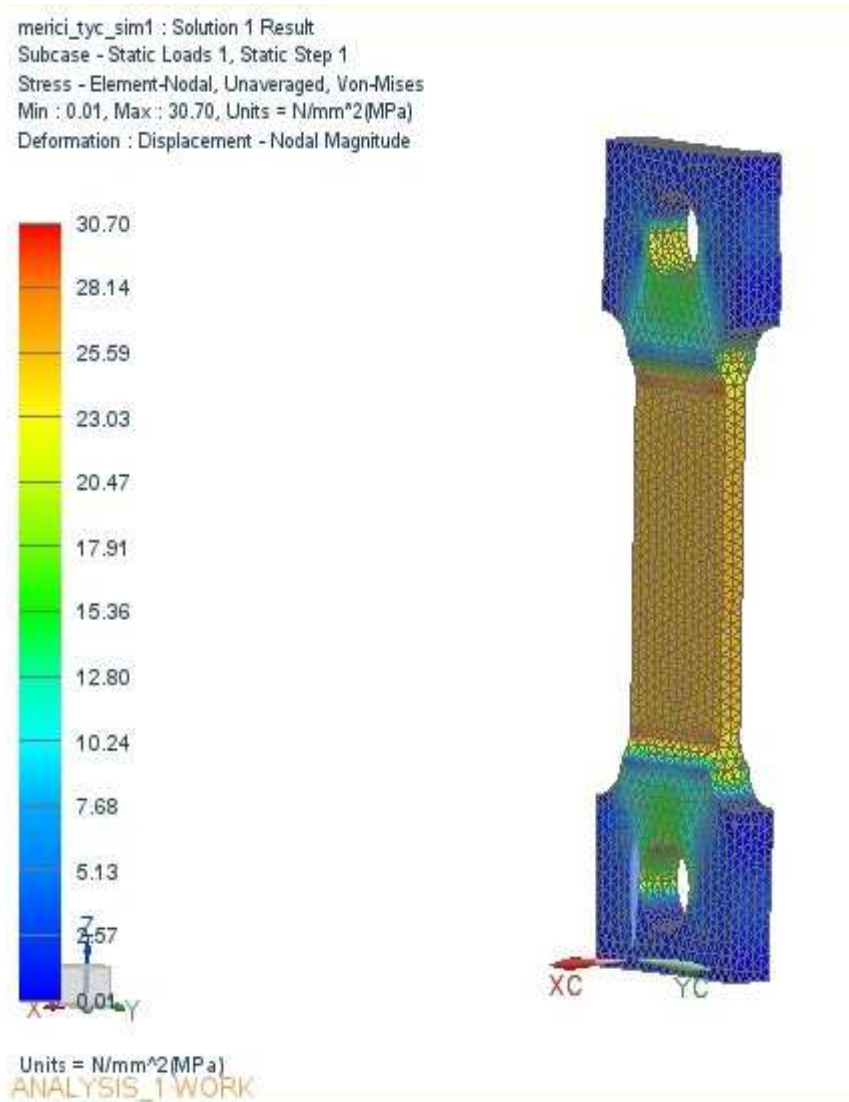
Přesnou rozteč děr pro čepy bude nutné stanovit až po ustavení brzdy, neboť bude záviset i na ustavení převodovky, avšak měla by se pohybovat okolo 26 mm. Pro tento rozměr byl také vytvořen model. Ten byl následně podroben simulaci zatížení v CAD softvéru. Tyčka byla zatížena silou 130N v tlaku, aby se ověřilo, zda nedojde vlivem vzpěru k nadměrné deformaci. Výsledné deformace jsou zobrazeny na Obr. 27.

merici_tyc_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -3.249E-005, Max : 2.948E-005, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 27 - Deformace měřicí tyče ve směru osy x

Jak je vidět z výsledků simulace, nedochází vlivem vzpěru k nadměrné deformaci a vybočení tyčky v nejvíce rizikovém směru osy x. Pro ověření, že ani napětí v místech uchycení nepřesahují napětí na mezi kluzu je zde ještě zobrazena analýza napětí. Z analýzy vyplývá, že největší napětí je na nejtenčí části tyčky, kde bude umístěn tenzometr a prováděno měření.



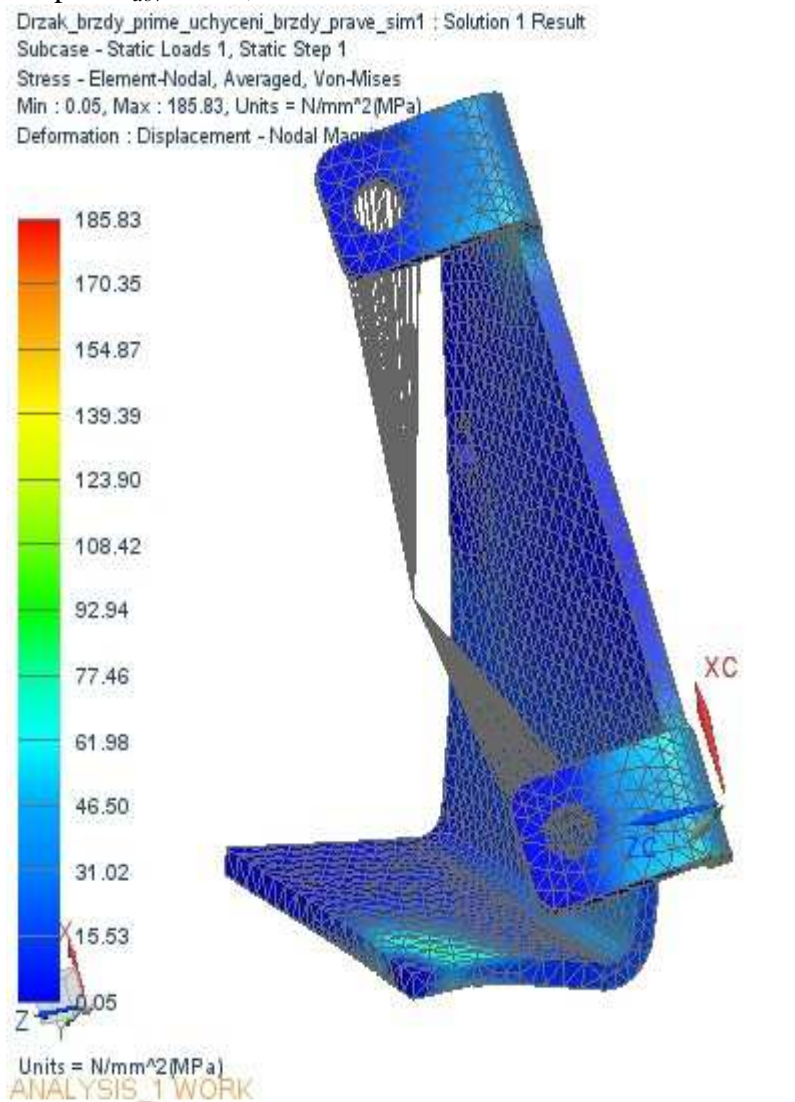
Obr. 28 - Výsledky napět'ové analýzy měřicí tyčky brzdy

7.3.6. Pevnostní analýza uchycení brzdy

Jelikož se síla na měřicí tyčky přenáší z uchycení brzdy, které je vyrobeno z ohýbaného plechu tloušťky 3 mm. Vzhledem k velikosti sil a tvaru uchycení brzdy je předpoklad, že by zde při nevhodně zvolené tloušťce materiálu mohlo dojít k trvalé deformaci, nebo dokonce prasknutí. Aby bylo možné vyloučit tuto možnost, byla i tato část podrobena simulaci v CAD softvéru. Z deformační analýzy vyplynulo, že největší deformace bude v oblasti uchycení brzdy, kde její hodnota dosáhne až 0,09 mm. Tato deformace je však z hlediska funkčnosti zanedbatelná.

Dále byla provedena kontrola napětí, které nesmí překročit mez kluzu zvoleného materiálu podělenou koeficientem bezpečnosti. Jestliže bude použit plech z běžně dostupné

konstrukční oceli s mezí kluzu $R_e = 235$ MPa a zvolený koeficient bezpečnosti $k = 2$, je tedy maximální dovolené napětí $\sigma_{dov} = 117,5$ MPa.

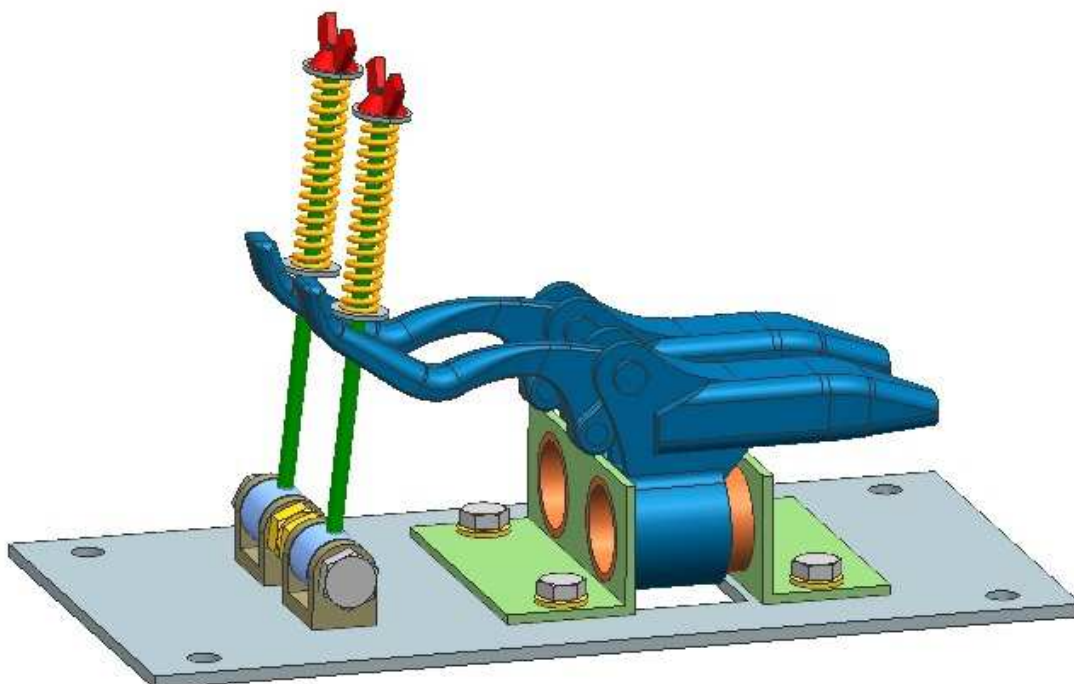


Obr. 29 - Napět'ová analýza držáku brzdy

Z napět'ové analýzy vyplívá, že téměř všechna napětí nepřesahují hodnotu 70 Mpa, což je z hlediska bezpečnosti přijatelné. Na modelu se sice nachází napětí o hodnotách až 185 Mpa, ale jedná se o špičky napětí, které jsou způsobeny zejména nedokonalostí sítě v místě styku držáku s uchycením měřicí tyčky.

7.4. Ovládání brzd

Pro ovládání brzd budou použity dvě brzdové páky pro hydraulické brzdy jízdních kol. Jelikož je však nutné brzdou sílu ovládat plynule. Budou tyto páky upraveny a následně stlačovány přes pružinu, která zajistí právě plynulé nastavení brzdné síly.



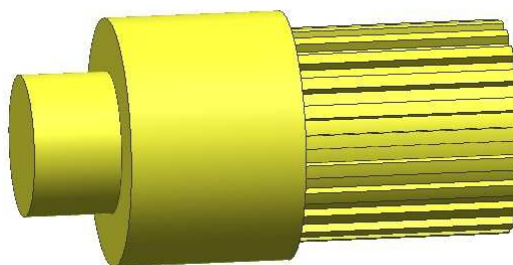
Obr. 30 - Sestava ovládání brzd

Samotná brzdná páka bude upravena provrtáním díry, přes kterou bude protažena rotačně uložená závitová tyč M5. Nad brzdovou pákou bude na tuto závitovou tyč navlečena pružina, přes kterou se bude páka stlačovat. Stlačování páky a pružiny zajistí křídlová matice.

7.5. Hřídele a brzdové kotouče

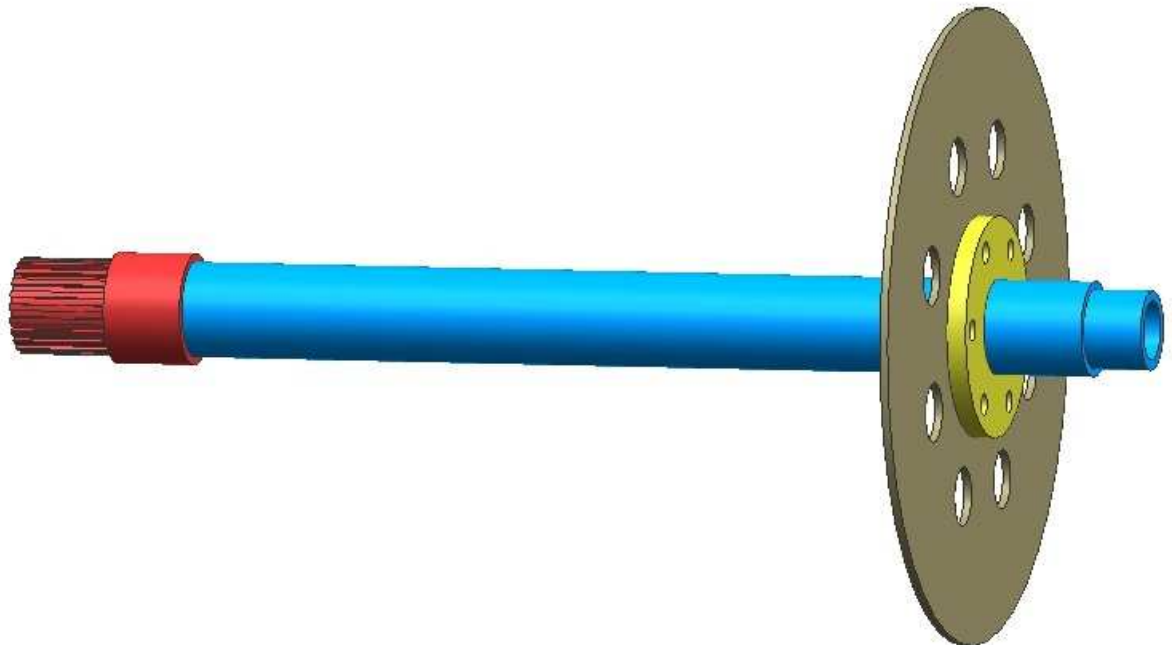
Diferenciál a brzdné sestavy spojují dvě hřídele, které přenášejí točivý moment na brzdové kotouče. Jeden konec hřídele je uložen v ložisku brzdné sestavy a druhý drážkovaný konec je vložen do diferenciálu.

Drážkování diferenciálu není možné přesně změřit, proto bylo nutné přikročit k použití upravené části z homokinetického kloubu. Z kloubu bude odříznuta část zasouvající se do diferenciálu a to o délce 55 mm. Dále bude na této části vytvořeno osazení pro zasunutí do trubky tvořící zbytek hřídele.



Obr. 31 - Upravený homokinetický kloub

Větší část hřídele bude kvůli úspoře hmotnosti tvořena trubkou, na konci s osazením pro ložisko. Upravený homokinetický kloub do ní bude zasunut a následně zavařen. Stejně tak bude z vnějšku na trubku přivařena příruba pro uchycení brzdového kotouče. Ten bude přišroubován pomocí šesti šroubů M5. Oba dva hřídele jsou téměř totožné a liší se pouze v délce.



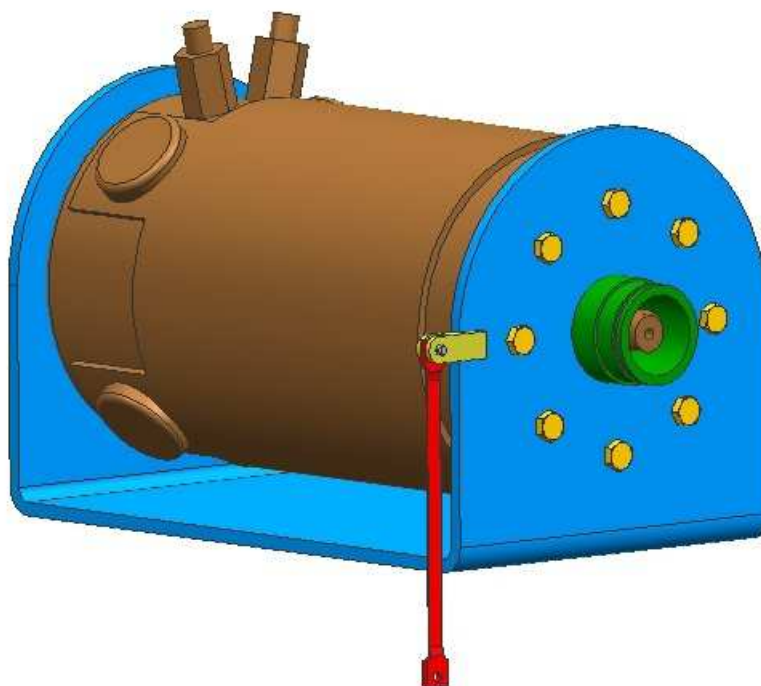
Obr. 32 - Sestava hřídele s brzdovým kotoučem

Brzdový kotouč o průměru 160 mm je opatřen otvory pro měření otáček za pomoci optického snímače pulsů. Díky stejným upevňovacím rozměrům je možno na přírubu připevnit i běžně prodávané brzdové kotouče pro jízdní kola.

7.6. Motor a jeho uložení

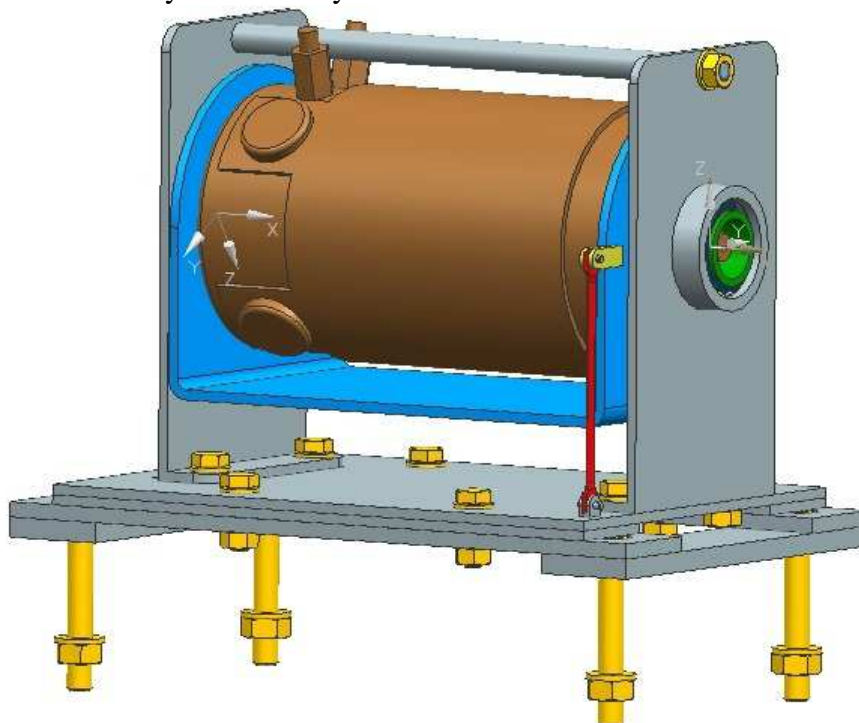
Motorová sestava je stejně jako sestava brzd posuvná příčně i podélně. Vertikální posuv zde není řešen, neboť v tomto směru by mělo dojít k ustavení celé převodovky. Mechanismus všech posuvů je stejný jako u brzd.

Samotný motor je pomocí osmi šroubů M5 připevněn k držáku. Držák je v ose hřídele motoru rotačně uložen ve dvou ložiskách tak, aby se točivý moment motoru nepřenášel dále, ale byl zachycován pouze měřicí tyčkou, která je připevněna v tečném směru.



Obr. 33 - Motor v držáku s měřicí tyčkou

Držák i s motorem je přes ložiska uložen do dvou stojin, které jsou přišroubovány na spodní posuvnou část. Stojiny jsou ještě v horní části vzájemně zpevněny rozpěrnou trubkou, přes kterou jsou k sobě staženy závitovou tyčí.



Obr. 34 - Celá podsestava motoru

Jak již bylo zmíněno, příčně i podélně posuvná část jsou téměř totožné s těmi, které byly popsány už o podsestavy brzdy. Jediným rozdílem je nahrazení otvorů pro upevnění brzdy a uložení ložiska otvory pro stojiny.

7.6.1. Měřicí tyčka motoru

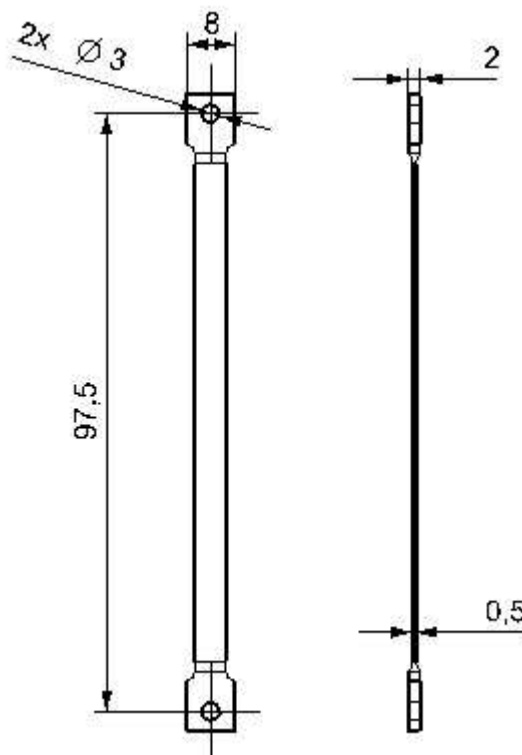
Vzhledem maximálnímu točivému momentu motoru, který je velmi malý, je nutné udělat měřicí tyčku co nejtenčí, aby byla dostatečně deformována a měření mělo dostatečnou přesnost. S ohledem na možnosti konstrukce byla je vzdálenost měřicí tyčky od osy otáčení motoru $r_m = 0,07$ m. Síla F_m působící na měřicí tyčku je tedy:

$$F_m = \frac{M_m}{r_m}$$

M_m ...maximální točivý moment motoru

$$F_m = \frac{1,12}{0,07} = 16 \text{ N}$$

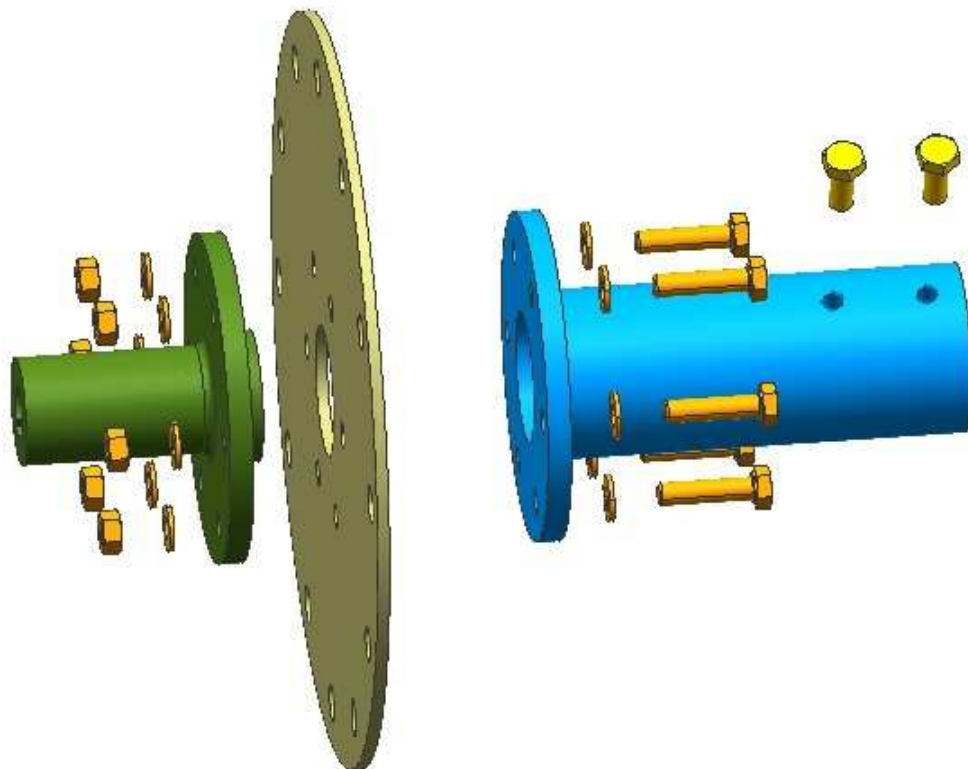
Aby bylo možné připevnit tenzometr, byla navržena tyčka s nejmenším průřezem 5 x 0,5 mm. Nyní by měla být provedena ještě pevnostní kontrola, avšak vzhledem k výsledkům pevnostní kontroly u měřících tyček na brzdách, kde byla mnohem větší zatěžující síla je jasné, že pevnost měřicí tyčky je naprosto dostatečná. Vzhledem k délce a průřezu je však vhodné umístit tuto tyčku tak, aby byla namáhána pouze na tah, nikoli tlak.



Obr. 35 - Základní rozměry měřicí tyčky motoru

7.7. Spojka motoru a Převodovky

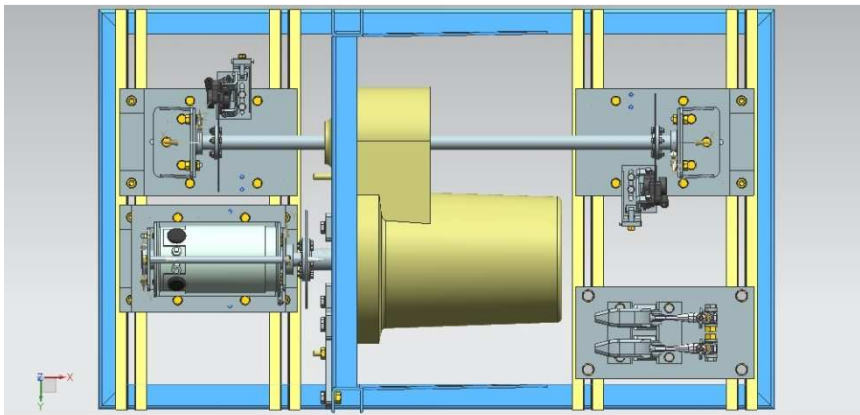
Při konstrukci spojky bylo nutné vycázet z připojovacích rozměrů jak na motoru, tak na převodovce. Hřídel motoru o průměru 11 mm je vybavena perem, zatímco hřídel převodovky má drážkování, které však není možné přesně oměřit. S dostatečnou přesností bylo možné oměřit pouze vnější průměr drážkované hřídele. Proto byla pro upevnění spojky na hřídeli převodovky zvolena varianta svěrného spoje, kdy bude spojka nasazena na hřídel a proti otočení zajištěna dvěma šrouby. Vzhledem k přenášenému momentu 1,12 Nm je toto spojení považováno za dostatečně bezpečné proti proklouznutí. Do části nasouvající se na hřídel motoru bude vytvořena drážka pro pero. Spojka se tedy bude skládat ze dvou částí nasouvajících se na hřídele a pro měření otáček bude mezi tyto části vložen ještě děrovaný kotouč.



Obr. 36 - Rozstřel podstavy spojky

7.8. Sestavení stendu

Při sestavování stendu dojde nejdříve k připevnění motoru, převodovky a propojení jejich hřídelí pomocí spojky. Poté bude následovat připevnění brzd a brzdových hřídelí s kotouči, neboť ty už je možno přesně ustavit podle polohy převodovky. Poté je možno připevnit ovládání brzd, neboť jeho poloha nezávisí na ostatních částech. Nakonec je potřeba nastavit brzdy a vyrobit měřicí tyčky přesně podle jejich nastavení.



Obr. 37 - Stend po sestavení

8. Simulace funkce, měření a výpočet účinnosti převodovky

8.1. Postup měření

1. Spuštění motoru a nastavení otáček
2. Nastavení brzdných sil na jednotlivých brzdách, simulujících jízdní stavu vozidla
3. Odečtení síly na měřící tyčce motoru
4. Měření otáček na motoru a brzdách
5. Výpočet momentů
6. Výpočet účinnosti

8.1.1. Spuštění a nastavení otáček

Elektromotor spustíme a pomocí PWM regulátoru přibližně nastavíme vstupní otáčky. Ty bude možné dále během měření měnit.

8.1.2. Nastavení brzdných sil na jednotlivých brzdách, simulujících jízdní stavu vozidla

Brzdná síla se nastaví otáčením křídlových matic, které stlačují brzdné páky. Při nastavování je nutné sledovat sílu měřenou tenzometry. Velikost nastavované brzdné síly bude záviset na požadavcích na dané měření. Pokud bude požadováno měření účinnosti za běžné jízdy, kdy se obě kola nacházejí na asfaltu, bude na obou brzdách nastavována stejná hodnota. Pokud bude požadováno měření za situace, kdy se jedno kolo nachází například na ledě a druhé na asfaltu, bude na jedné z brzd nastavována výrazně menší brzdná síla. Obecně se dá říci, že důležitý bude v takovéto situaci poměr sil nastavených na jednotlivých brzdách. Ten by měl odpovídat poměru součinitele adheze na neprokluzujícím kole a součiniteli smykového tření na kole, kde dojde k prokluzu.

8.1.3. Odečtení síly na měřící tyčce motoru

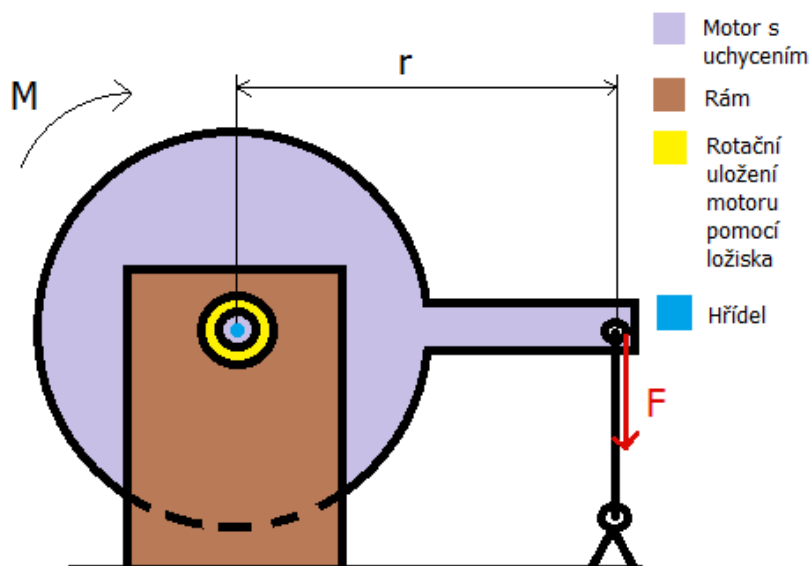
Nyní, když jsou nastavené brzdné síly a známe jejich velikosti je možné přejít k odečtení síly, která působí na motor. Tato síla bude následně v dalším kroku přepočítána na točivý moment.

8.1.4. Měření otáček

Otáčky je ideální zaznamenávat současně s měřením sil, aby se předešlo nepřesnostem. Způsob měření otáček bude záviset na dostupném měřícím zařízení (optický snímač, měřič využívající detekci odraženého infračerveného paprsku, případně jiné zařízení).

8.1.5. Výpočet momentů

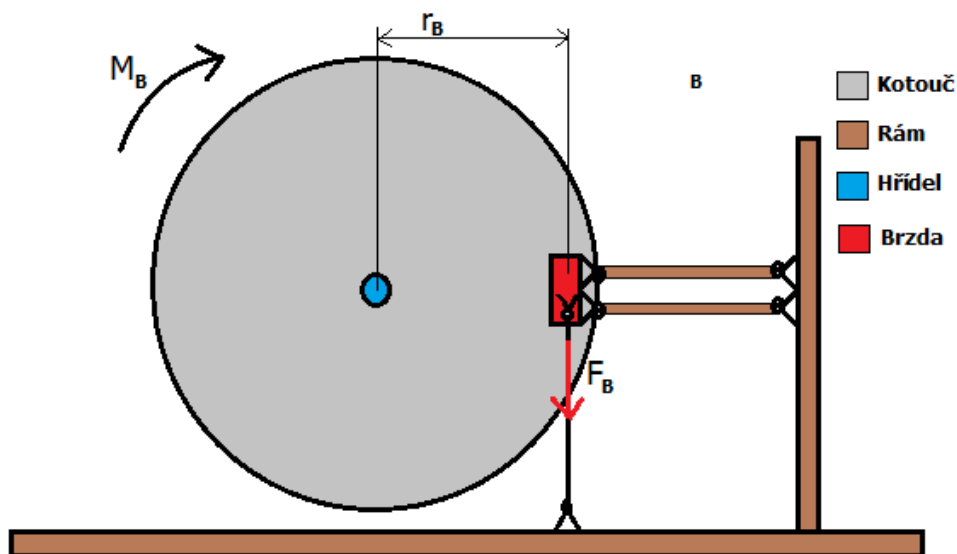
Aby bylo možné spočítat účinnost, je nutné nejdříve spočítat moment působící na motor a na brzdu. Následující obrázky schematicky znázorňují uchycení motoru a brzdy. Z těchto schémat je nutné vycházet při výpočtu momentu.



Obr. 38 - Schéma uložení motoru

Pro výsledný moment M_m na motoru platí následující vzorec:

$$M_m = r_m \cdot F_m$$



Obr. 39 - Schéma brzdy

Sílu F_B je možno změřit tenzometry na tyčkách. Výsledný moment na brzdě se počítá obdobně jako na motoru.

$$M_B = r_B \cdot F_B$$

8.1.6. Výpočet účinnosti

Je nutno vycházet ze vzorce uvedeného již v obecné kapitole o účinnosti.

$$\eta_c = \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_p \cdot M_p}{60}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot M_m}{60}} = \frac{n_p \cdot M_p}{n_m \cdot M_m}$$

Zde jsou n_p otáčky za převodovkou a M_p točivý moment za převodovkou. Je tedy nezbytné upravit vzorec do následujícího tvaru.

$$\eta_c = \frac{n_{B1} \cdot M_{B1} + n_{B2} \cdot M_{B2}}{n_m \cdot M_m}$$

Kde n_{B1} a M_{B1} jsou otáčky, respektive moment na první brzdě a n_{B2} a M_{B2} otáčky a moment na druhé brzdě.

9. Závěr

V práci byly popsány možnosti měření účinnosti automobilových převodovek a s ohledem na cenovou náročnost byl proveden konstrukční návrh stendu, který má sloužit jak k měření účinnosti, tak simulaci jízdních stavů. Stend byl zkonstruován pro převodovku z vozidla škoda felicia. Za pomoci tohoto stendu je možné simulovat chování převodovky a diferenciálu za různých adhezních podmínek. Adheze a smykové tření jsou zde simulovány brzdícím momentem.

Stend je konstruován pro jednu konkrétní převodovku, ale ze základních principů lze vycházet i při návrhu stendů pro jiné převodovky. Stejně tak lze stend dále vylepšovat. Například nahrazením stávajícího systému měření momentu průmyslově vyráběnými snímači točivého momentu a následně ještě zjednodušit konstrukci. To však záleží zejména na případném finančním rozpočtu na stavbu stendu.

10. Seznam obrázků

- Obr. 1 - Synchronizační spojka
- Obr. 2 - Klasická tříhřídelová převodovka
- Obr. 3 - Funkce diferenciálu při přímé jízdě
- Obr. 4 - Funkce diferenciálu při průjezdu zatáčkou
- Obr. 5 - Základní schéma stendu
- Obr. 6 - Základní parametry motoru udávané výrobcem
- Obr. 7 - Graf závislosti točivého momentu na dalších veličinách udávaný výrobcem
- Obr. 8 - Shematický řez magnetickou práškovou brzdou
- Obr. 9 - Elektromagneticky ovládaná lamelová brzda
- Obr. 10 - Schéma snímání momentu na rotující hřídeli
- Obr. 11 - Nalepovací tenzometr
- Obr. 12 - Schéma umístění základních prvků a jejich propojení
- Obr. 13 - Základní rám stendu
- Obr. 14 - Jeden z úchyťů převodovky
- Obr. 15 - Natočení přibližného těžiště převodovky
- Obr. 16 - Napěťová analýza rámu
- Obr. 17 - Celkový pohled na podsestavu brzdy s uložením hřídele
- Obr. 18 - Příčný posuv sestavy brzdy
- Obr. 19 - Podélně posuvná část brzdové sestavy
- Obr. 20 - Rozstřel uložení hřídele
- Obr. 21 - Schéma sil působících na hřídel a její uložení
- Obr. 22 - Upevnění posuvnou vazbou
- Obr. 23 - Upevnění rotačními vazbami
- Obr. 24 - Pohled na brzdu směrem od uložení hřídele
- Obr. 25 - Pohled na brzdu od převodovky
- Obr. 26 - Základní rozměry měřící tyčky brzdy
- Obr. 27 - Deformace měřící tyče ve směru osy x
- Obr. 28 - Výsledky napěťové analýzy měřící tyčky brzdy
- Obr. 29 - Napěťová analýza držáku brzdy
- Obr. 30 - Sestava ovládání brzd
- Obr. 31 - Upravený homokinetický kloub
- Obr. 32 - Sestava hřídele s brzdovým kotoučem
- Obr. 33 - Motor v držáku s měřící tyčkou

Obr. 34 - Celá podsestava motoru

Obr. 35 - Základní rozměry měřicí tyčky motoru

Obr. 36 - Rozstřel podsestavy spojky

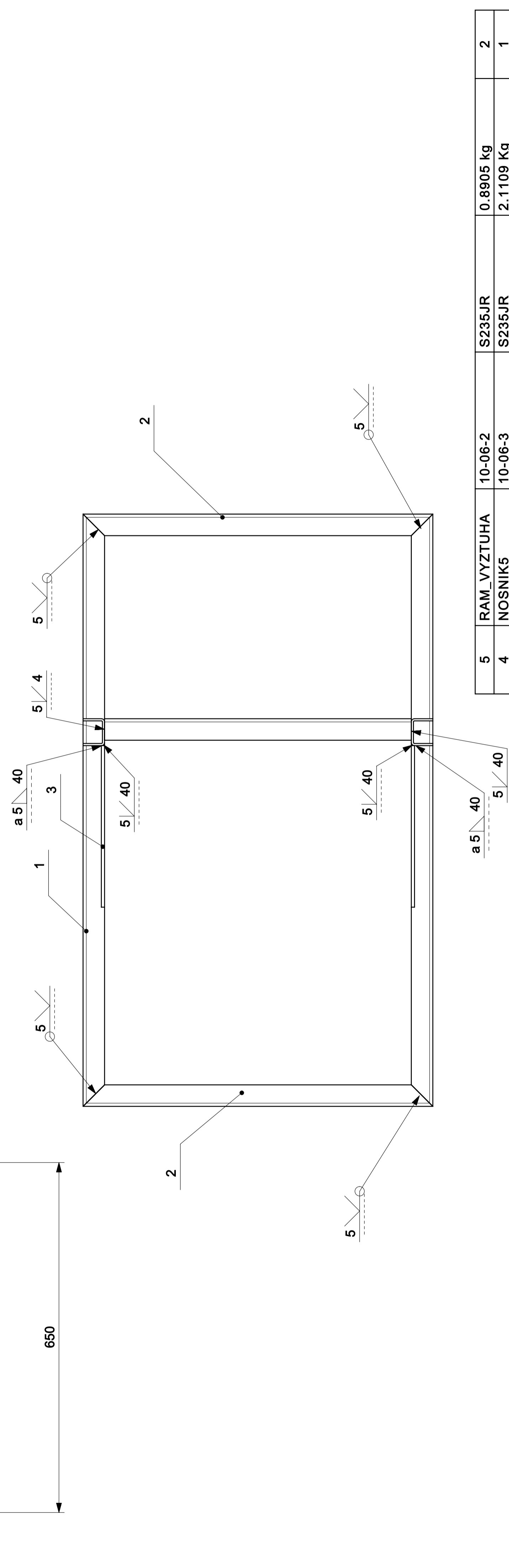
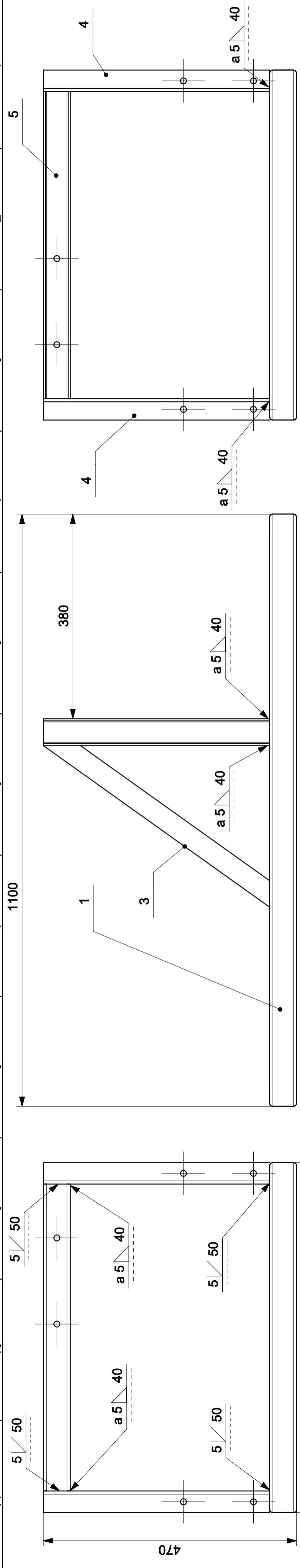
Obr. 37 - Stend po sestavení

Obr. 38 - Schéma uložení motoru

Obr. 39 - Schéma brzdy

11. Seznam použité literatury

- [1] Leinveber, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky. Úvaly: Albra, 2008*
- [2] RUNŠTUK, J., *Příprava výukové úlohy na experimentálním zařízení pro měření účinnosti ozubených převodů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. Vedoucí diplomové práce Ing. MILAN KLAPKA, Ph.D.
- [3] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [4] <http://skoda.panda.cz/clanek.php?id=436>
- [5] <http://www.autorubik.sk/clanky/diferencial>
- [6] http://www.transtecno.com/filealbum/61_0.pdf
- [7] <http://www.placidindustries.com/crossection-br.html>
- [8] <http://www.directindustry.com/prod/kendrion-villingen-gmbh/product-13970-269615.html>
- [9] <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/KA04-09.htm>
- [10] http://www.tme.eu/cz/katalog/dotykovy-cidla_100439/?id_producer=884
- [11] Prachař, R., *Jízdní odpory vozidel* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010 Vedoucí diplomové práce Ing. TOMÁŠ ROCHLA
- [12] <http://www.emp.cz/brsp.htm>



5	RAM_VYZTUHA	10-06-2	S235JR	0.8905 kg	2
4	NOSNIK5	10-06-3	S235JR	2.1109 Kg	1
3	NOSNIK3	10-06-4	S235JR	1.5479 kg	2
2	NOSNIK1	10-06-5	S235JR	2.3087 kg	2
1	NOSNIK2	10-06-6	S235JR	3.9799 kg	2
	POZICE NAME	VYKRES - NORMA	MATERIAL	MASS	Mn.

ISO 1

Kreslil / Drawn by: JIří Balek

Nakreslil / Checked by:

Schválil / Approved by:

Index změny / change description

Projezdy / change description

Projezdy / change description

Projezdy / change description

Projezdy / change description

Projezdy / change description

Jméno / Name: JIří Balek

Datum / Date:

Schválil / Approved by:

Datum / Date:

Schválil / Approved by:

Datum / Date:

Schválil / Approved by:

Datum / Date:

Schválil / Approved by:

Datum / Date:

Schválil / Approved by:

Datum / Date:

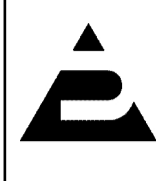
Projezt / Project: 01

Číslo sestavy / Assembly No. 10.8379 kg

Číslo výkresu / Drawing No. 10062015-1

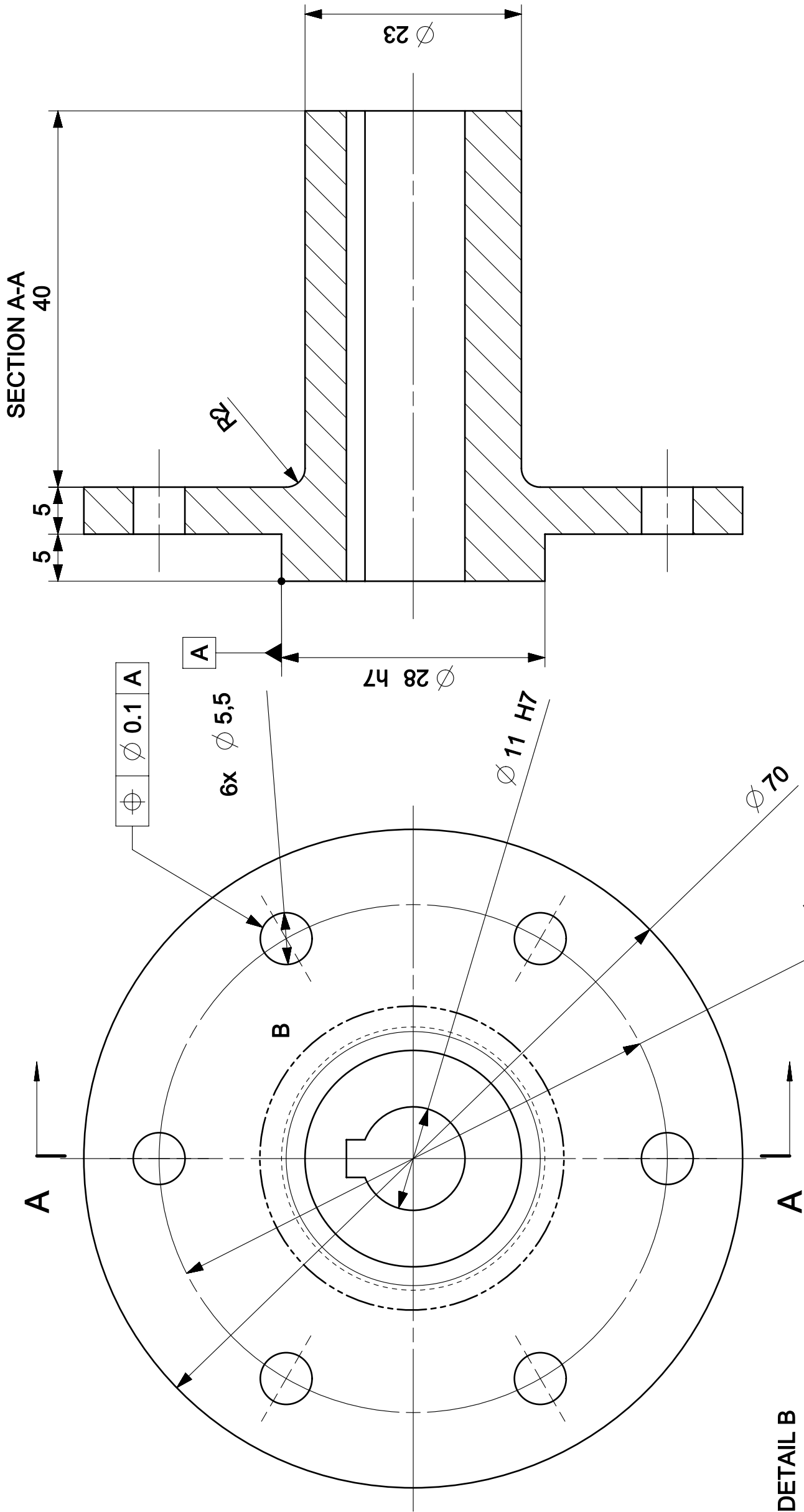
Rev. 1

Formát A2



FAKULTA STROJNÍ
ZAPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

Rám stendu



SECTION A-A
40

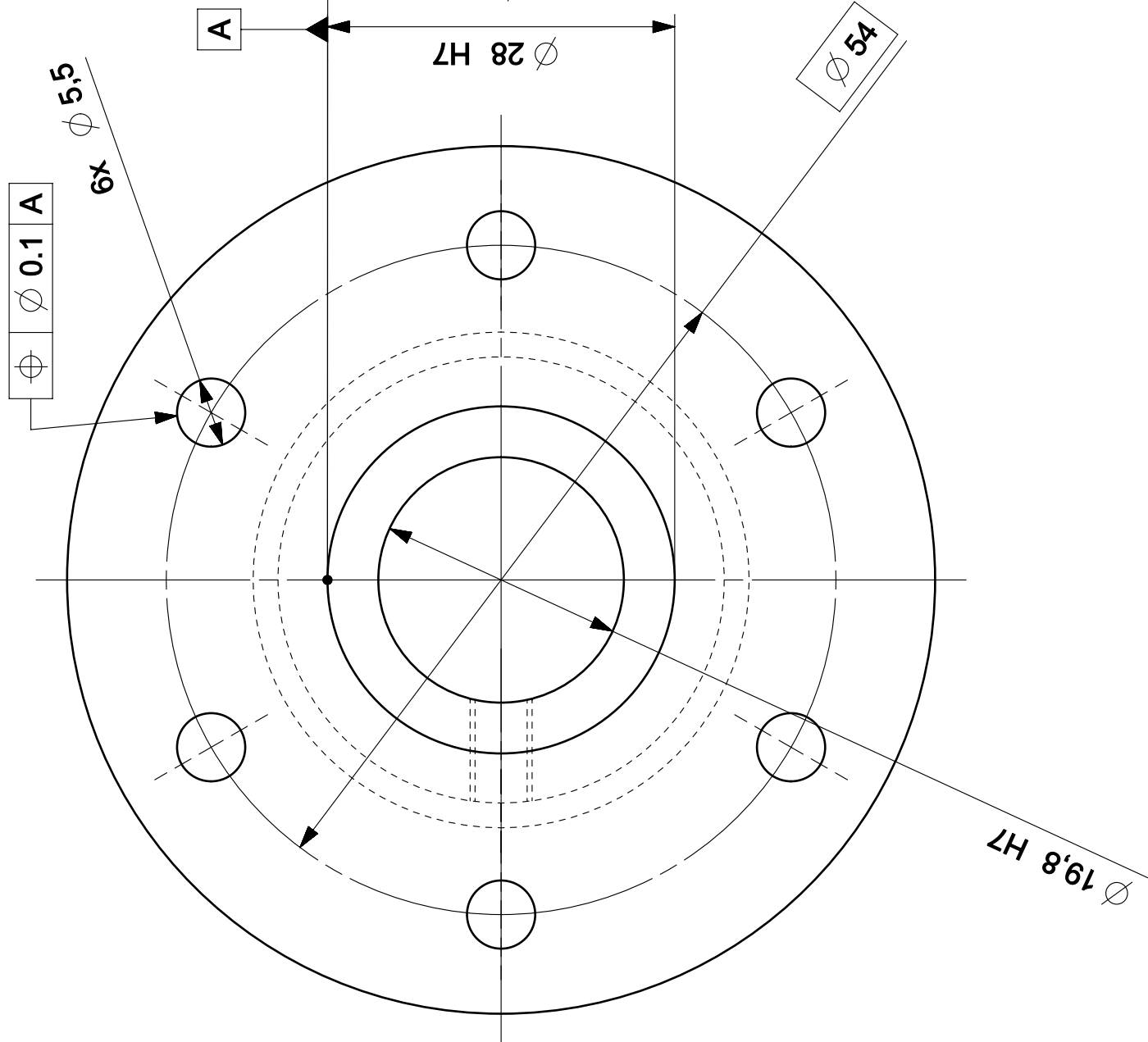
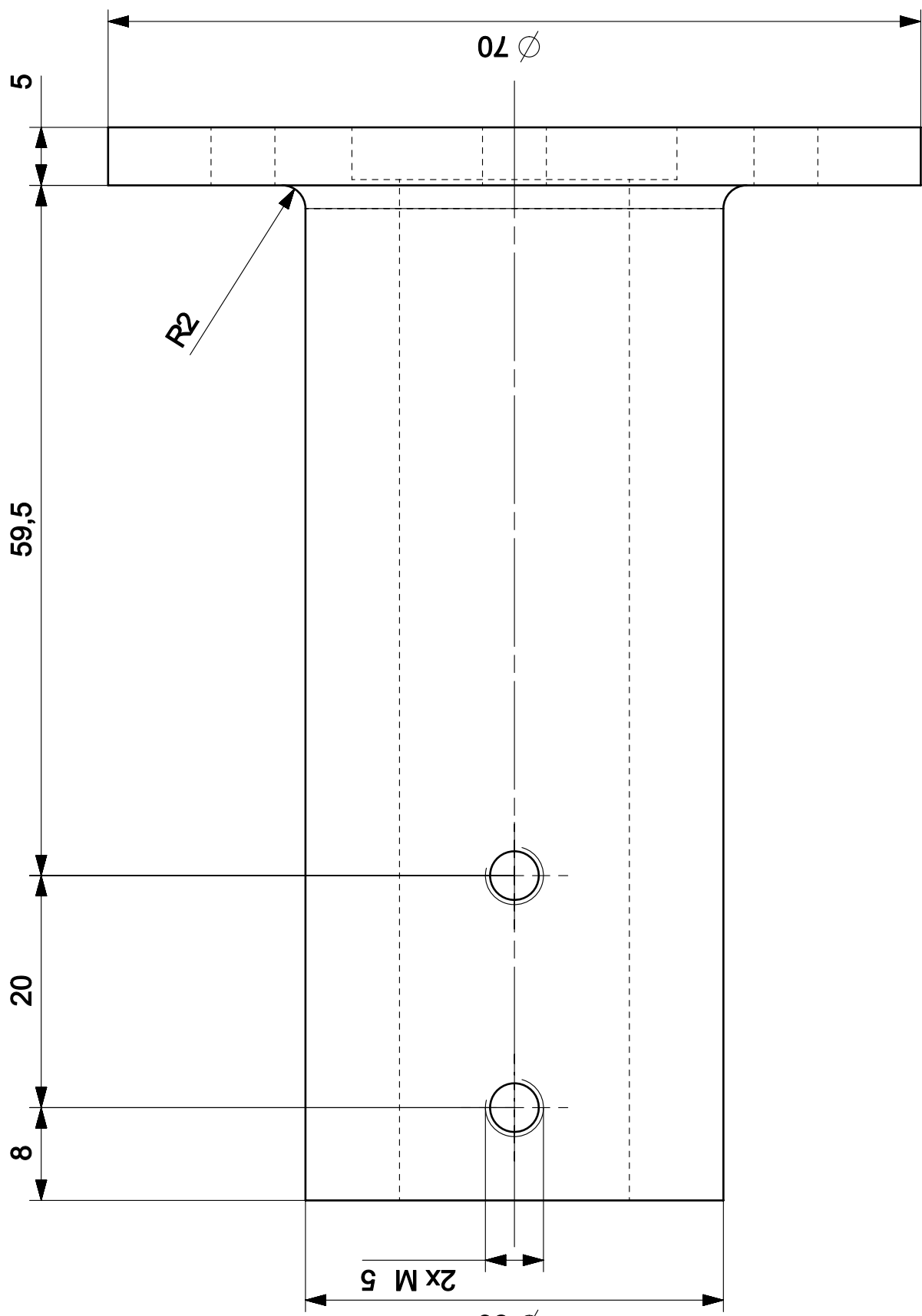
DETAIL B
SCALE 2:1

KR 75 - 80		ČSN 42 5510.12	ČSN 11500.0	-	-	---
Pocet ka. Quant.	Nazev - rozmer Title - size	Polotovar Blank	Material	T.O. C.hmot. Weight	Hr.hmot. R. weight	Cielo vykresu sestavy Assembly drawing no.
cap 1	Datum / Date 10.6.2015	Jmeno / Name Jiří Balek	Material	C.W. Weight	R. weight	Assembly drawing no.
Kreštil / Drawn by	Prerokoval / Checked by	Schválil / Approved by	Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schvál. / APP	Podpis / Signature
Tolerance / Tolerant		Soubor-model / ASM-file		Poznámka / Note:		
ISO 128		spojka_motor_prevodovka_motor		Projekt / Project		
ISO 8015		Soubor-vykres / DRW-file		C. sestavy / Assembly No.		
ISO 2768mK		spojka_motor_prevodovka_motor		Cislo vykresu / Drawing No.		
Nazev / Title		spojka_motor_prevodovka_motor		Rev.		
		0		12-05-15-1		
				1		
				2		
				Pocet listu / sheets		
				2		
				A3		
				Format		
				2:1		
				Metriko / Scale		



FAKULTA STROJNÍ
ZAPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

Všechna práva vyhrazena / All rights reserved



KR 75 - 120		ČSN 42 5510.10	ČSN 11500.0	-	-	---
Pocet ka.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight
Čad 1	Datum / Date		Jmeno / Name			
Kresil / Drawn by	12.5.2015		Jiří Balek			
Prezkoušel / Checked by						
Schválil / Approved by						
Index zmeny	Popis zmeny / change description		Schval. / APP		Datum / Date	
Tolerance / Tolerant		Soubor-model / ASM-file		Podpis / Signature		Projekt / Project
ISO 128		spojka_motor_prevodovka_prevodovka				Meritko / Scale
ISO 8015		Soubor-vykres / DRW-file				2:1
ISO 2768mK		spojka_motor_prevodovka_prevodovka				Formát
Nazev / Title		spojka_motor_prevodovka_prevodovka 0		Cislo vykresu / Drawing No.		A3
				List / sheet no.		1
				Pocet listu / sheets		2



Všechna práva vyhrazena / All rights reserved

Poznámka / Note:

4

3

2

1

D

D

C

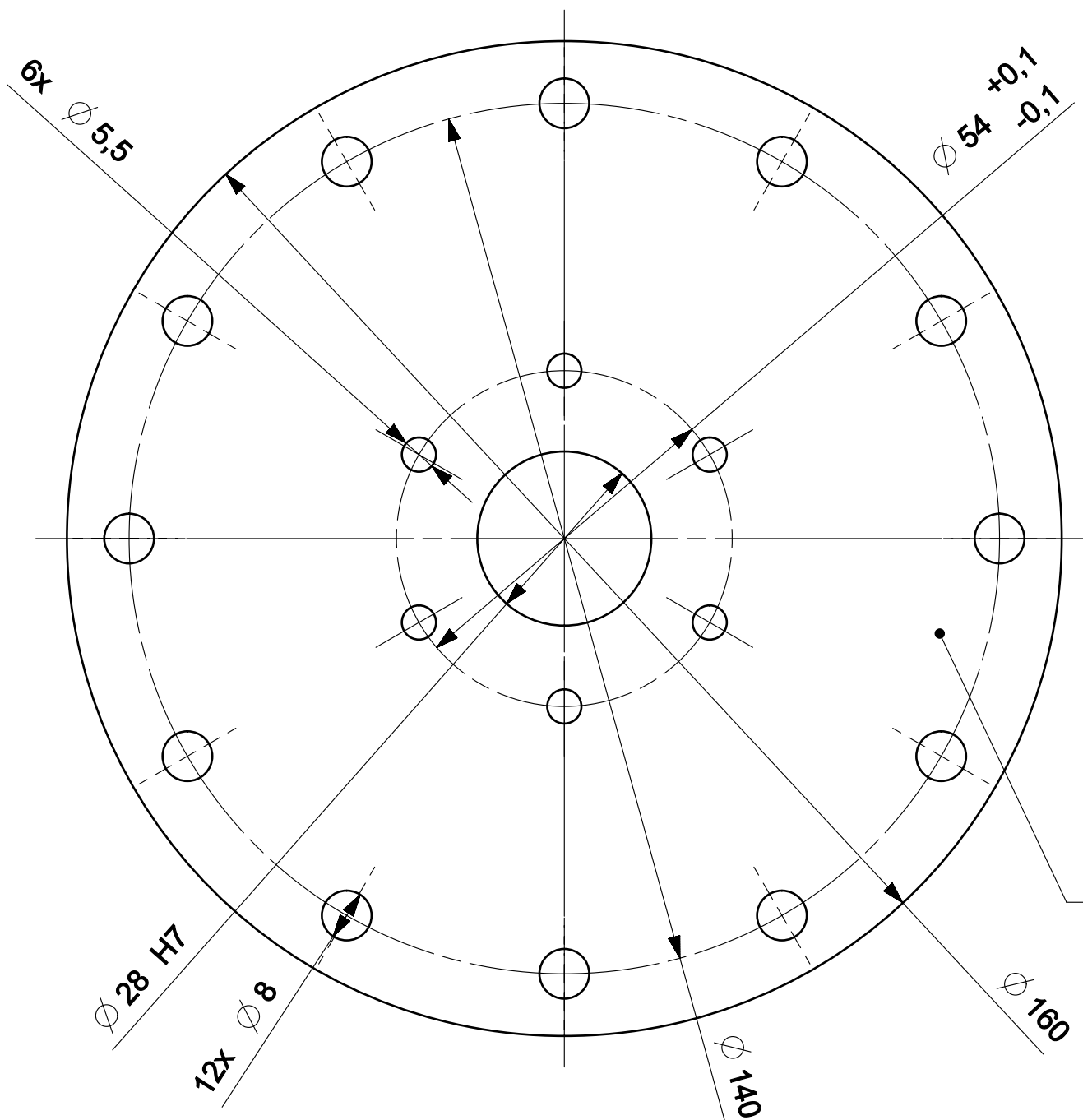
C

B

B

A

A

P 2,5 - ϕ 160


ČSN 42 5301.12


ČSN 11500.0

-

-

Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	12.5.2015	Jiří Balek			
Prezkoušel / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:

 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale
		spojka_motor_prevodovka_mezikus	
	Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.	
	spojka_motor_prevodovka_mezikus	---	
Nazev / Title		Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.
spojka_motor_prevodovka_mezikus		0	12-05-15-2
		List / sheet no.	Pocet listu / sheets
		1	1
		297.0 x 210.0	

4

3

2

1