



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro
sériové zkoušení kolejových převodovek**

**Design of test stand for series testing of rail
transmissions**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Martin CVIKÝŘ

Studijní program: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Studijní obor: Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Cvikýř** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **438306**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro sériové zkoušení kolejových převodovek

Název diplomové práce anglicky:

Design of Test Stand for Series Testing of Rail Transmissions

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je návrh zkušebního zařízení pro sériové zkoušení kolejových převodovek. Rešerše bude obsahovat porovnání možných řešení (konceptů) zkušebního zařízení (standu) s ohledem na minimální ovlivňování výsledků zkoušek (vibrace, hlučnost, teploty...). Dále budou provedeny konstrukční návrhy zkušebních standů pro vybrané koncepty řešení. Vybraný koncept student detailně zpracuje a bude obsahovat kompletní výrobní dokumentaci a nezbytný rozsah analytických výpočtů (rozsah dle domluvy s vedoucím), a dále budou zpracovány kontrolní MKP výpočty z důvodu provedení modální analýzy a naladění tuhosti použitých prvků a dílů s cílem eliminovat vliv standu na výsledky sériových zkoušek. V rámci návrhu standu budou provedeny nutné výpočty pro návrh pohonu standu. Pokud bude stand vyroben do termínu ukončení práce, budou provedeny verifikace některých výpočtů vlastním měřením.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **23.03.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro sériové zkoušení kolejových převodovek“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. po konzultaci s Milanem Doležalem a s použitím odborné literatury uvedené v seznamu na konci mé diplomové práce.

V Praze:

.....
Bc. Martin Cvikýř

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat především svému vedoucímu práce Ing. Karlu Petrovi Ph.D. za cenné rady, konzultace, připomínky a za ochotné zodpovězení všech mých dotazů. Dále bych chtěl také poděkovat za vysvětlení dané problematiky a za rady panu Milanu Doležalovi, který mi byl cenným konzultantem z firmy Wikov MGI a. s. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině a přítelkyni za podporu při psaní diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Martin Cvikýř
Název BP:	Návrh konstrukce zkušebního zařízení pro sériové zkoušení kolejových převodovek
Anglický název:	Design of test stand for series testing of rail transmissions
Rok:	2020
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Konzultant:	Milan Doležal
Bibliografické údaje:	počet stran: 95 počet obrázků: 91 počet tabulek: 12 počet příloh: 12
Klíčová slova:	převodovka, zkoušení bez zátěže, zkoušení se zátěží, dutý hřídel, zkušební zařízení, elektrický motor, rám, náprava, spojka, závěska
Keywords:	gearbox, no-load testing, load testing, hollow shaft, stand, electric motor, frame, axle, clutch, suspension
Anotace:	Rešerše obsahuje rozdělení zkušebních zařízení a podmínky zkoušení převodek. Dále také obsahuje existující zkušební zařízení vyráběné a testované na univerzitách a ve firmách po celém světě. Praktická část se zabývá koncepčním a konstrukčním návrhem zkušebních zařízení, pro převodovky s nápravou a pro převodovky s dutou hřídelí. Praktická část také dále obsahuje návrhové a kontrolní výpočty, částečnou zátěž převodovky a modální analýzu, která byla vyřešena pomocí metody konečných prvků.
Abstract:	The research contains the division of test stands and conditions for gearbox testing. It also contains existing test stands manufactured and tested at universities and companies around the world. The practical part deals with conceptual and structural design of test stand for gearboxes with axle and hollow shaft gearboxes. The practical part also contains design and control calculations, partial load of the gearbox and modal analysis, which was solved using the finite element method.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
1.1. Zadání ze strany Wikov MGI a.s.	5
2. Teoretická část	6
2.1. Sledované veličiny, metodika zkoušek a stavba experimentálních stanovišť.....	6
2.1.1. Sledované veličiny.....	6
2.1.2. Metodika zkoušek	7
2.1.2.1. Analýza problémů zkoumané soustavy	7
2.1.2.2. Stanovení cílů měření.....	7
2.1.2.3. Typy senzorů.....	8
2.1.2.4. Správné dosažení provozních podmínek zkoušky.....	11
2.1.2.5. Snímání a ukládání dat	11
2.1.2.6. Kritérium ztráty přenosu výkonu	12
2.1.2.7. Řízení experimentu a zabezpečení proti havárii.....	12
2.1.2.8. Postup měření.....	12
2.1.2.9. Vyhodnocování naměřených dat	13
2.2. Prováděné zkoušky a ověření na převodovkách.....	14
2.2.1. Ověřovací zkouška správnosti montáže (bez zátěžová zkouška)	14
2.2.2. Zkouška těsnosti proti úniku oleje	14
2.2.3. Zkouška proti vniku vody v provozu	15
2.2.4. Zkouška proti vniku vody tlakem	17
2.2.5. Zkouška se zátěží.....	17
2.2.6. Dlouhodobá zkouška	18
2.3. Zkouška se zátěží a bez zátěže.....	19
2.3.1. Zkouška bez zátěže.....	19
2.3.2. Zkouška se zátěží.....	22
2.3.2.1. Otevřené zatěžovací okruhy	22
2.3.2.2. Uzavřené zatěžovací okruhy	24
2.4. Možné řešení zkušebních zařízení	27
2.4.1. Zkušební zařízení Voith.....	27
2.4.2. Zařízení Cetest	27
2.4.3. Pekingská Univerzita	28
2.4.4. Zkušební zařízení od firmy Tradinsa	29
2.4.5. Zkušební zařízení od firmy Dyno Equip	30
2.4.6. Skupina Wikov	31
3. Konstrukční návrh zkušebního zařízení	33
3.1. Koncepty řešení.....	33
3.1.1. První koncepční návrh pro převodovky s nápravou.....	33
3.1.2. Druhý koncepční návrh pro převodovky s nápravou	34
3.1.3. Třetí koncepční návrh pro převodovky s nápravou	35
3.1.4. První koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí	36
3.1.5. Druhý koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí.....	36

3.1.6.	Třetí koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí	37
3.2.	Vybrání finálního koncepčního návrhu	38
3.2.1.	Finální výběr řešení pro převodovku s nápravou	38
3.2.2.	Finální výběr řešení pro převodovku s dutou hřídelí	39
3.3.	Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou	40
3.3.1.	Návrh a uložení motoru	40
3.3.2.	Návrh spojky	45
3.3.2.1.	Finální výběr spojky	49
3.3.3.	Spojení motoru a převodovky pomocí spojky	50
3.3.3.1.	Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírubového spoje proti protočení	52
3.3.3.2.	Lisování spojky na motor	53
3.3.4.	Uložení převodovky pomocí závěsky	53
3.3.5.	Uložení nápravy	55
3.3.5.1.	Kontrola čepu kladky na ohyb	57
3.3.6.	Rozložení jednotlivých dílů na základní desce a její návrh	58
3.3.7.	Náklon zkušebního zařízení v příčném a podélném směru	59
3.4.	Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí	61
3.4.1.	Návrh a uložení motoru pro převodovky s dutou hřídelí	61
3.4.2.	Spojení motoru a převodovky pomocí spojky	63
3.4.3.	Uložení převodovky	64
3.4.3.1.	Výpočet únosnosti šroubů na tah	65
3.4.4.	Rozložení prvků po základní desce pro převodovky s dutou hřídelí	66
3.4.5.	Náklon zkušebního zařízení s převodovkami s dutou hřídelí v příčném a podélném směru	66
3.5.	Návrh částečné zátěže převodovky	68
3.5.1.	Připojení částečné zátěže ke zkušebnímu zařízení	71
4.	MKP analýza	73
4.1.	MKP rámu čelní převodovky	73
4.2.	MKP rámu kuželočelní převodovky	75
4.3.	MKP rámu motoru	76
5.	Reálné vyobrazení zkušebního zařízení	78
6.	Závěr	80
7.	Použitá literatura	81
8.	Seznam příloh	83
9.	Seznam obrázků	84
10.	Seznam tabulek	87

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ
Použitý seznam zkratek

Zkratka	Jednotka	Popis
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
KTY	[-]	Odporový snímač teploty
PT	[-]	Platinové odporové teplotní čidlo
PC	[-]	Počítač
SW	[-]	Software
HW	[-]	Hardware
ČMS	[-]	Části a mechanismy strojů

Použitý seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
P_1	[W]	Vstupní výkon
P_2	[W]	Výstupní výkon
η	[-]	Účinnost
P_z	[W]	Ztrátový výkon
T_{1-N}	[°C]	Měřené teploty
M_{K1}	[N·m]	Vstupní kroutící moment
M_{K2}	[N·m]	Výstupní kroutící moment
ω_1	[rad ⁻¹]	Úhlová rychlost na vstupu
ω_2	[rad ⁻¹]	Úhlová rychlost na výstupu
T	[°C]	Teplota
T_K	[K]	Teplota v kelvinech
T_0	[K]	Přepočet na °C 273,15K
M_{KR}	[N·m]	Rozběhový kroutící moment
α	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení
$\Delta\omega$	[rad ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost
Δt	[s]	Čas rozjezdu
I_c	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti
I_m	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
I_s	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti spojky
I_{SD}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti stálých dílů
$I_{PASTOREK}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti pastorku
$I_{2.Hřídél}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti druhé hřídele

I_n Hřídel	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti n-té hřídele
I_I°	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti na prvním stupni
I_{II}°	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti na druhém stupni
I_{PS}	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti příruby spojky
I_P	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti příruby
I_O	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti objímky
i	$[-]$	Převodový poměr
M_k	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Kroutící moment
D	$[\text{mm}]$	Vnější průměr
d	$[\text{mm}]$	Vnitřní průměr
l	$[\text{mm}]$	Délka spojky
n	$[\text{min}^{-1}]$	Maximální otáčky
i_I°	$[-]$	Převodový poměr I°
i_{II}°	$[-]$	Převodový poměr II°
F_t	$[\text{N}]$	Celková třecí síla mezi přírubami
F_n	$[\text{N}]$	Potřebná přitlačná síla přírub
F_v	$[\text{N}]$	Potřebná tahová síla na jeden šroub
$R_{p0,2\%}$	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Mez kluzu (smluvní)
σ_{sd}	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Dovolené napětí v tahu
d_z	$[\text{mm}]$	Střední průměr závitu
A_j	$[\text{mm}^2]$	Průmět nosného průřezu šroubu
σ_s	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Skutečné tahové napětí ve šroubu
τ_s	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Skutečné napětí ve šroubu
σ_{red}	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$	Redukované napětí
k	$[-]$	Bezpečnost vůči $R_{p0,2\%}$
β	$[\circ]$	Úhel stoupání závitu
ϕ_z	$[\circ]$	Třecí úhel v závitu
M_z	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Třecí moment v závitu
M_h	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Třecí moment pod hlavou šroubu
M_u	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Potřebný utahovací moment šroubu
P_{max}	$[\text{MPa}]$	Potřebný tlak k nalisování za tepla
Δd_{max}	$[\text{mm}]$	Přesah uložení
d_h	$[\text{mm}]$	Průměr hřídele
E	$[\text{Pa}]$	Youngův modul pružnosti v tahu
C_N	$[-]$	Geometrická konstanta



ΔT	[°C]	Potřebná teplota k nalisování spojky
v	[mm]	Vůle v uložení
α	[1/°C]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti
M_{\max}	[N·m]	Maximální ohybový moment
I_y	[mm ⁴]	Moment setrvačnosti
w_s	[mm]	Průhyb nosníku
F	[N]	Působící síla
a	[mm]	Vzdálenost od kraje
l	[mm]	Délka nosníku
A_s	[mm ²]	Střední průřez závitu šroubu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
d_3	[mm]	Nejmenší průměr závitu
$\sigma_{\check{c}p}$	[N·mm ⁻²]	Napětí v tahu pro čelní převodovky
$\sigma_{k\check{c}p}$	[N·mm ⁻²]	Napětí v tahu pro kuželočelní převodovky
α	[°]	Úhel záběru
Z_1	[-]	Zuby pastorku
Z_2	[-]	Zuby ozubeného kola
Z_3	[-]	Zuby pastorku II
Z_4	[-]	Zuby ozubeného kola II
m	[-]	Modul
i	[-]	Převodový poměr
h	[mm]	Výška zubu
d	[mm]	Roztečná kružnice
d_a	[mm]	Hlavová kružnice
d_f	[mm]	Patní kružnice
d_b	[mm]	Základní kružnice
a	[mm]	Osová vzdálenost
n_3	[min ⁻¹]	Otáčky zatěžovacího motoru
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
n_1	[min ⁻¹]	Vstupní otáčky
i_{pp}	[-]	Převodový poměr přídatné převodovky
k_z	[-]	Koeficient částečné zátěže

1. Úvod

Předložená diplomová práce se zaměřuje na návrh zkušebního zařízení kolejových převodovek bez zátěží a je výsledkem spolupráce s firmou Wikov MGI a. s., která je zároveň zadavatelem této práce. Společnost Wikov MGI a. s. působí na poli strojírenství více než 130 let a je tradičním výrobcem ozubených kol a mechanických převodovek. Navrhuje a vyrábí převodovky pro kolejová vozidla a průmyslové převodovky. [1]

Cílem této práce je navrhnout zkušební zařízení pro sériové zabíhání převodovek s nápravou a dutou hřídelí. Zkušební zařízení by měly splňovat konkrétní požadavky, které stanovila firma Wikov MGI a. s. Jedno zkušební zařízení by mělo sloužit pro sériové zkoušení převodovek s nápravou a druhé pro sériové zkoušení čelních a kuželočelních převodovek s dutou hřídelí.

První část práce je teoretická a zabývá se metodikou zkoušení převodovek. Druhá, praktická, část práce se věnuje vytváření vhodných konceptů řešení a jejich detailnímu zpracování včetně veškeré výrobní dokumentace. Součástí práce je také uvedení všech potřebných výpočtů a zpracování vybraných komponent metodou konečných prvků.

V samotném návrhu je nejdříve věnována pozornost koncepčním návrhům zkušebního zařízení. Dále jsou uvedeny konstrukční návrhy vybraných konceptů a také je řešena problematika částečné zátěže, a to z důvodu eliminace poškození nezátížených ložisek. Poslední část práce obsahuje dílčí výpočty a MKP kontrolní výpočty.

1.1. Zadání ze strany Wikov MGI a.s.

Ve spolupráci s firmou Wikov MGI a.s. pod vedením p. Milana Doležala je úkolem této diplomové práce navrhnout univerzální přípravky na zabíhání kolejových převodovek s nápravou a s dutou hřídelí. Od firmy Wikov MGI a. s. jsem obdržel následující zadání, které je nutné splnit:

- 1) **Univerzálnost** – pod tímto pojmem se rozumí vytvoření přípravku co nejvíce všestranného, aby na něm bylo možné zkoušet celé portfolio kolejových převodovek firmy Wikov MGI a. s.
- 2) **Zaručená tuhost** – zaručené tuhosti by se mělo dosáhnout co nejmenší variabilitou přípravku, což znamená minimum nastavovacích částí, které budou většinou na pevno slícované.
- 3) **Univerzální rámy** – by měly sloužit k univerzálnímu připojení převodovky přes adaptér (mezikus) a také k upevnění motoru.
- 4) **Uložení rámu na desku** – vzhledem k co nejmenší variabilitě přípravku je požadováno upevnit rám na rozvrtanou desku místo použití desky s T-drážkami.
- 5) **Cena, servis, spolehlivost** – vzhledem k častému používání by měl být přípravek spolehlivý a podmínky zkoušek stabilní. Z toho důvodu by nemělo docházet k poruchám a nemožnosti zkoušet. Na přípravku by neměly být použity nadbytečné a drahé prvky, které by nejen zbytečně navyšovaly cenu celého přípravku, ale i jeho servis.
- 6) **Otáčky** – požadavek na maximální zkoušené otáčky je stanoven na 7 000 ot/min. Na tuto rychlost bude nutné konstruovat rámy, aby nedocházelo k jejich rozkmitání.
- 7) **Zkoušení bez zátěže a s částečnou zátěží** – zkušební zařízení by měl sloužit pro zkoušení bez zátěže. Cílem zkoušení s částečnou zátěží je vytvoření alespoň minimálního zatížení ložisek zkoušené převodovky, kterým by při nulové zátěži hrozilo poškození.
- 8) **Zkoušení v náklonech** – na zkušebním zařízení by mělo být možné testovat i převodovky pomocí příčného a podélného náklonu.

2. Teoretická část

Zkoušení převodových mechanismů je obecně důležitou částí v produkci. Zkouškou si ověříme konstrukční návrh a vyrobené díly. Díky ní lze předejít problémům, které by mohly nastat, kdyby se převodovka dostala do konkrétního mechanismu.

Teoretická část práce je rozdělena na čtyři části. První z nich je věnována metodice zkoušek a sledovaným veličinám. Druhá část je zaměřena na provádění zkoušky a kontrolu převodovek. V třetí části řešerše je řešena otázka zkoušení převodovek bez zátěže a se zátěží. Ve čtvrté části jsou uvedeny reálné zkušební zařízení v provozu.

2.1. Sledované veličiny, metodika zkoušek a stavba experimentálních stanovišť

Při návrhu produktu se dbá na preciznost návrhu a také výroby produktu. Finálním výstupem produktu by mělo být ověření celého návrhu a správnost postupu ve všech etapách vývoje. Toto ověření se může provést pouze u prototypu, každého vyrobeného kusu nebo každého *i*-tého kusu. Při experimentu se sleduje přenos energie mechanickou soustavou (přenos energie mechanismem). Na základě zjištěných poznatků je možné predikovat i budoucí chování soustavy. [2], [3]

2.1.1. Sledované veličiny

Sledovanými veličinami se rozumí takové veličiny, které jsou předmětem měření nebo mohou být jen předmětem sledování jako veličiny ukazující stav soustavy.

Vstupní výkon – P_1 – je takový výkon, který vstupuje do soustavy a jeho měření se provádí na vstupním díle. U převodovky se za vstupní díl považuje pastorek. Tento výkon se dá vypočítat podle následujícího vzorce: [3]

$$P_1 = M_{K1} \cdot \omega_1 \quad (1)$$

Výstupní výkon – P_2 – je takový výkon, který vystupuje ze soustavy a jeho měření se oproti vstupnímu výkonu provádí na výstupním díle. U převodovky je výstupní díl dutá hřídel nebo náprava. Tento výkon se dá vypočítat podle následujícího vzorce: [3]

$$P_2 = M_{K2} \cdot \omega_2 \quad (2)$$

Účinnost – η – je rozdíl mezi energií dodanou (výstup) a energií přivedenou (vstup). Udává se v procentech. Účinnost se vypočte podle následujícího vztahu: [3]

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (3)$$

Ztrátový výkon – P_z – lze rozdělit na dva, a to ztrátový výkon se zatížením na výstupu a ztrátový výkon naprázdno. První zmíněný výkon se skládá ze ztrát způsobených vnějšími silami soustavy a jsou definované na

výstupním hřídeli. Druhý výkon uvažuje ztráty vzniklé vnitřními silami v soustavě. Tento výkon je určen pro stav, kdy soustava není zatížena na výstupu. Ztrátový výkon se vypočte podle následujícího vztahu: [3]

$$P_Z = (1 - \eta) \cdot P_1 \quad (4)$$

Teploty – T_{1-N} – měření teplot je klíčové ke zjištění teploty na požadovaných místech soustavy, jako je vstup a výstup, teplota oleje v převodovce atd. Měření teplot se provádí speciálními čidly.

Hluk – měřením hluku se zjišťuje míra hlučnosti zkoušeného produktu (převodovky). Dle norem je zadána maximální hodnota hluku v decibelech. Měření se provádí hlukoměrem. [2]

Vibrace – se měří speciálními čidly a senzory vibrací, pro získání výsledků lze použít frekvenční analýzu, křížová spektra, frekvenční a časové přenosové funkce, multispektra a speciální diagnostické metody. [4]

Kroutící moment – je dán výpočtem, měřením zjistíme odchylku od výpočtu a skutečnou hodnotu kroutícího momentu.

Silové účinky – se měří na vstupu a výstupu a měří se z důvodu výpočtu účinnosti. [3]

Úhlové rychlosti – patří k dalším často žadaným jednotkám, které vyjadřují uraženou úhlovou rychlost rotující součásti za jednotku času.

2.1.2. Metodika zkoušek

Tato kapitola se zabývá metodikou přípravy zkoušky. Jedná se o základní principy a návrhy řešení pro úspěšné provedení zkoušky.

2.1.2.1. Analýza problémů zkoumané soustavy

V tomto kroku jde o celkovou analýzu zkoumané soustavy s ohledem na řešený problém. Musí se vytipovat kritická místa celé soustavy, pro které se provede výpočet všech částí. Jedná se o pevnostní kontroly, kontroly průhybů a nakroucení hřídelů a naklopení v ložiskách. Díky tomuto výpočtu nemůže dojít k ovlivnění měřeného objektu, a tím pádem k nekorektně provedené zkoušce. Touto analýzou soustavy se zjistí problematická místa a vhodnou úpravou experimentu se odstraní budoucí chyby v měření. [3]

2.1.2.2. Stanovení cílů měření

Cílem toho kroku je stanovení konkrétních veličin v daném zkušebním režimu. Zvolené měřící veličiny se budou lišit podle účelu měření, může se jednat o jednu hodnotu nebo o celou soustavu hodnot. Účelů měření může být hned několik. Mezi základní patří sledování skutečného stavu zařízení po výrobě a následné montáži, sledování stavu bez zátěže a se zátěží, sledování záběhu simulující skutečný provoz po delší dobu, zjištění katalogových hodnot daného zařízení pro potřeby firmy a následnému zavedení do

katalogových zařízení. Dále je také možnost zkoušet zařízení v několika opakujících se cyklech a zjištění opotřeбені zařízení, poté se dá dopočítat přibližná životnost zařízení. [3]

2.1.2.3. Typy senzorů

Zvolení počtu a typu senzorů souvisí s kapitolou 2.1.2.2. Od zvolených cílů měření se bude odvíjet, jaké senzory budou využity k získání požadovaných hodnot.

Snímání silových veličin

Senzory silových veličin lze rozdělit na dva typy. První z nich slouží pro měření s rotační kinematikou. Řadíme sem snímače kroutícího momentu a momentu síly. K druhému typu senzorů, které jsou určeny k měření přímočaré kinematiky, patří snímače osových sil. [3]

Podmínky pro výběr vhodného senzoru [3]:

- Princip funkce senzoru. Senzory mohou být tenzometrické, rezonanční, indukční, optoelektronické, piezoelektrické.
- Měřicí rozsah senzorů. Měřená veličina by se neměla nacházet v krajních hodnotách rozsahu senzoru.
- Třída přesnosti senzoru – zvolení podle požadavků zkoušky.
- Způsob uchycení do měřicí soustavy.
- Cena senzoru.

Na Obr. 1 je jako příklad uveden senzor na měření kroutícího momentu od firmy HBM. Tento senzor měří moment síly přenášený rotorem pomocí tenzometrů a bezkontaktního napájení i přenosu měřeného signálu. Senzor má rozsah měření od 0,5 Nm do 1 kNm s třídou přesnosti 0,5. [5]



Obr. 1.: Senzor kroutícího momentu T22 [5]

Na Obr. 2 je uveden jako příklad silových senzorů senzor U10 od firmy HBM. Tento snímač nalézá uplatnění na zkušebních stolicích a ve strojích. Snímač měří statické, dynamické, tahové i tlakové síly. Snímač pracuje v rozsahu 1,25 kN až 2,5 MN. Třída přesnosti je 0,02/0,05 a je odolný proti vibracím. [5]



Obr. 2.: Snímač síly U10 [5]

Snímání kinematických veličin

K základním typům snímačů kinematických veličin patří senzory odporové, optoelektronické, elektrokontaktní, rezonanční a indukční.

Základní předpoklady pro měření kinematických veličin:

- Zvolení veličiny pro výpočet výkonu.
- Za účelem regulace veličin při měření se musí zjišťovat poloha prvku mechanismu.
- Nastavení kvality přenosu kinematických veličin.

Senzory lze také dělit na kontaktní a bezkontaktní. Existuje přímé nebo nepřímé odměřování u bezkontaktních senzorů přímočarého pohybu. [3], [6]

Na Obr. 3 je jako příklad uveden inkrementální senzor, který převádí rotační pohyb na elektrické signály pomocí optoelektrického snímání statoru a motoru. Tyto senzory jsou používány pro měření posuvu, polohy a měření rychlosti. [3], [7]



Obr. 3.: Inkrementální senzory [7]

Měření teploty

Sledování teplot na zkoušeném objektu patří ke standardním zkouškám. Pomocí teplotních čidel se dá odhalit nesprávné chování dílce. Teploty jsou diagnostickým ukazatelem změn, které se dějí ve zkoušeném objektu. Vyšší teplota, než jaká je požadována, se může nacházet například v místech poddimenzování součástí nebo v místech tření dvou materiálů o sebe. Vyšší teplotu může zapříčinit například špatné fungování ložisek ve skříní převodovky.

Vzhledem ke skutečnosti, že nelze provést přímé měření, je nutné zjistit teplotu pomocí jiných fyzikálních veličin. Při měření teploty se musím vyjít ze základní jednotky teploty, kterou je [K]. V praxi je u nás standardní jednotkou [°C], proto je potřeba teplotu přepočítat. Tento přepočet lze provést podle následujícího vztahu: [3], [6]

$$T = T_K - T_0 \quad (5)$$

Teplotní senzory je možné rozdělit do dvou skupin. Do první řadíme senzory dotykové, do druhé bezdotykové.

Dotykové senzory se dále dělí na:

- a) Elektrické – odporové kovové, odporové polovodičové, polovodičové s PN přechodem, termoelektrické a krystalové.
- b) Dilatační – kapalinové, plynové, parní a bimetalové.
- c) Speciální – akustické, šumové, magnetické, tekuté krystaly a teploměrné barvy.

Bezdotykové senzory se dále dělí na:

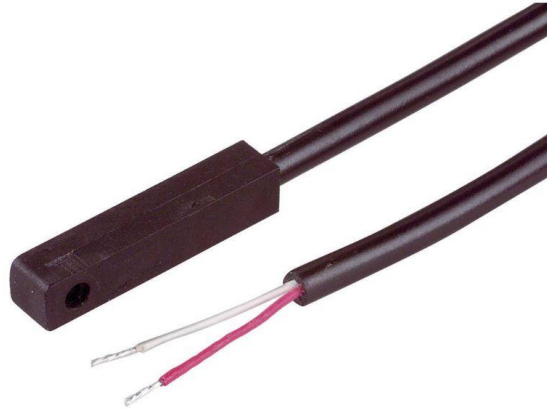
- a) Tepelné.
- b) Kvantové.

Při měření v kapalině je možné použít senzor, který je znázorněn na Obr. 4. Jedná se o senzor KTY, který má dobrou toleranci odporu s dobrými reprodukovatelnými hodnotami teplot. Odporová teplotní charakteristika toho senzoru je téměř lineární. [3], [8]



Obr. 4.: Polovodičový senzor KTY [8]

Pro měření teploty na povrchu, například na skříní převodovky, se používají platinové povrchové teplotní senzory PT100 (je uveden na Obr. 5). [3], [8]



Obr. 5.: Platinový povrchový teplotní senzor PT100 [8]

2.1.2.4. Správné dosažení provozních podmínek zkoušky

Pro dosažení co nejpřesnějších a nejdůvěryhodnějších výsledků je zapotřebí dosáhnout při zkoušce co nejlepších provozních podmínek soustavy. Pod pojmem provozní podmínky se rozumí takový stav, za kterého bude daná soustava pracovat v provozu a při zkoušce je žádoucí se tomuto stavu co nejvíce přiblížit. Největší vliv na správně zvolené provozní podmínky má volba zatížení zkoušeného zařízení.

Při volbě zátěžného spektra se vychází z následujících možností:

- a) Zátěžné spektrum je dáno normou.
- b) Zátěžné spektrum je stanoveno zadavatelem experimentu (výrobce, zákazník).
- c) Zátěžné spektrum se volí ze známého provozního cyklu, ale nejsou známy konkrétní hodnoty zátěže mechanismu.

Kromě správně zvoleného zátěžného spektra záleží také na postavení zkušební soustavy, aby při samotné zkoušce nebyla zkoušená sestava ovlivněna ostatními členy soustavy. Při špatném postavení zkušební soustavy by mohlo dojít v reálném provozu k rozdílnému odvodu tepla. Tyto nepřesnosti by mohly znehodnotit výsledky celého měření. [3]

2.1.2.5. Snímání a ukládání dat

Získání všech důležitých hodnot o průběhu zkoušky je důležité pro co nejpřesnější a nejpodrobnější vyhodnocení výsledků. Neopomenutelným předpokladem je dostatečně velká kapacita úložiště. Zároveň je nutné zohlednit časovou náročnost vyhodnocování výsledků, a proto musí být stanoven při výběru měřených veličin a jejich vzorkovací frekvence vhodný kompromis.

Objem dat a jeho vyhodnocení záleží také na době trvání zkoušky. Zkoušky lze na základě jejich doby trvání rozdělit do tří skupin [3]:

- a) **Krátkodobá zkouška** – se provádí za účelem zjištění přechodových jevů, jako jsou například rozběhové a doběhové charakteristiky.
- b) **Střednědobá zkouška** – při této zkoušce se určují účinnosti přenosu výkonu a teploty v soustavě.

- c) **Dlouhodobá zkouška** – se provádí při výzkumu životnosti a spolehlivosti soustavy při delší zátěži, která odpovídá provozním podmínkám.

2.1.2.6. Kritérium ztráty přenosu výkonu

Ztráta přenosu výkonu je jev, při kterém už soustava nedokáže správně přenášet výkon a snižuje se její účinnost nebo přestane fungovat úplně. K této ztrátě může dojít následujícími způsoby [3]:

- a) **Porušení** – vlivem destrukce (lomu součásti) alespoň jednoho komponentu v mechanismu dochází k přerušení přenosu výkonu.
- b) **Deformace** – vlivem deformace (kontakt deformovaného pohyblivého komponentu s komponentem nepohyblivým) alespoň jednoho komponentu v mechanismu dochází k přerušení přenosu výkonu.
- c) **Opotřebení** – vlivem opotřebení může postupně dojít až k porušení nebo deformaci komponentu, ale nejčastěji dochází ke snížení účinnosti a ke ztrátě požadovaného přenosu. Vlivem opotřebení může docházet k nárůstu některých teplot soustavy.
- d) **Tepelné účinky** – vlivem tepelných účinků (nesprávná funkčnost ložisek) alespoň jednoho komponentu v mechanismu dochází k zastavení přenosu výkonu.
- e) **Vibrace a hluk** – pokud bude v soustavě docházet k nečekaným vlivům, bude se soustava chovat nestandardně a bude vykazovat zvýšený hluk a vibrace.

2.1.2.7. Řízení experimentu a zabezpečení proti havárii

Pro řízení experimentu lze využít ruční nastavení nebo řídicí systém. První možnost je vhodná uplatnit u menších zkoušek, u kterých je nevýhodné investovat do řídicího systému. Druhá možnost (použití řídicího systému) je sofistikovanější a výsledky pomocí této metody jsou přesnější. Pomocí PC a příslušného SW a HW je možné nastavit přesné zkoušené parametry a při opakovaném zpuštění experimentu docílíme stále stejných nastavených hodnot. Těmito prostředky lze provádět experiment v přesně stanovených sledech a bez trvalého dozoru fyzické osoby. Všechny postupy měření je důležité důkladně zaznamenávat.

Součástí zkušební soustavy jsou i bezpečnostní prvky, aby nedošlo k úrazu nebo k havárii. Při zkoušení může dojít k nečekaným komplikacím, proto musí být stanoviště chráněno jak mechanickými, tak i elektronickými prostředky zabezpečení. [3]

2.1.2.8. Postup měření

Každé měření musí probíhat podle daného postupu. V postupu jsou uvedeny jednotlivé stavy zkoušky, každý stav může trvat jinak dlouho a být v jiné zátěži. Tyto stavy určuje zákazník nebo výrobce zařízení. [3]

2.1.2.9. Vyhodnocování naměřených dat

Pro vyhodnocování naměřených dat se používají výpočetní SW, které umožňují širokou škálu zaznamenávání výsledků, archivaci dat a samotný výpočet. Aby měření a jeho výsledky byly přehledné a dobře se s nimi pracovalo, je zapotřebí dodržovat základní zásady [3]:

- a) Správné zaznamenávání analogových a digitálních signálů ke konkrétnímu typu senzoru.
- b) Přepočítávací konstanty musí být zapsány a vysvětleny.
- c) Data určená k archivaci musí být uspořádána přehledně, systém ukládání dat musí umožňovat rychlé a bezproblémové vyhledávání.
- d) Při měření se lze setkat se třemi druhy signálu a je důležité je odlišovat. Jedná se o elektrický signál, fyzikální signál (přepočítaný pomocí konstant) a matematický signál (signál vzniklý aplikovanou matematickou analýzou).
- e) Finální grafy a tabulky naměřených hodnot by měly být uspořádány systematicky a řádně označeny, aby nedošlo k záměně hodnot.

2.2. Prováděné zkoušky a ověření na převodovkách

Na převodovkách se se provádí dva typy zkoušek:

- a) **Typové zkoušky** – slouží k ověřování typu převodovky. Tento typ zkoušky se vykonává jednorázově před zahájením sériové výroby a v jejím průběhu se tyto zkoušky běžně nedělají.
- b) **Zkoušky sériové** – provádí se za účelem ověření správnosti montáže a kvality produkce každého vyrobeného kusu převodovky.

Při sériové zkoušce se uskutečňují tyto zkoušky:

- a) **Bezzátěžový test** – převodovka se nejprve roztáčí v požadovaném časovém rozsahu na jmenovité otáčky v každém směru. Dále se roztáčí v požadovaném časovém rozsahu na maximální otáčky v každém směru.

Při typovém zkoušení se provádějí tyto zkoušky:

- a) Ověřovací zkouška správnosti montáže (bezzátěžová zkouška).
- b) Zkouška těsnosti proti úniku oleje (labyrintových těsnění a těsnění dělicí roviny).
- c) Zkouška proti vniku vody v provozu.
- d) Zkouška proti vniku vody tlakem.
- e) Zkouška se zátěží.
- f) Dlouhodobá zkouška.

2.2.1. Ověřovací zkouška správnosti montáže (bez zátěžová zkouška)

Principem této zkoušky je ověření, zda je převodovka správně navržena, vyrobena a smontovaná. Při této zkoušce by se měly odhalit konstrukční, výrobní a montážní vady. Principem zkoušky je roztočení převodovky bez zátěže ve zkušebním zařízení. Při této zkoušce se měří hluk při jednotlivých otáčkách a teploty. [2]

2.2.2. Zkouška těsnosti proti úniku oleje

Tato zkouška se provádí z důvodu zjištění případného úniku oleje. K úniku může dojít skrz labyrint, dělicí rovinou, víčky nebo výrobní chybou. Tato zkouška se provádí v náklonu, aby byl simulován reálný provoz. Naklopení v podélném směru simuluje jízdu do kopce a z kopce a příčný simuluje jízdu v zatáčce. V každém naklopení se převodovka zkouší v odlišných otáčkách, aby se otestovaly provozní stavy převodovky. Při této zkoušce se znovu měří všechny parametry, které jsou uvedené v kapitole 2.2.1. [2]

Na Obr. 6 je vidět probíhající zkouška v příčném náklonu.



Obr. 6.: Naklonění převodovky v příčném směru [2]

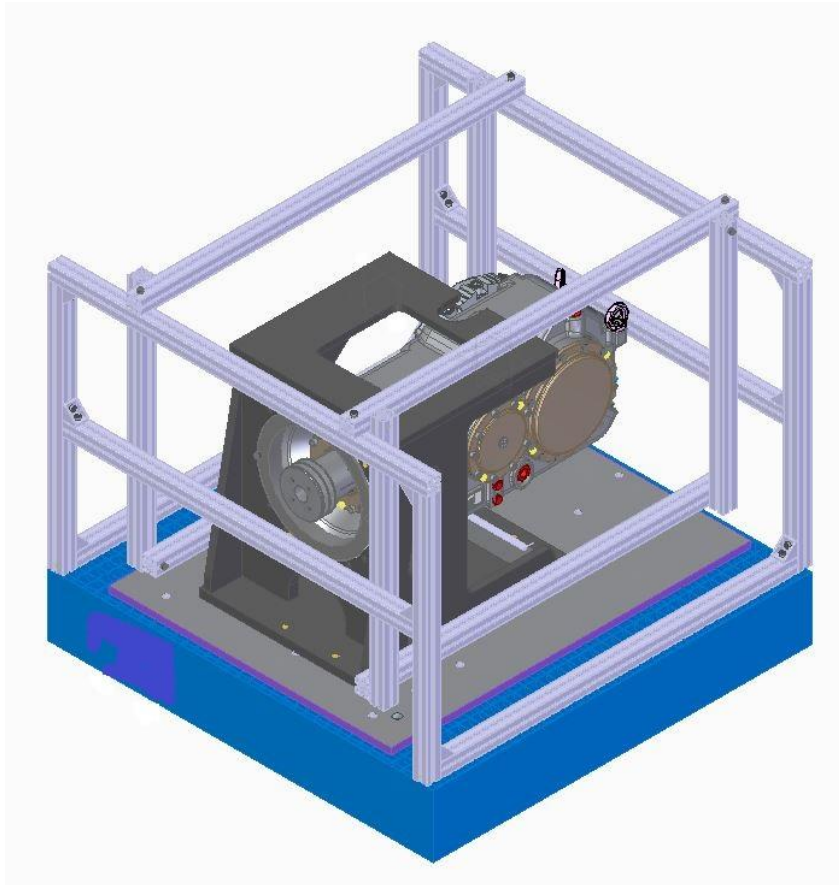
2.2.3. Zkouška proti vniku vody v provozu

Cílem zkoušky proti vzniku vody je zjistit těsnost labyrintového těsnění na vstupním a výstupním hřídeli. V předchozí kapitole 2.2.2 bylo nastíněno zjištění těsnosti labyrintového těsnění ze strany od převodovky proti úniku oleje, v této kapitole se budeme věnovat vniku vody do převodovky z venkovní strany. Labyrintové těsnění by mělo být vyrobené tak, aby zabránilo úniku oleje z převodovky a zároveň vniku vody do ní.

Zkouška se provádí z důvodu běžného použití kolejových převodovek v provozu, kde může docházet ke styku s vodou, popřípadě sněhem, při čemž do převodovky samotné se nesmí voda, sníh ani žádné jiné nečistoty dostat. Vnik těchto nežádoucích látek do převodovky by mohl zapříčinit její poškození.

Tato zkouška se provádí při běhu, kdy je možné převodovku zatížit buď na vstupu nebo výstupu. Záleží na druhu převodovky a zkušební boxu, ve kterém se zkouška provádí. Ve zkušebním boxu jsou umístěné trysky, které stříkají na převodovku vodu. Proběhlá zkouška se vyhodnotí na základě odebraného vzorku oleje ze zkoušené převodovky a ze sudu. Porovnáním procentuálního podílu vody v obou vzorcích oleje se zjistí, zda labyrint vodu propustí nebo ne.

Na Obr. 7 je vidět konstrukce pro zkoušku s vodní mlhou. Na konstrukci jsou připevněny trysky, které na převodovku rozprašují vodu. Převodovka se usadí do stojanu a na vstupní pastorek se umístí řemenice. Převodovka je roztáčena elektromotorem, jehož řemenice je s řemenicí převodovky spojena řemenem. [2]



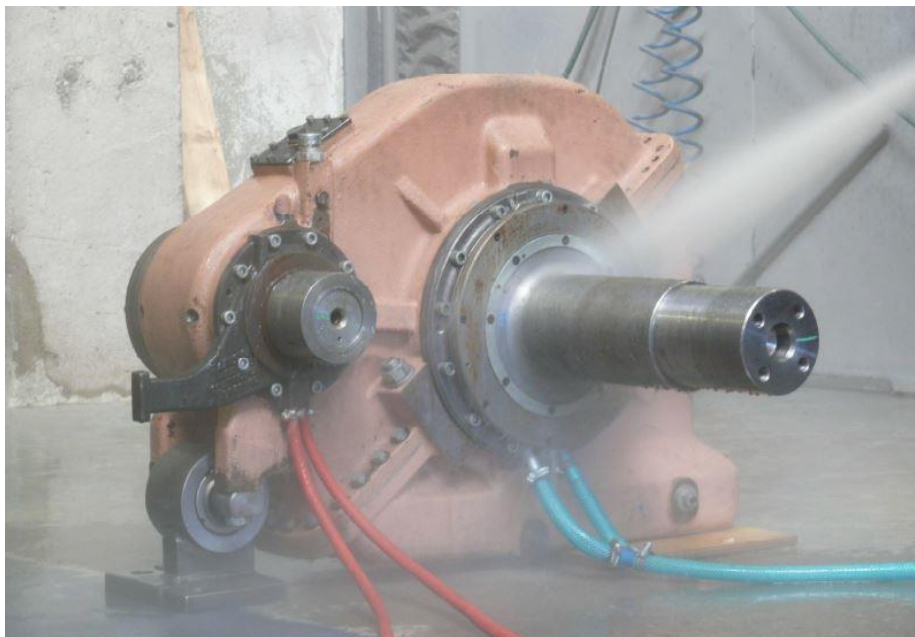
Obr. 7.: Zkouška s vodní mlhou

2.2.4. Zkouška proti vniku vody tlakem

Při zkoušce proti vniku vody tlakem zjišťujeme obdobně jako v kapitole 2.2.3 těsnost labyrintového těsnění. Tato zkouška se v porovnání s tou předchozí liší svou funkcí a provedením. Cílem zkoušky je zjistit, zda nedojde ke vniku vody do převodovky při tlakovém mytí, které se provádí při běžné údržbě podvozku kolejového vozu.

Zkouška spočívá ve stříkání tlakové vody na místa labyrintového těsnění po dobu několika minut. Zkouška se neprovádí příliš dlouho, protože v ostrém provozu bude převodovka vystavena přímému tlaku vody malou chvíli. Vyhodnocení zkoušky lze provést více způsoby. První z nich byl popsán již v kapitole 2.2.3 a obnášel porovnání obsahu vody z odebraného vzorku z převodovky a ze sudu. Druhý způsob vyhodnocení je takový, že se místo sériových vík našroubuje na převodovku víka upravená, které budou mít ve své dolní části díry pro odtokové hadice. Po provedení zkoušky se nechá chvíli ustálit voda a poté se v hadicích zjistí množství nateklé vody. Při úspěšně provedené zkoušce by se v hadicích neměla nacházet žádná voda.

Na Obr. 8, na kterém je uveden příklad vodní zkoušky tlakem, je vidět voda, která působí na výstupní labyrintové těsnění převodovky. Na spodní straně vík jsou vidět dvě odvodné hadice, pomocí kterých se odvádí případná voda z labyrintového těsnění a vík. Tento test se provádí na vstupu a dvou výstupech. Na vstupu jsou vidět dvě menší odvodné hadice, které mají stejný princip jako hadice na výstupu. [2]



Obr. 8.: Tlakové mytí převodovky [2]

2.2.5. Zkouška se zátěží

Zkouška se zátěží je předposlední zkouška, která se na převodovce provádí. Simulují se při ní provozní stavy. Při této zkoušce může být převodovka úmyslně přetěžována, a to za účelem zjištění její životnosti a sledování různých projevů chování. Převodovka může být roztáčena za vstup a na výstupu brzděna, aby byla simulovaná zátěž v provozu. Tuto zkoušku lze provést více způsoby, a proto jí je větší pozornost věnována v kapitole 2.3.2. Na

Obr. 9 je patrné zapojení dvou stejných převodovek proti sobě. Mezi převodovkami je na výstupu zkrotný člen, který udává takové mechanické zatížení, které co nejlépe simuluje skutečný provoz. [2]



Obr. 9.: Zkouška se zátěží [2]

2.2.6. Dlouhodobá zkouška

Dlouhodobá neboli také stohodinová zkouška je poslední zkouška, která se na prototypové převodovce provádí. Při této zkoušce se převodovka točí jmenovitými otáčky s přetížením po dobu sta hodin.

2.3. Zkouška se zátěží a bez zátěže

Zkouška se zátěží a bez zátěže se od sebe výrazně liší a každá má jiný smysl použití. V následující kapitole jsou popsány podrobněji.

2.3.1. Zkouška bez zátěže

Tento druh zkoušky, jak již bylo zmíněno v kapitole 2.2.1, se používá pro zjištění funkčnosti převodovky. Díky této zkoušce lze odhalit konstrukční, technologické, výrobní a montážní chyby.

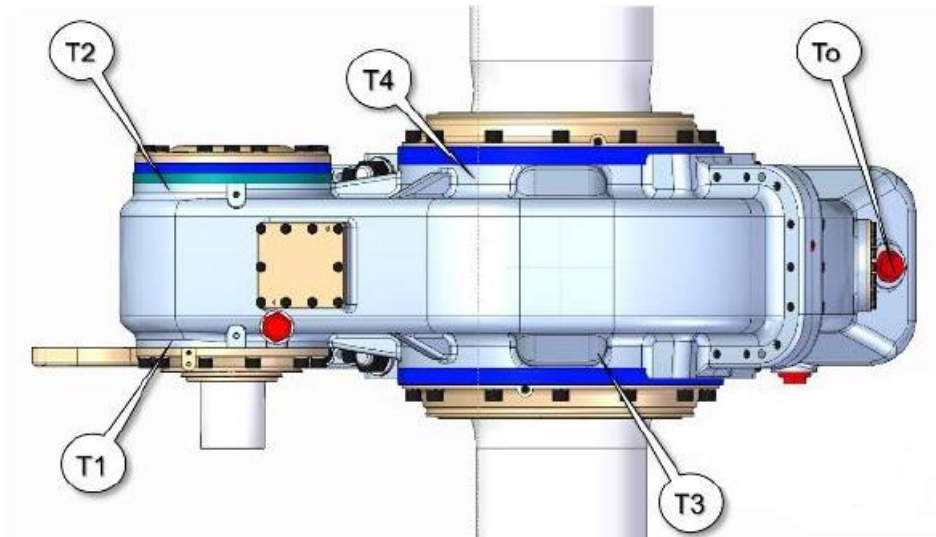
Princip této zkoušky spočívá v připevnění převodovky do předem připraveného přípravku, jehož konstrukce záleží na typu převodovky. Převodovky s nápravou se většinou upevňují za závěsku a náprava je podložena. Převodovky s dutou nápravou se dají připojit pouze za přírubu na vstupu.

Připojení motoru k převodovce jde zrealizovat dvěma způsoby. Buď je vstupní pastorek převodovky připevněn pomocí spojky k motoru, nebo se propojí výstupní hřídel s motorem. U této zkoušky nezáleží, jestli bude převodovka roztáčena za vstup nebo výstup.

Převodovka se rozběhne na zadané otáčky, které určí konstruktér. Hodnoty otáček se budou měnit podle předem zvolených zátěžných stavů. Při těchto stavech se kontrolují teploty, hluk a vibrace.

Měření teplot se provádí hned na několika místech:

- a) **Měření teplot ložisek** – Na každé části převodovky jsou dovolené konkrétní teploty v závislosti na čase běhu převodovky. Např. v místě uložení ložisek by se teplota oproti okolí neměla zvýšit o 65 °C a oteplení skříně v místě uložení ložisek by po ukončení zkoušky nemělo překročit hodnotu 80 °C. Na Obr. 10 je vidět umístění teplotních čidel na převodovce. Kde T1–T4 jsou teploty na skříně a To je teplota oleje.
- b) **Měření teplot hřídelového těsnění** – Tato hřídelová těsnění se nachází na vstupu a výstupu v závislosti na typu zkoušené převodovky. Teplota na těchto těsnění by neměla překročit hodnotu 100 °C nad teplotu okolí. K tomuto měření se používají povrchové platinové senzory.
- c) **Měření teplot v olejové vaně** – Pro toto měření se používají senzory KTY, které se umísťují přímo do olejové vany nalévacím otvorem.



Obr. 10: Umístění senzoru teplotních čidel [2]

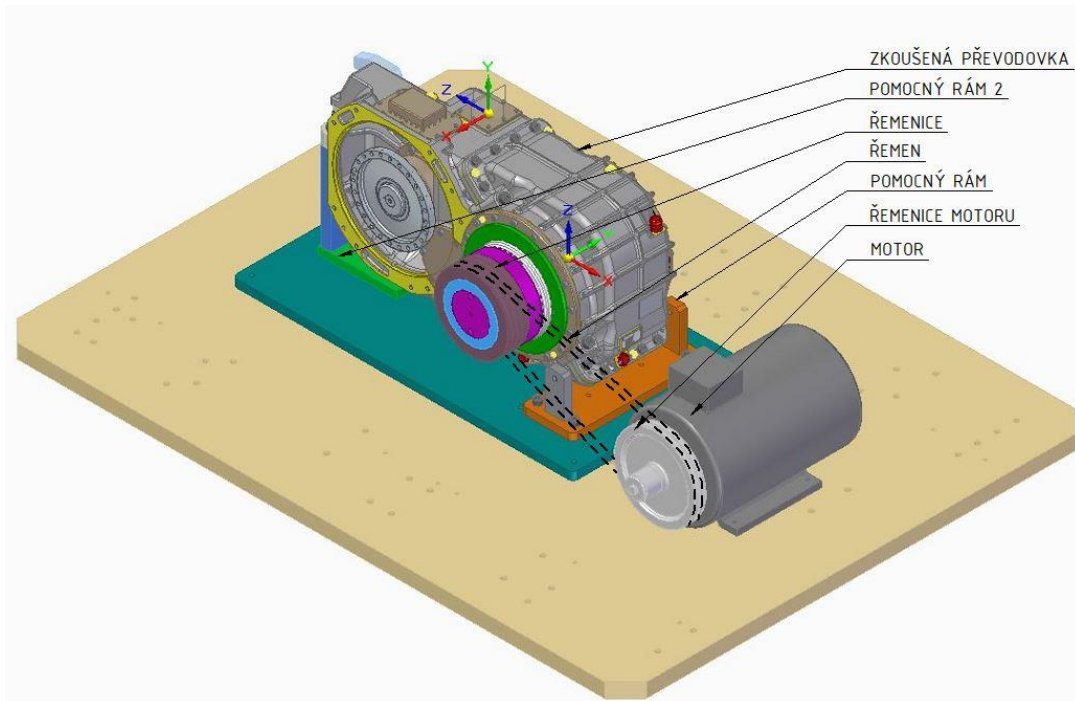
Měření hluku se provádí dle norem ČSN EN ISO 3740 (01 1603) a ČSN ISO 8579-1 (014660), které stanovují dovolené hodnoty hluku při určitých otáčkách a vzdálenosti od převodovky. Maximální hodnota je 80 dB(A) při 2000 min⁻¹. Hluk je možné měřit například klasickým hlukoměrem, který je znázorněn na Obr. 11. Tento hlukoměr má rozsah frekvence 31,5 Hz – 8 kHz a rozsah měření hluku 30 – 130 dB. [2], [8]



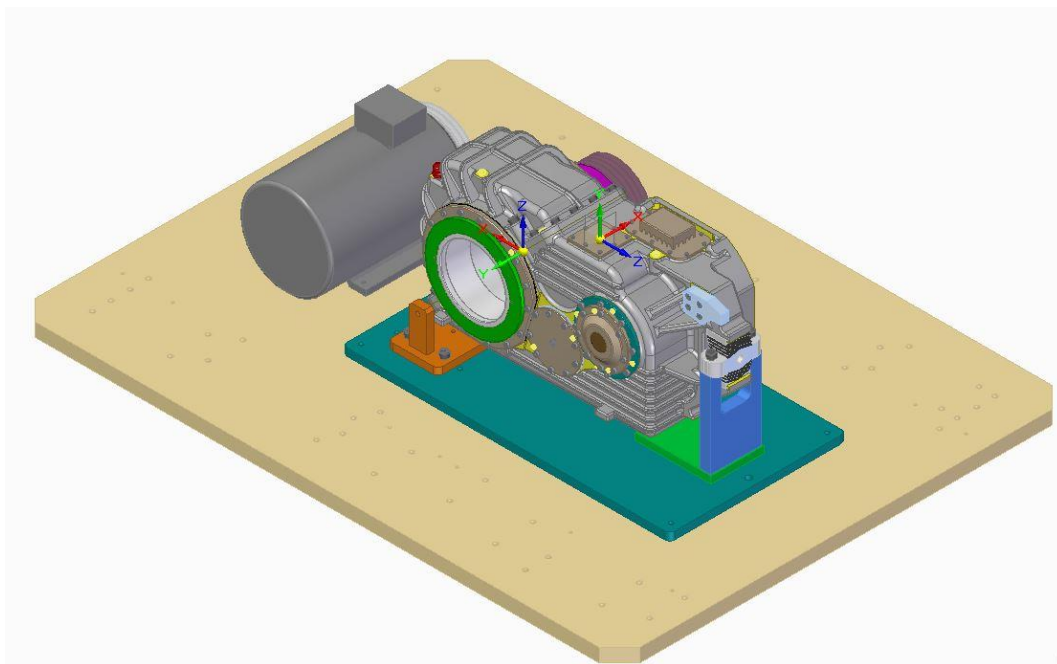
Obr. 11.: Hlukoměr Voltcraft [8]

Při zabíhání převodovek bez zátěže není zapotřebí speciální nastavení jako tomu je u záběhu se zátěží, a proto je tento záběh jednodušší. Na Obr. 12 a Obr. 14 je patrný záběh čelní převodovky s dutou hřídelí. Roztočení převodovky je zde provedeno přes výstupní dutý hřídel, na který je připevněna řemenice. Druhá řemenice je připevněna na motor, který pomocí řemene zajistí roztočení převodovky. Na Obr. 14 je znázorněno upevnění převodovky na desku. Převodovka je přichycena na dvou místech. Na jedné straně je upevněna v rámu a spojena šrouby, na druhé straně je umístěna do speciálního stojanu

pomocí závěsky. Výhoda uchycení čelní převodovky do závěsky spočívá v tom, že je částečně uložena pružně a může se částečně hýbat. Tímto způsobem uchycení také více odpovídá reálnému provozu.

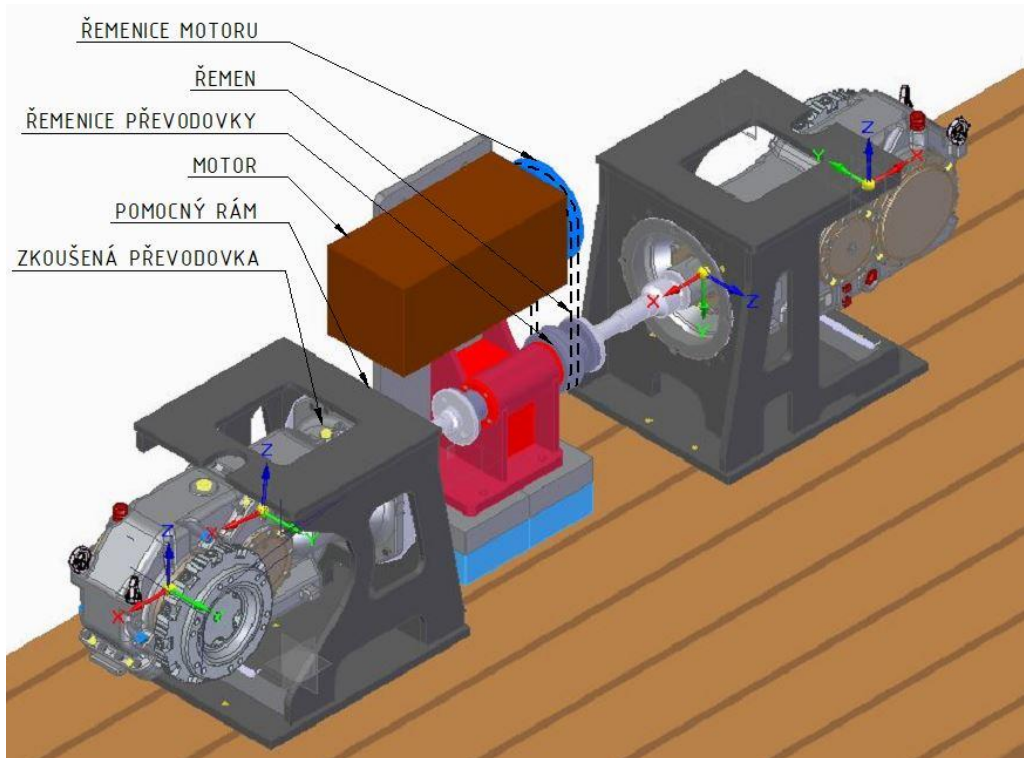


Obr. 12.: Zabíhání převodovky s dutým hřídelem [autor: Ing. Jakub Špulák]



Obr. 13.: Uchycení převodovky na základní desku [autor: Ing. Jakub Špulák]

Aby byla zkouška efektivní, lze proti sobě připojit dvě převodovky. Na Obr. 14 jsou vidět dvě kuželočelní převodovky, které jsou spojeny s převodovkou pomocí dvou řemenic a řemenu. Jedna řemenice je připevněna na motor a druhá je propojena s pomocnými hřídeli, které jsou spojeny se vstupními pastorky. Převodovky jsou přišroubovány do pomocného rámu, který je připevněn k desce s T drážkami.



Obr. 14.: Zabíhání dvou paralelně zapojených převodovek

Do zkoušky bez zátěže se může také zařadit zkouška s částečnou zátěží. Při použití velkých ložisek v převodovce je od výrobce doporučeno, aby byla ložiska zatížená alespoň 10% zatížením. Pokud nejsou ložiska zatěžována, může docházet k jejich nesprávné funkci, a právě proto se provádí zkouška s částečnou zátěží. Takto velká ložiska jsou například použita u převodovek s dutou hřídelí na výstupu.

2.3.2. Zkouška se zátěží

Pro úspěšné provedení zkoušky je zapotřebí, aby podmínky zkoušky co nejvíce simulovaly ty reálné. Při zajištění co nejnějnějších podmínek se riziko neúspěšného provedení zkoušky minimalizuje a získané výsledky mohou být použity ke zkoumání chování převodovky v reálném provozu.

Pro simulaci zatížení se používají zatěžovací okruhy, kdy na vstupní hnací hřídel jsou přiváděny otáčky a na výstupní zatížení. Okruhy se dělí na dva základní typy: [3]

- a) Otevřené zatěžovací okruhy.
- b) Uzavřené zatěžovací okruhy.

Tyto okruhy se dále dělí na okruhy mechanické a elektrické.

2.3.2.1. Otevřené zatěžovací okruhy

Otevřené zatěžovací okruhy se liší od uzavřených zatěžovacích okruhů ve způsobu práce s dodávanou energií do experimentu. Do celého systému se musí přivést stejný výkon jako v reálném provozu. Veškerá použitá energie na simulaci provozního zatížení není už nijak dále používána a musí být na výstupu ze soustavy zmařena. Většinou se energie maří v podobě tepla. Na Obr. 15 je vidět princip zapojení otevřeného okruhu. V zapojení není

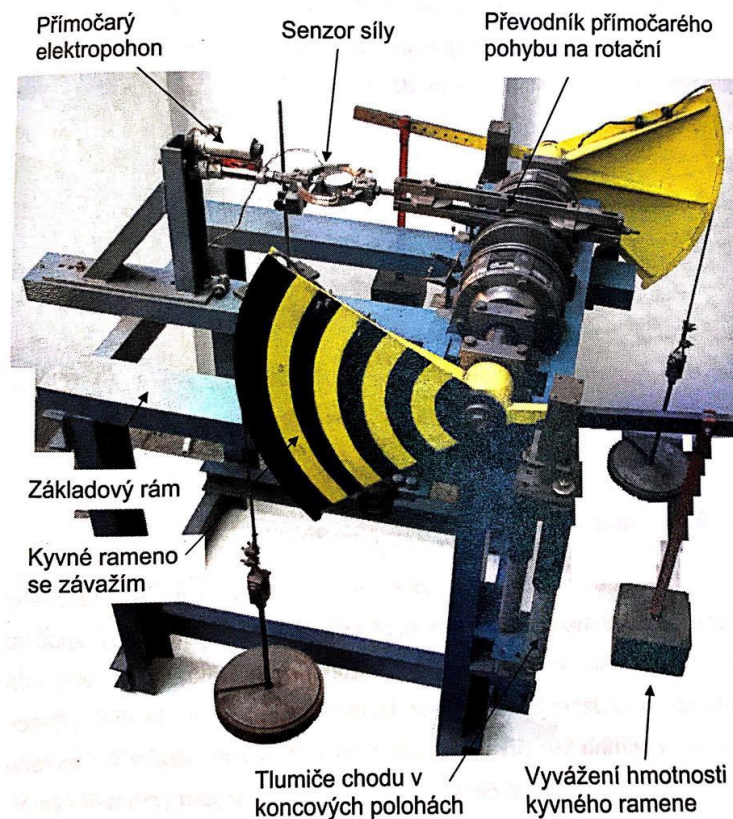
žádná smyčka, která by vytvořenou energii zpracovala, proto se musí vytvořená energie měřit. [3]



Obr. 15.: Schéma otevřeného okruhu

Otevřené mechanické zatěžovací okruhy:

V mechanických zatěžovacích okruzích se provozní zařízení simuluje nejčastěji jako zařízení zdvíhající břemeno, které se může použít pro přímočaré i rotační mechanismy, dále také jako zařízení pohybující definovanou hmotou, do této skupiny patří (například roztáčení a brzdění setrvačníků). A nakonec také jako zařízení charakteru mechanické brzdy. Na Obr. 16 je vidět řešení pro zkoušky životnosti pohybových šroubů integrovaných s vysokootáčkovým nízkonapěťovým elektromotorem a s harmonickou převodovkou. [3]

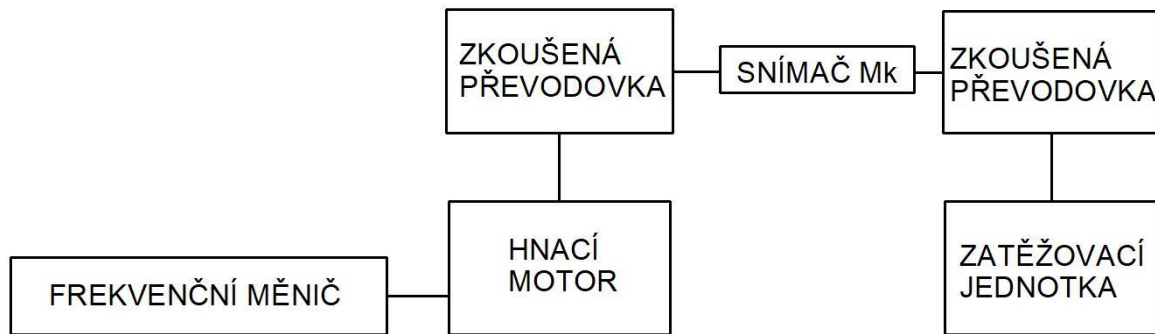


Obr. 16.: Otevřený mechanický zatěžovací okruh pro zkoušky životnosti pohybových šroubů [3]

Otevřené elektrické zatěžovací okruhy:

Tento typ zapojení je vhodný pro dlouhodobé zkoušky zjišťující životnost rotujících mechanismů. Při zkoušce nezáleží na přesnosti frekvence otáčení, ale na konstantnosti požadované zátěže. Na Obr. 17 je uvedeno schéma zapojení okruhu s jedním frekvenčním měničem – jde o zapojení s dvěma proti sobě uloženými převodovkami. Jedna z převodovek funguje jako reduktor a druhá jako akcelerátor.

Frekvence otáčení brzdného motoru se ze strany pohonu zvyšuje nad synchronní otáčky brzdného motoru, v tomto okamžiku je realizován brzdný moment a brzdný motor začíná pracovat v brzděném režimu. Z tohoto důvodu je v soustavě frekvenční měnič, kterým se dosáhne potřebné zvyšování frekvence otáčení hnacího asynchronního elektromotoru. [3]



Obr. 17.: Schéma okruhu s jedním frekvenčním měničem

2.3.2.2. Uzavřené zatěžovací okruhy

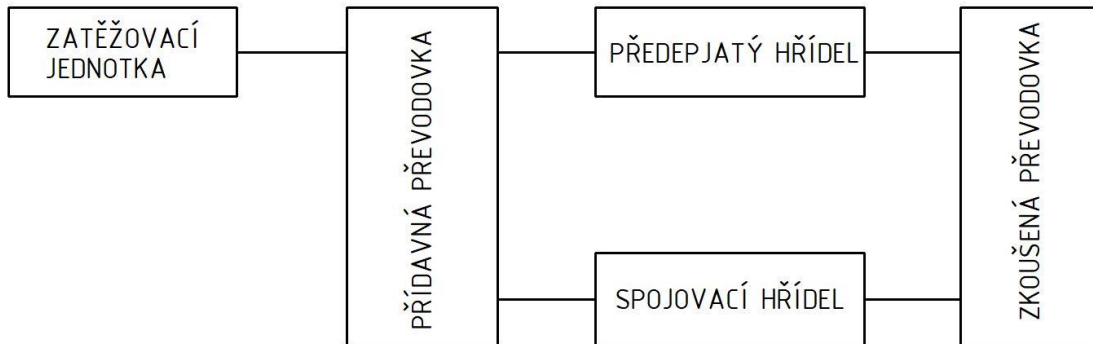
V uzavřených zatěžovacích okruzích je do experimentu na rozdíl od otevřených okruhů dodávána pouze energie, která je nutná ke krytí ztrát soustavy. Výhodou tohoto zapojení je nižší energetická náročnost, která je žádoucí při provádění dlouhodobých zkoušek zaměřených na životnost některých částí převodovek. Existují dva typy zatížení soustavy: [3]

- **Konstantní** – kinematická i silová veličina se v čase na výstupu měřeného objektu nemění.
- **Proměnlivé** – změna zatížení se provádí skokově nebo v každém sousedním časovém úseku.

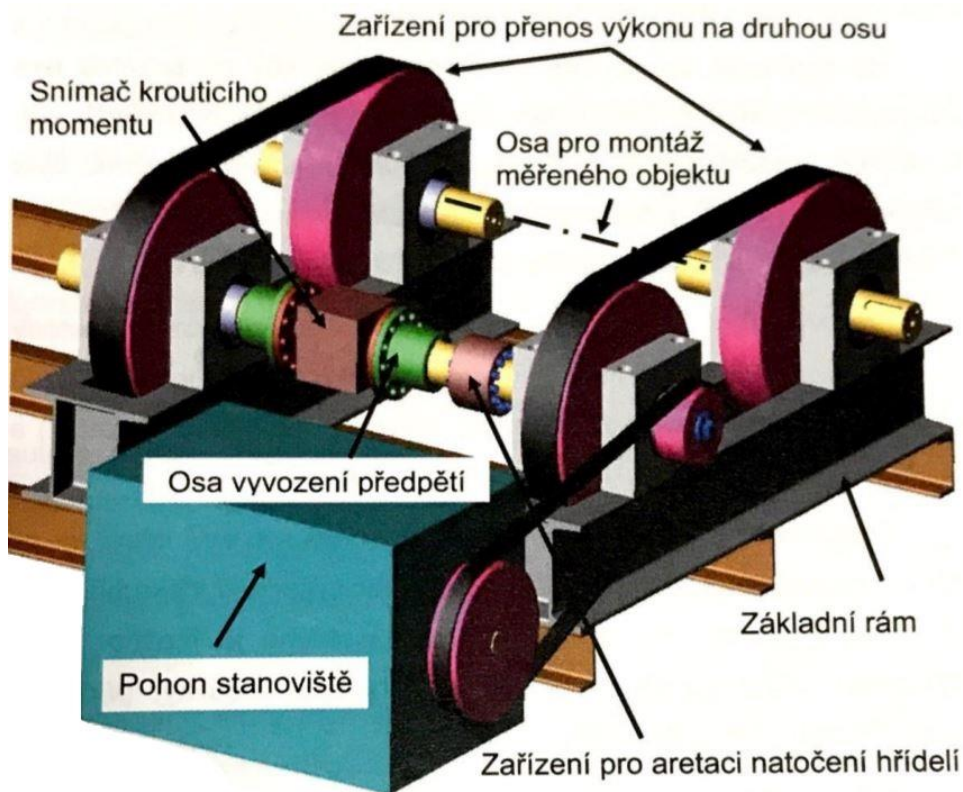
Uzavřené mechanické zatěžovací okruhy:

Mechanicky zatěžovací okruhy se používají především pro mechanismy s rotační kinematikou. Principem této metody je přidání zkrutného členu (např. torzní hřídele) do zatěžovacího okruhu, pomocí kterého se vytvoří silový účinek (předpětí v okruhu). Zkrutný člen se následně zafixuje. Vytvořením silového účinku vznikne v okruhu výkon, který rotuje (virtuální výkon) v uzavřené smyčce.

Na Obr. 18 a Obr. 19 je znázorněno schéma mechanicky uzavřeného okruhu s předepjatou hřídelí. Zařízení je tvořeno dvěma rovnoběžnými osami, přitom první z nich je předepjatá hřídel, na které jsou umístěny senzory kroutícího momentu sledující zatížení v uzavřeném okruhu. Druhá osa je buď spojená s měřeným objektem, nebo je nepřerušovaná. Dále jsou obě osy propojeny převodovými mechanismy. Podmínkou je, aby oba mechanismy měly stejný převodový poměr. [3]



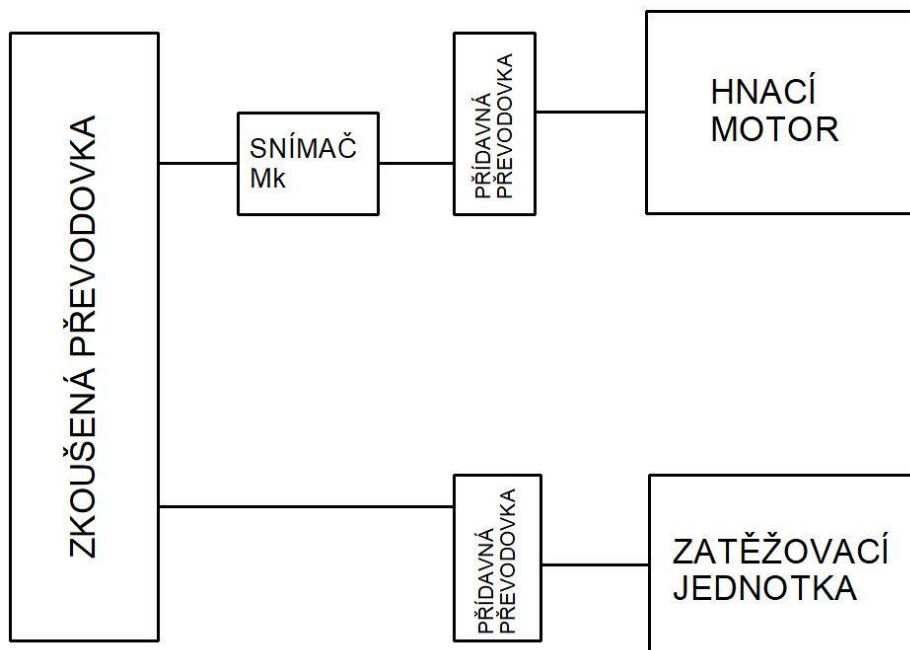
Obr. 18.: Schéma mechanicky uzavřeného okruhu



Obr. 19.: Schéma principu mechanicky uzavřeného zatěžovacího okruhu [3]

Uzavřené elektrické zatěžovací okruhy:

Uzavřené elektrické zatěžovací okruhy mohou být založeny na více principech. Jednou z možností je užití dvou elektromotorů, kdy jeden je použit v režimu pohonu a druhý v režimu brzdy. Toto uspořádání je patrné na Obr. 20, který znázorňuje vrchní elektromotor v režimu pohonu a spodní v režimu brzdy. [3]



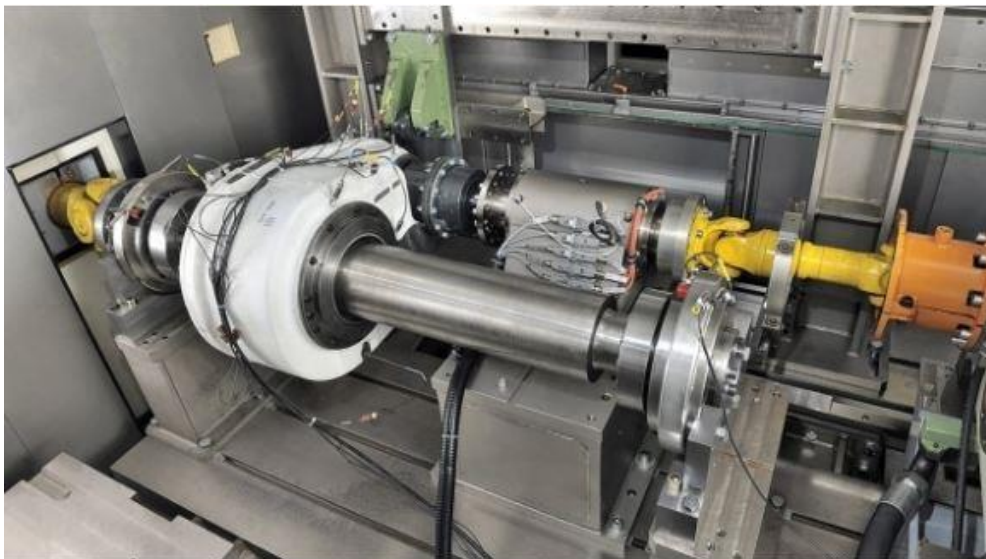
Obr. 20.: Schéma elektricky uzavřeného zatěžovacího okruhu

2.4. Možné řešení zkušebních zařízení

V této kapitole jsou podrobněji rozebrána řešení zkušebních zařízení, které se používají pro zkoušení převodovek nebo jejich částí ve světovém průmyslu.

2.4.1. Zkušební zařízení Voith

Toto zkušební zařízení je navrženo společností VOITH (Obr. 21). Jedná se o multifunkční stůl, na kterém je možné zkoušet železniční pohony a převodovky v extrémních podmínkách. Zkušební zařízení je vhodné pro zátěžové zkoušky a pro vytrvalostní běhy s nepřetržitým provozem až 24 hodin, sedm dní v týdnu. Ve zkušební zařízení lze zkoušet převodovky v rozsahu od $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ a do rychlosti až 360 km/h . Zkušební zařízení dosahuje jmenovité kapacity $1,9\text{ MW}$ s výstupním točivým momentem 15 kNm při $8\ 000\text{ ot/min}$ a výstupním točivým momentem 60 kNm při $4\ 000\text{ ot/min}$. Velkou výhodou je možnost přetížení až na $3\ 400\text{ kW}$, díky kterému umožňuje zkušební zařízení náročné zkušební postupy a velký rozsah vysoce dynamických simulací. Pohon je možné umístit v úhlu 90° pro uložení kuželových kol. Energetická účinnost je zlepšena chladicí jednotkou, která získává teplo pro opětovné použití. Náklady na energii se minimalizují pomocí provozu čtyř kvadrantů na zkušebním stavu. [9]



Obr. 21.: Zkušební zařízení (stůl) od firmy Voith [9]

2.4.2. Zařízení Cetest

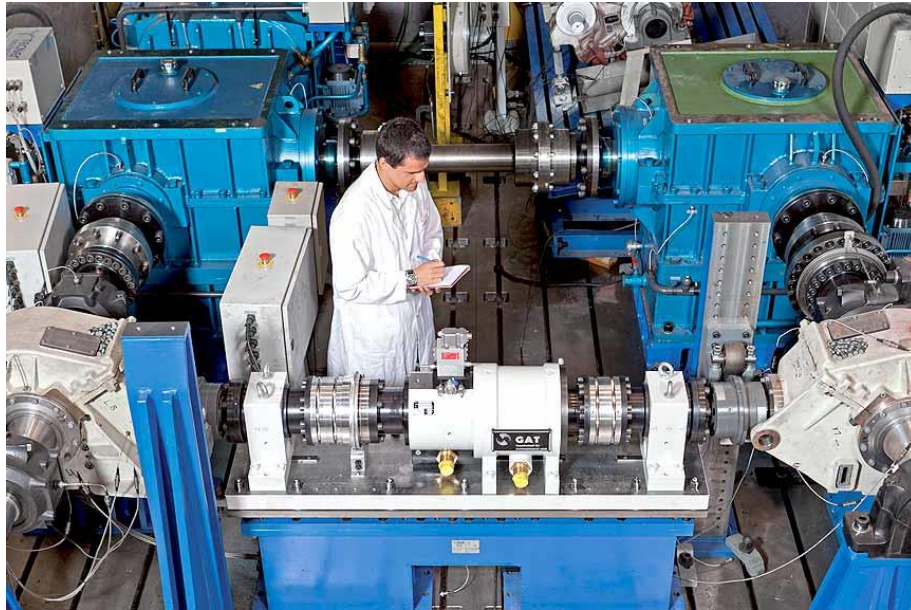
Na zkušebním zařízení od firmy Cetest (Obr. 22) se mohou provádět bez zátěžové i zátěžové zkoušky. Zkušební zařízení je univerzální a je možné ho přizpůsobit různým silám, rychlostem a točivým momentům. Při zkoušce bez zatížení se nejčastěji kontroluje:

- Zda je v převodovce dostatečné množství oleje, které bude schopné odvádět teplo generované během provozu.
- Zda olej maže všechny potřebné části převodovky (ložiska, ozubená kola).
- Teploty ložisek, skříně, oleje při maximálních otáčkách.
- Únik oleje z labyrintů a těsnění.

Firma Cetest provádí také zátěžové zkoušky. Při nich se zkouší následující funkce:

- Maximální spouštěcí moment.
- Maximální vypínací moment.
- Maximální konstrukční rychlost – rychlost prováděná pro opotřebované kolo.
- Simulace nominálních pracovních podmínek s kombinací rychlosti a kroutících momentů ekvivalentních s podmínkami vyskytujícími se v provozu.

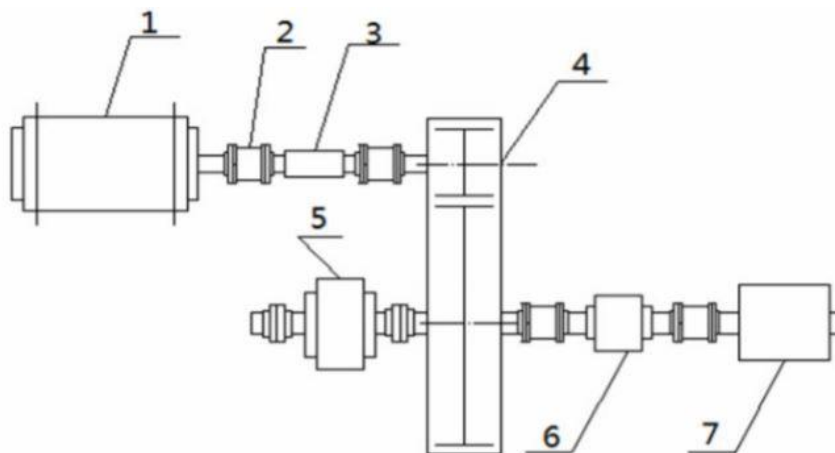
Při této zkoušce se kontrolují stejné věci jako u zkoušky bez zátěže, navíc se měří vibrace a hluk. [10]



Obr. 22.: Zkušební zařízení firmy Cetest [10]

2.4.3. Pekingská Univerzita

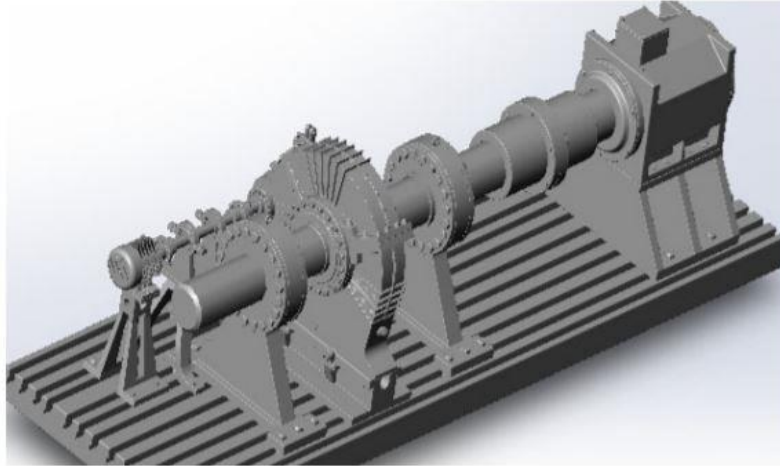
Toto zkušební zařízení, které bylo vyvinuto Pekingskou Univerzitou, je navrženo jako elektricky uzavřená smyčka. Na vstupu je převodovka spojena s hnací jednotkou, spojkou a snímačem kroutícího momentu. Na výstupu jsou umístěny mechanismy pro simulování vertikální a boční síly, dále také spojky a momentové zatěžovací zařízení. Na Obr. 23 a Obr. 24 je vidět schéma a model zkušebního zařízení. [11]



Obr. 23.: Schéma zkušebního zařízení v Pekingské Univerzitě [11]

1. Hnací motor
2. Spojka

3. Snímač kroutícího momentu
4. Zkoušená převodovka
5. Vertikální silové zatěžovací zařízení
6. Boční silové zatěžovací zařízení
7. Momentové zatěžovací zařízení



Obr. 24.: Model zkušebního zařízení na Pekingské univerzitě [11]

2.4.4. Zkušební zařízení od firmy Tradinsa

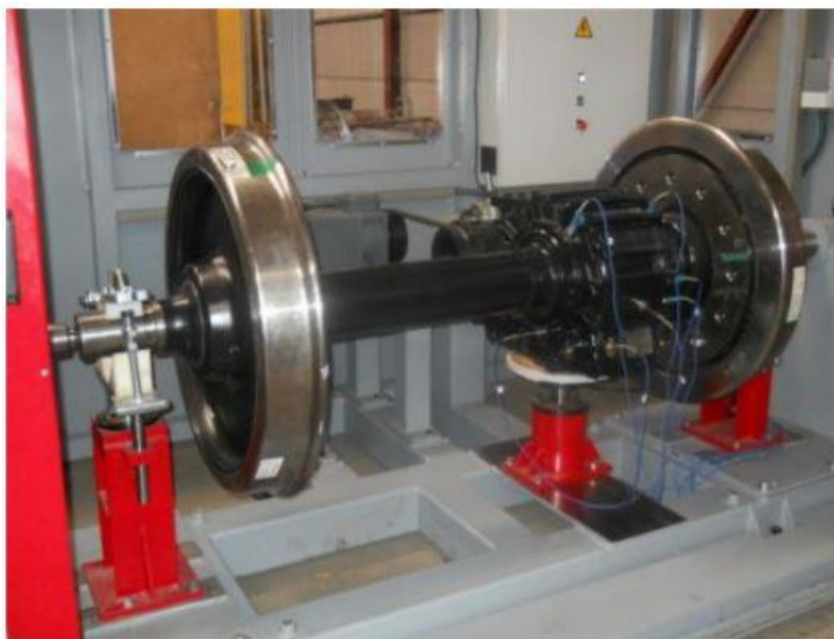
Zkušební zařízení od firmy Tradinsa je samostatná zakrytovaná jednotka. Součástí jednotky jsou různé zajišťovací prvky stability. Zkušební zařízení by mělo být univerzální pro všechny typy náprav dostupné na trhu. Zařízení má vlastní software, přes který je celé zařízení ovládáno. Na zkušebním zařízení lze měřit a nastavovat následující veličiny: [12]

- Proměnlivé zátěžné cykly z hlediska rychlosti a směru.
- Čas pro každý cyklus.
- Teploty (včetně jejich zaznamenání).
- Vibrace (včetně jejich nahrávání) a frekvence.
- Hluk.
- Točivý moment.

Na Obr. 25 je zachycené celé zakrytované zkušební zařízení a na Obr. 26 zkoušená převodovka i s koly. Na druhém obrázku jsou patrné dva stojany, ve kterých je upevněna náprava. Pod převodovkou se nachází hydraulický válec, který převodovku podpírá.



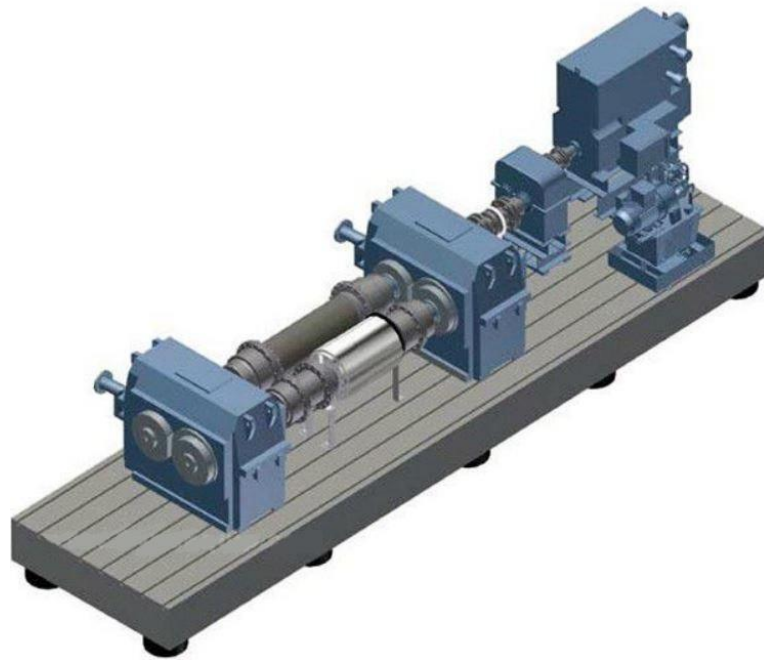
Obr. 25.: Zkušební zařízení Tradinsa [12]



Obr. 26.: Zkušební zařízení s převodovkou [12]

2.4.5. Zkušební zařízení od firmy Dyno Equip

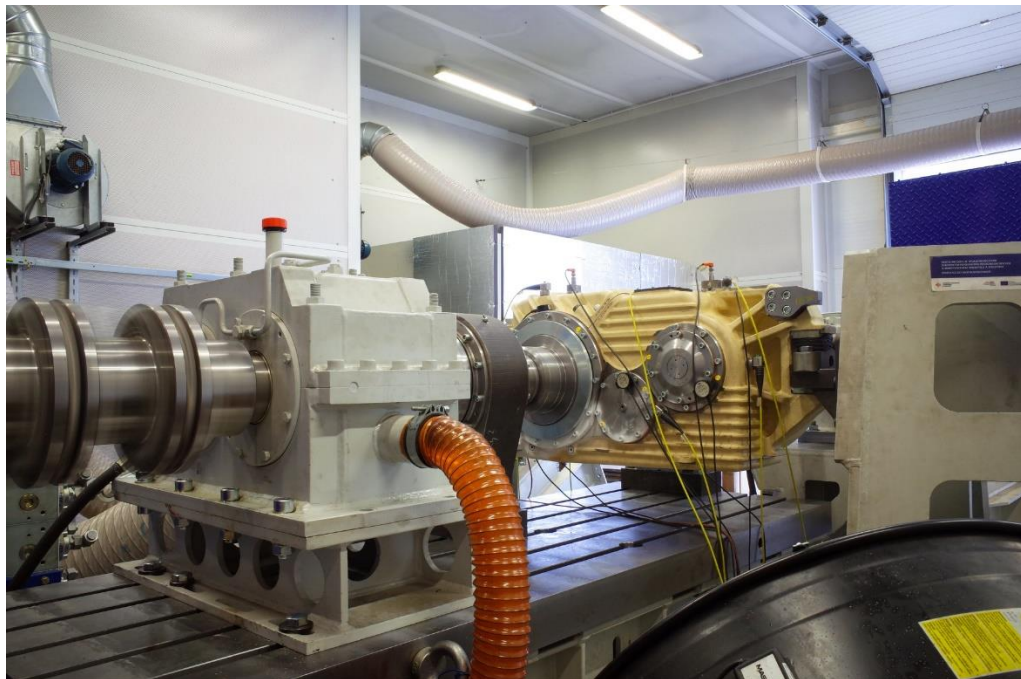
Firma Dyno Equip se zabývá výrobou zkušebních zařízení různých typů. Mimo jiné vyvíjí i zařízení pro zkoušení převodovek. Na zkušebním zařízení je možné provádět zátěžnou zkoušku v uzavřené smyčce. Točivý moment je ve smyčce aplikován pomocí rotačního pohonu. Při použití vestavěné metody instalace je hnací hřídel rozdělen na dvě části a v průřezu je naistalován otočný pohon. Při použití způsobu konzolové instalace je otočný prvek zavěšen na konci hřídele. Ztrátový výkon lze kompenzovat externí pohonnou jednotkou. Na Obr. 27 je vidět celé uspořádání zkušebního zařízení. [13]



Obr. 27.: Model zkušebního zařízení od firmy Dyno Equip [13]

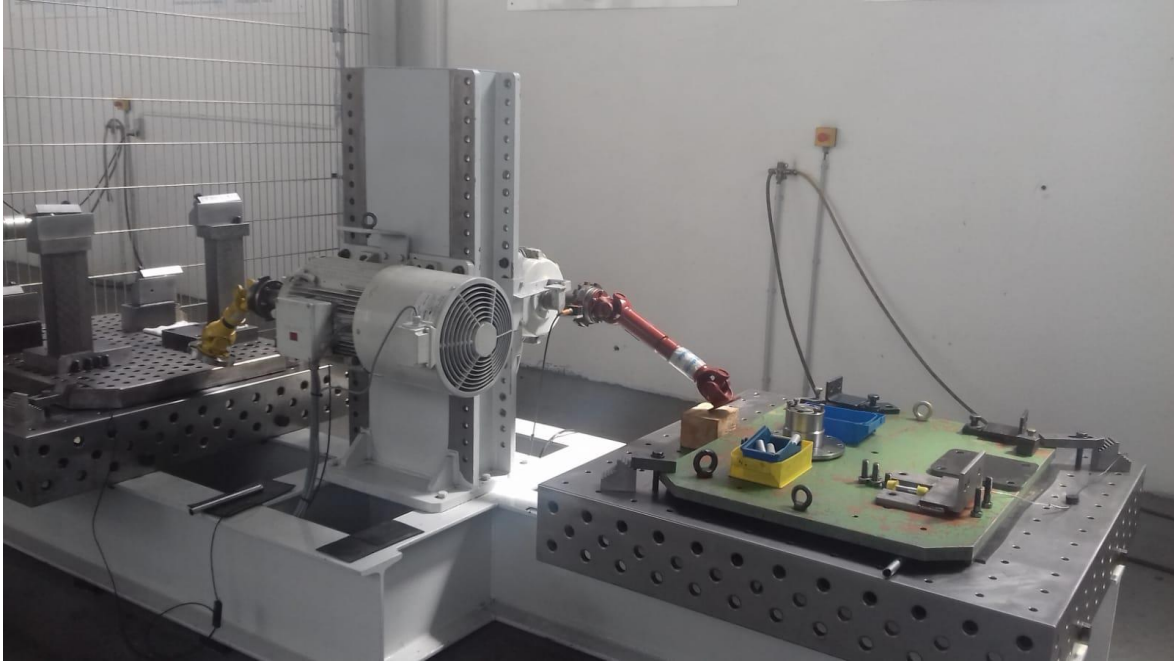
2.4.6. Skupina Wikov

Celá skupina Wikov disponuje několika zkušebními zařízeními. Na Obr. 28 je patrný zkušební zařízení ve firmě Wikov MGI a. s. Provádí se na něm zkouška se zátěží na výstupu. Na fotografii je zachycena zkoušená (žlutá) a přídatná (šedá) převodovka. Přídatná převodovka upravuje výstupní otáčky, aby mohl být použit stejný motor jako na vstupu. Dále jsou na zkoušené převodovce viditelné připojené senzory teplot a vibrací.

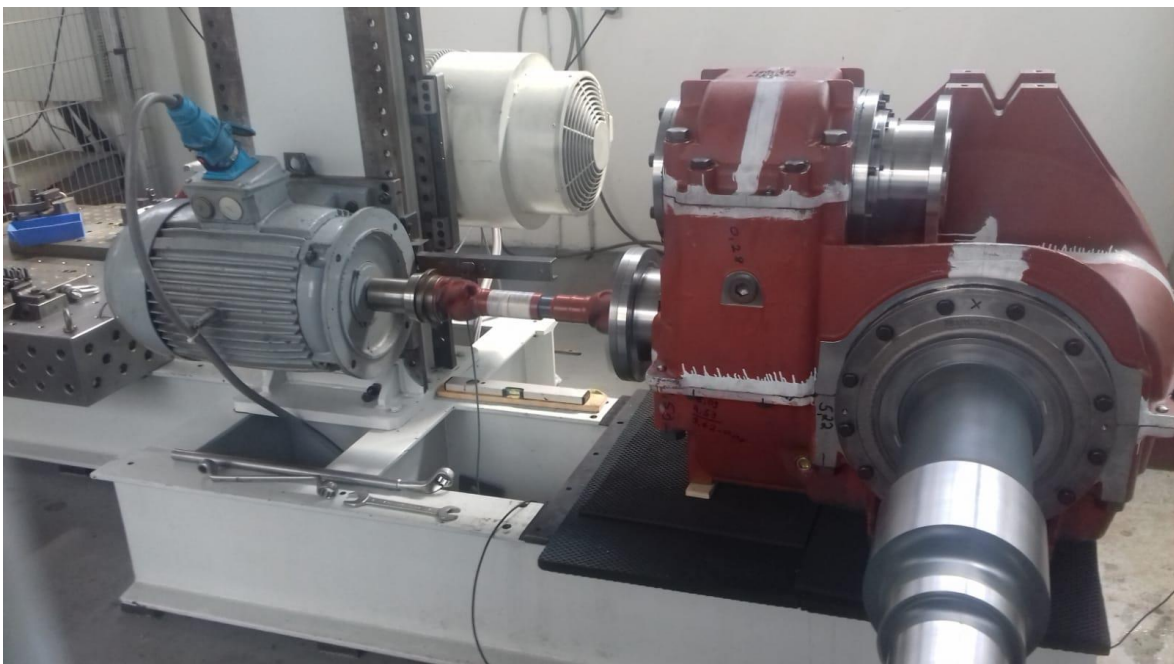


Obr. 28.: Zkouška se zátěží ve firmě Wikov MGI a. s.

Obr. 29 a 30 zachycuje zkušební zařízení z firmy Gemeinde vlastněný firmou Wikov MGI a. s. Jedná se o multifunkční stojan s nastavitelnou výškou motoru. Na tomto zařízení je prováděna zkouška bez zátěže a převodovka roztáčena za vstup. Na fotografiích je zřejmé spojení motoru s převodovkou pomocí kloubového hřídele.



Obr. 29.: Zkušební zařízení Gemeinde



Obr. 30.: Zkušební zařízení Gemeinde s převodovkou

3. Konstrukční návrh zkušebního zařízení

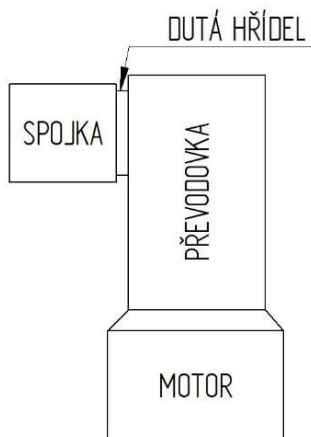
V praktické části této diplomové práce je dle zadání řešen detailní konstrukční návrh zkušebního zařízení pro sériové zkoušení (bez nebo s částečnou zátěží), jeho součástí je kompletní výrobní dokumentace.

3.1. Koncepty řešení

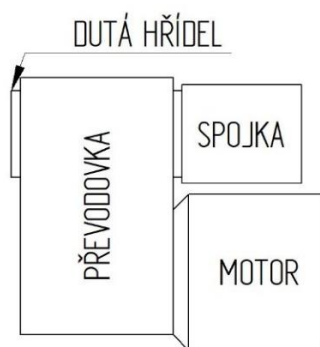
Navržené koncepty řešení se odvíjí od požadavků zadavatele. K tomu nejdůležitějšímu patří univerzálnost zkušebního zařízení, neboť je zapotřebí, aby na nich bylo možné zkoušet celé portfolio převodovek firmy Wikov MGI a. s. Druhým zásadním kritériem je zaručená tuhost zkušebního zařízení, která zajistí minimální ovlivňování výsledků zkoušek. Jelikož se jedná o sériové zkoušení, předpokládá se, že základní části zkušebního zařízení se nebudou rozebírat. Z tohoto důvodu a také z důvodu zaručené tuhosti budou základní části zkušebního zařízení připevněny k rozvrtané desce. Tím docílíme zaručené tuhosti a také jednodušší, a tím pádem i levnější výroby desky.

První tři koncepční návrhy se věnují převodovkám s nápravou a další tři převodovkám s dutou hřídelí. Všechny koncepční návrhy jsou navrženy pouze schematicky a dva finální návrhy budou zpracovány konstrukčně.

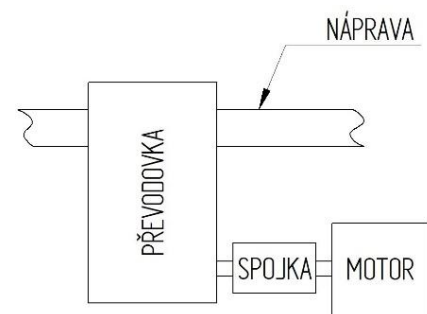
Na obrázcích níže jsou zjednodušeně uvedeny tři typy převodovek, které se na zkušebních zařízeních budou zkoušet. Na Obr. 31 je uvedena první varianta – jedná se o kuželochelní převodovku s dutou hřídelí, která bude za přírubu připevněna na motor. Obr. 32 zobrazuje druhou možnost, jejíž princip spočívá v propojení čelní převodovky s motorem. Poslední varianta, která se bude na zkušebních zařízeních používat, je zachycena Obr. 33. Jedná se o převodovku s nápravou, kde na vstupní hřídeli bude pomocí spojky přidělán motor.



Obr. 31: Varianta 1



Obr. 32.: Varianta 2

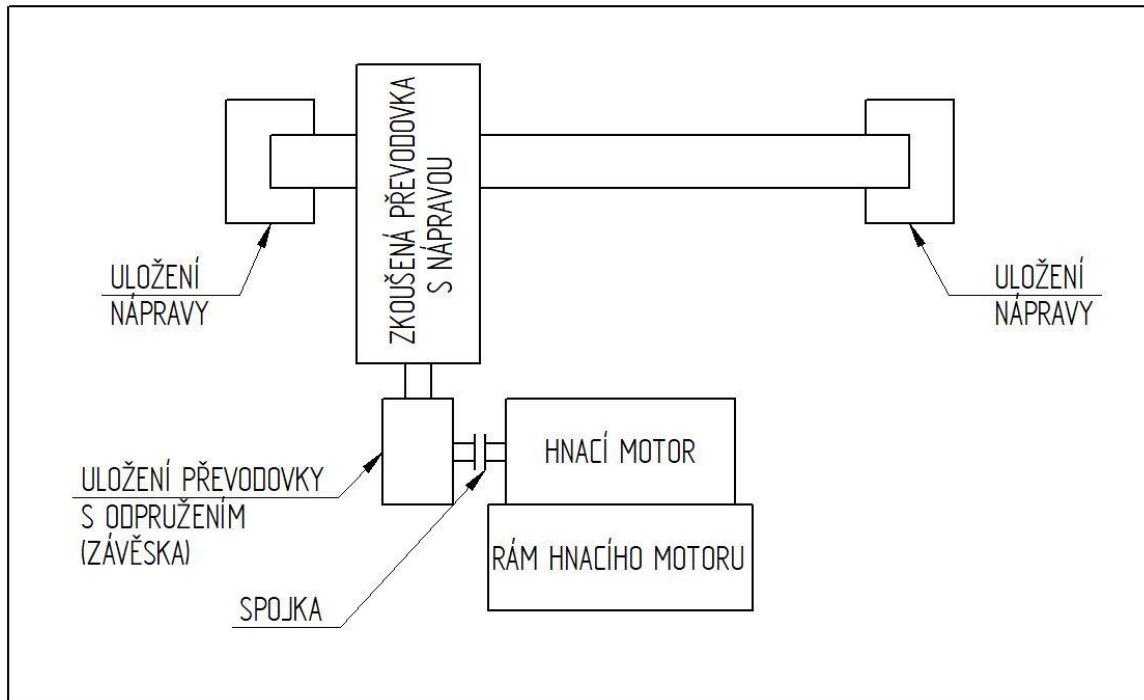


Obr. 33.: Varianta 3

3.1.1. První koncepční návrh pro převodovky s nápravou

Při sériové zkoušce s nápravou je zapotřebí vyřešit její podepření umožňující volné protáčení. Dále je nutné vyhodnotit, jaké uložení je nejvhodnější pro zkoušenou převodovku. Ideálním řešením je uložení na principu kladek, které je v kapitole 3.3.5 blíže rozvedeno. V tomto koncepčním návrhu (Obr. 34) je uložení převodovky vyřešeno jako

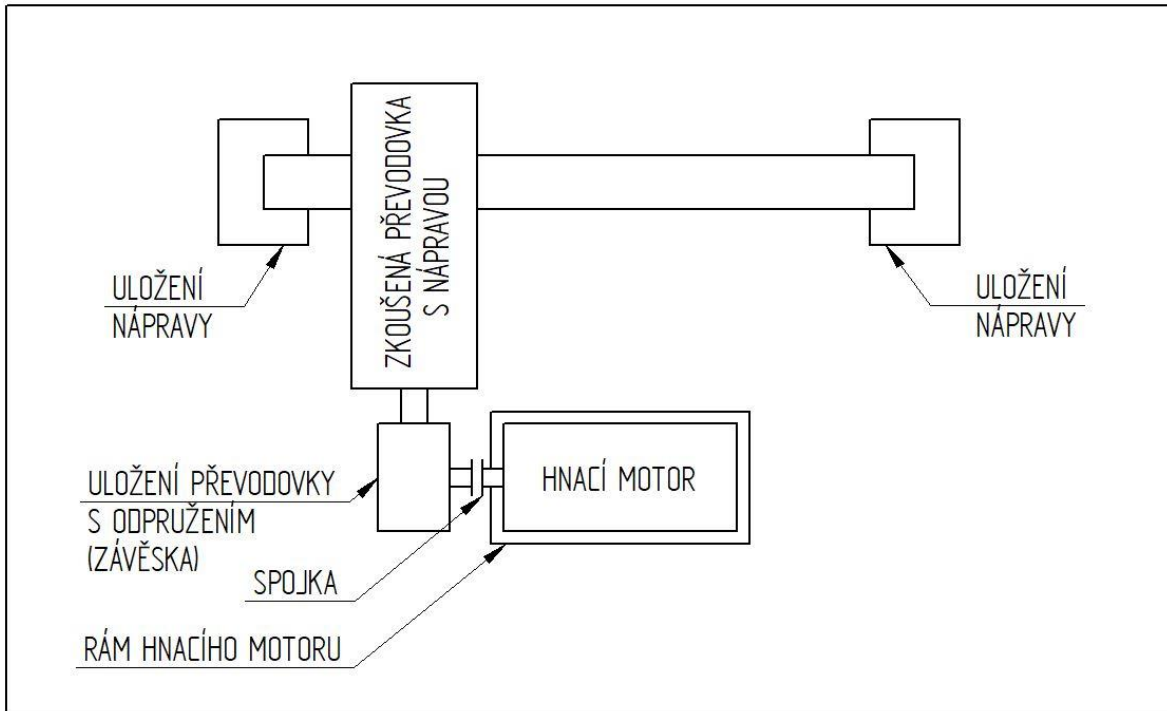
pružné spojení pomocí závěsky, kdy je převodovka přichycena přes závěsku do rámu, který nese celou převodovku. Spojení motoru s převodovkou je vyřešeno spojkou. Jelikož je ze zadání patrné, že zkušební zařízení by mělo být co nejvíce univerzální a každá převodovka nemá stejnou výšku vstupu, je nutné se zabírat také otázkou výškového nastavení hnací jednotky. V tomto konceptu je navrženo nastavení hnací jednotky pomocí drážek v rámu. Tento rám bude pevně přichycen k desce a výška hnacího motoru se nastaví pomocí posunu v drážkách.



Obr. 34.: První koncepční návrh pro převodovky s nápravou

3.1.2. Druhý koncepční návrh pro převodovky s nápravou

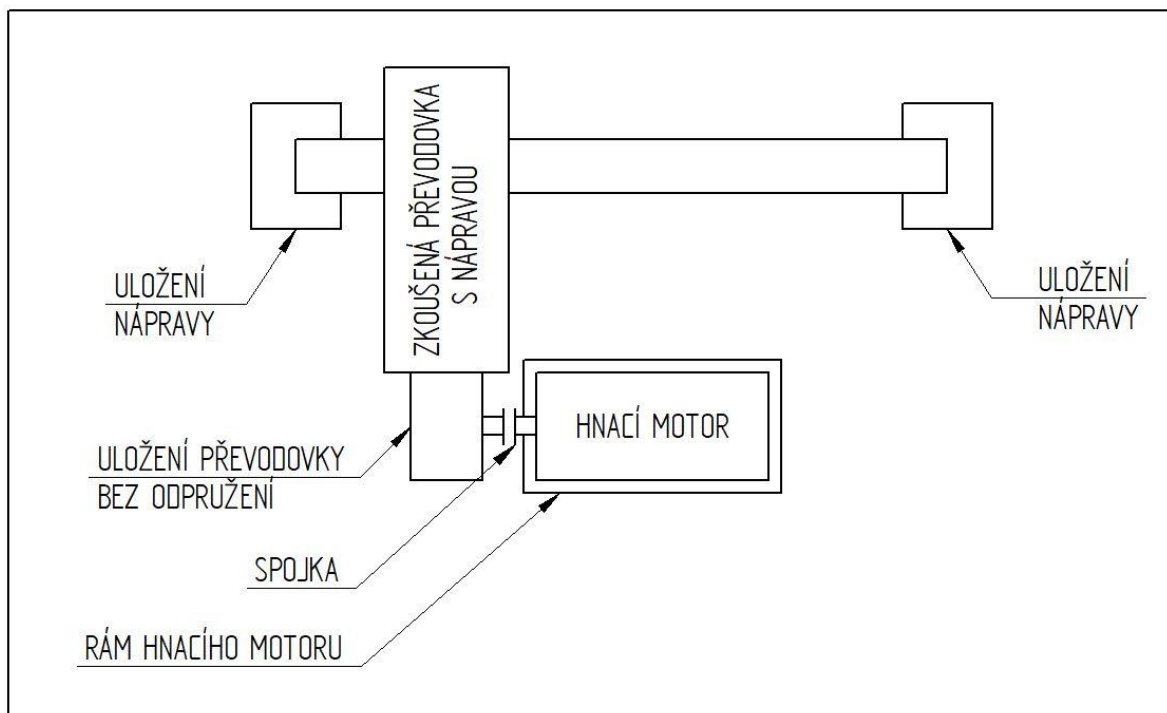
Tento koncepční návrh vychází z prvního výše uvedeného návrhu. Stejným způsobem je v obou případech vyřešeno uložení nápravy i celé převodovky, rozdíl je však v řešení výškového nastavení hnacího motoru. Druhý koncepční návrh (Obr. 35) pracuje s umístěním rámu pod hnací motor. Rám musí být přitom přichycen dostatečně nízko, aby vznikl potřebný prostor pro převodovky největších rozměrů. V jejich případě bude vstup nejnižší. Výška vstupů menších převodovek se bude regulovat pomocí vymezovacích podložek.



Obr. 35.: Druhý koncepční návrh pro převodovky s nápravou

3.1.3. Třetí koncepční návrh pro převodovky s nápravou

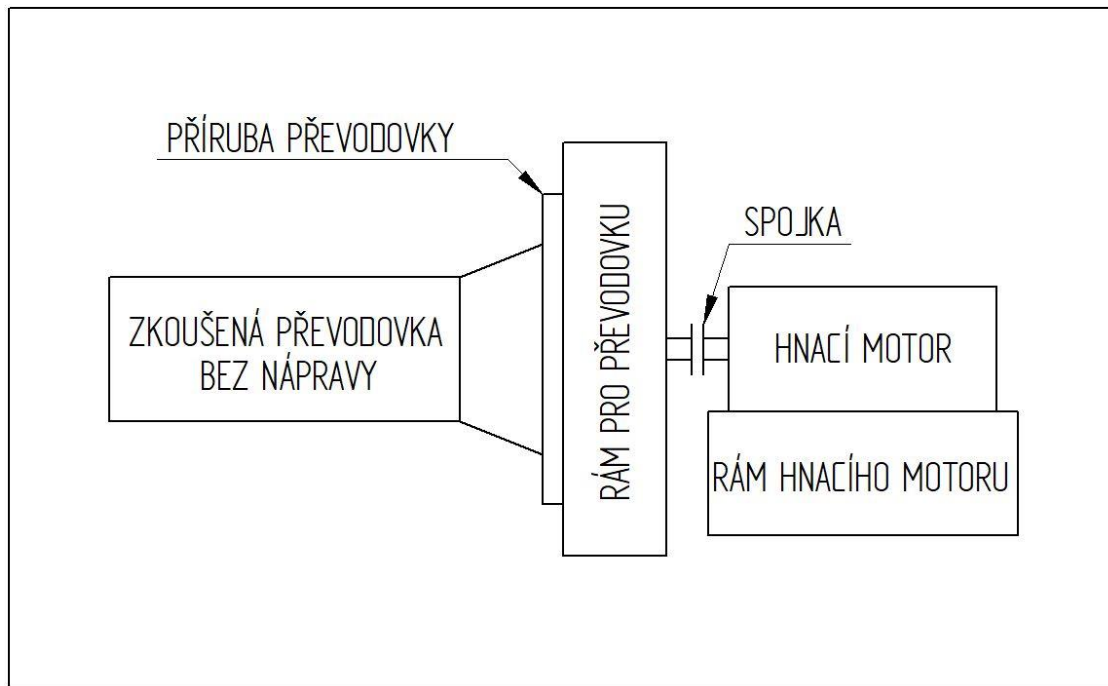
Třetí typ koncepčního návrhu převodovky s nápravou kombinuje předchozí dva způsoby řešení. Výškové nastavení motoru je zde zpracováno stejně jako v kapitole 3.2.1, tj. umístěním rámu pod hnací motor a vymešovými podložkami. Rám je přichycen k zemi a převodovka se o něj opírá. Uložení převodovky je pevně spojeno s rámem. Na Obr. 36 je vidět schematicky řešený návrh.



Obr. 36.: Třetí koncepční návrh pro převodovky s nápravou

3.1.4. První koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

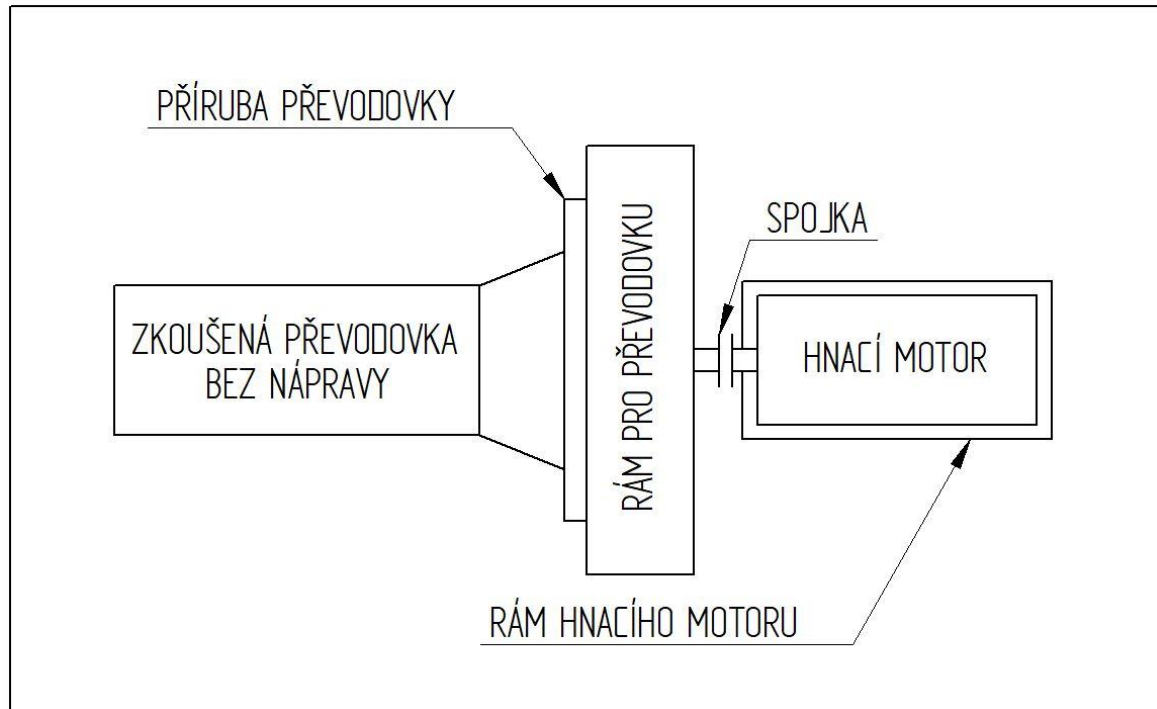
V této a v následujících dvou podkapitolách bude věnován prostor koncepčním návrhům zkušebních zařízení pro převodovky s dutou hřídelí. Na rozdíl od prvních tří konceptů se u toho zkušebního zařízení nemusí dbát na uložení nápravy, a tudíž se zmenší i zástavbové rozměry přípravku. Zkoušená převodovka je umístěna přes její přírubu, která se pro každý typ převodovky bude měnit, a z toho důvodu bude přípravek univerzální. Převodovka bude s hnací jednotkou spojena stejně jako v předešlých případech. Rám hnacího motoru bude svisle a motor v něm bude přichycen napevno. První koncepční návrh pro převodovku s dutou hřídelí je schematicky zobrazen na Obr. 37.



Obr. 37.: První koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

3.1.5. Druhý koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

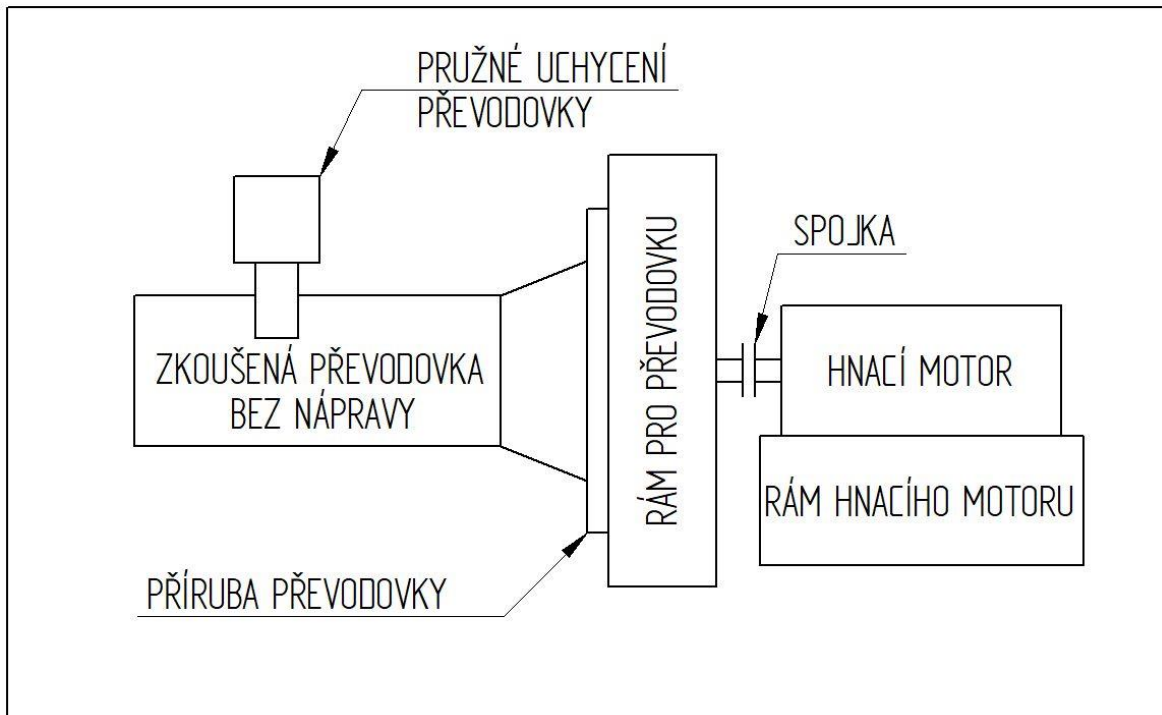
Druhý návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí vychází z předešlého konceptu, tzn. převodovka je rovněž uchycena přes přírubu do rámu. Při montáži se bude měnit pouze převodovka s přírubou a všechny ostatní části zůstanou na svém místě. Tím bude zaručena co největší univerzálnost přípravku a také jednodušší montáž. Hnací motor bude v tomto případě umístěn na rámu, ke kterému bude pevně přichycen. Druhý koncepční návrh pro převodovku s dutou hřídelí je schematicky zobrazen na Obr. 38.



Obr. 38.: Druhý koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

3.1.6. Třetí koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

Třetí a zároveň poslední koncept návrhu pro převodovky s dutou hřídelí vychází z předešlých dvou konceptů. Převodovka je pomocí příruby přichycena k rámu převodovky, který je pevně přichycen k desce. Spojení převodovky s hnacím motorem je řešené pomocí spojky (více informací o spojování motoru s převodovkou je uvedeno v kapitole 3.3.3). Uchycení motoru je vyřešeno stejně jako v první variantě. Oproti předchozím návrhům je zde počítáno s pružným uchycením převodovky pomocí pružného závěsku. Celý koncepční návrh je patrný na Obr. 39.



Obr. 39.: Třetí koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí

3.2. Vybrání finálního koncepčního návrhu

Při vybírání finální verze koncepčního návrhu je nutné zohlednit zvláště požadavky zadavatele. Těmi jsou zaručená tuhost a univerzálnost, aby bylo možné přípravek použít pro celé portfolio zkoušených převodovek.

3.2.1. Finální výběr řešení pro převodovku s nápravou

Do konečného výběru řešení pro převodovky s nápravou nelze s ohledem na hlavní požadavky zadavatele zahrnout první koncepční návrh představený v kapitole 3.1.1. Nevyhovuje proto, že řešení montáže hnacího motoru na rám pomocí T-drážek nebude dostatečně tuhé, a proto by nebylo možné nastavit přesnou výšku motoru. Z toho důvodu by nebyla zaručená souosost obou částí spojky a vznikly by nepřesnosti měření, které jsou při sériovém zkoušení nežádoucí.

Třetí koncepční návrh je také nevyhovující, protože podle něho by byla převodovka při zkoušce pevně přichycena k rámu. To však neodpovídá reálnému provozu, kdy je převodovka přichycena pružně pomocí závěsky.

Jako nejvhodnější byla vyhodnocena varianta druhá (Obr. 35). Ta počítá s přichycením hnacího motoru na rám, který je pevně přichycen k desce. Přesné výškové nastavení hnací jednotky je vyřešeno pomocí vymezovacích podložek. Na rozdíl od varianty číslo jedna nebude díky tomu docházet k nesouososti spojek. Převodovka bude uložena pružně pomocí závěsky, což představuje nejlepší variantu uložení, neboť tomu tak bude i v reálném provozu. Uložení nápravy bude vyřešeno pomocí kladek. Tento druhý koncepční návrh bude dále zpracován v kapitole 3.3.

3.2.2. Finální výběr řešení pro převodovku s dutou hřídelí

V této kapitole budou vyhodnoceny výhody a nevýhody jednotlivých konstrukčních návrhů zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí. S ohledem na praktičnost a cenu není nejvhodnějším řešením koncept číslo tři. Pružné uchycení převodovky je v tom případě zbytečné, protože rám celou převodovku udrží. Pružné uchycení by zbytečně navýšilo cenu a nemělo by na zkušebním zařízení žádný větší význam.

První a druhé koncepční řešení jsou si podobná a liší se pouze v uchycení hnacího motoru na rám. Ve druhé variantě je rám umístěn pod hnací motor. Tento koncept lze také použít, ale vzhledem k větší praktičnosti je zvolena první varianta. Podle ní bude rám hnacího motoru umístěn svisle, hnací motor na něm bude připevněn z boku, a tím pádem bude z jedné strany lepší přístup ke spojení hnacího motoru a převodovky.

V první koncepční variantě (Obr. 37) je navrženo přichycení převodovky přes přírubu, do které se připevní převodovka a celá příruba se i s převodovkou připevní do rámu pro převodovku. V případě výměny převodovky lze nahradit pouze příruba a mezičlánek na vstupu. Spojení převodovky s hnacím motorem je vyřešeno podobně jako u finálního řešení pro převodovky s nápravou. Výškové nastavení hnacího motoru není v tomto případě potřeba, proto bude motor připevněn na stálo, čímž bude zaručená tuhost zkušebního zařízení. Tento návrh bude dále zpracován v kapitole 3.4.

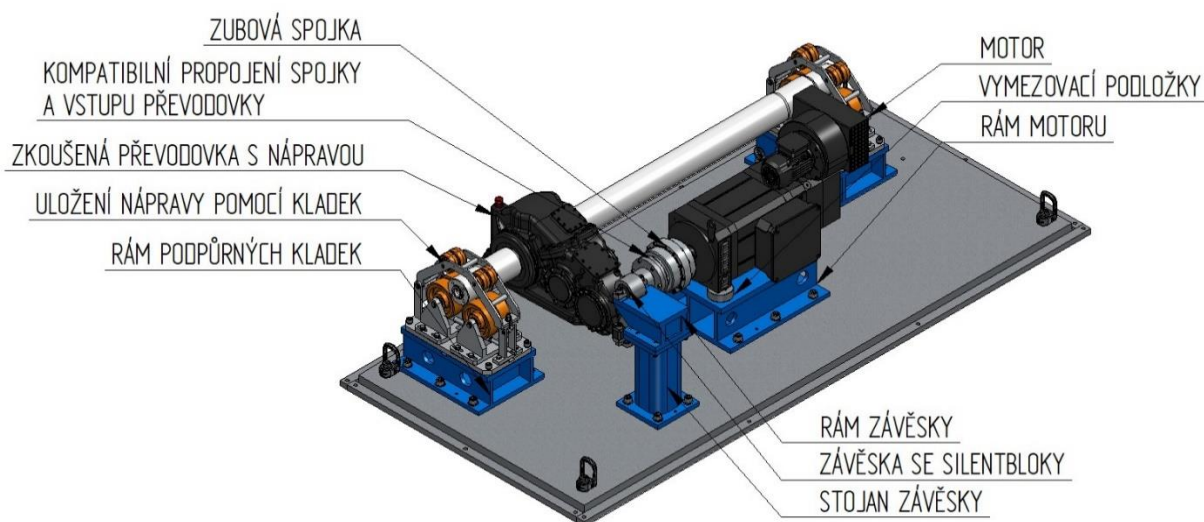
3.3. Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou

Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou vychází z druhého koncepčního řešení, které bylo vyhodnoceno jako nejvhodnější (Obr. 35). V tomto konstrukčním návrhu jsou detailně rozpracovány jednotlivé části zkušebního zařízení.

V Tab. 1 jsou uvedeny parametry převodovky, pro kterou bude celé zkušební zařízení konstruováno. Jedná se o převodovku, která je aktuálně ve firmě Wikov MGI a. s. vyráběna a která zkušební zařízení otestuje. Výkres sestavy zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou je uveden v příloze E.

Tab. 1.: Parametry převodovky

	Jmenovitý výkon [kW]	Maximální výkon [kW]	Maximální vstupní otáčky [min ⁻¹]	Převodový poměr [-]	Počet převod. stupňů [-]
Převodovka s nápravou	72	249	4753	6,921	2



Obr. 40.: Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou

3.3.1. Návrh a uložení motoru

Zvolený motor musí pokrýt zadaný rozsah otáček a také musí pokrýt rozjezdový moment. Zde je zvolen motor třífázový a frekvenční měnič, pomocí něhož bude možné měnit otáčky pro jednotlivé převodovky.

Při rozběhu převodovky je zapotřebí větší kroutící moment. Rozjezdový moment je krátkodobý kroutící moment, který je zapotřebí na roztočení převodovky. Při výpočtu se udává doba, za jakou se má převodovka roztočit na maximální otáčky. Délku rozběhu volím 35 s. Tento kroutící moment vychází z rovnice (6), podle které vynásobíme úhlové zrychlení a celkový moment setrvačnosti. Úhlové zrychlení se vypočítá dle vztahu v rovnici (8), kde ω je příslušná úhlová rychlost dané převodovky a t čas, za který se převodovka roztočí na maximální dovolené otáčky. Celkový moment setrvačnosti se vypočítá dle vztahu (7), podle

kterého se sčítají jednotlivé momenty setrvačnosti. V případě jednotlivých převodů se moment setrvačnosti podělí převodovým poměrem na druhou.

Rozběhový krouticí moment $M_{KR} = \alpha \cdot I$ (6)

Celkový moment setrvačnosti $I_C = I_M + I_S + I_{SD} + I_{pastorek} + \frac{I_{2.hřidel}}{i_1^2} + \frac{I_{n.hřidel}}{i_n^2}$ (7)

Úhlové zrychlení $\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$ (8)

V Tab. 2 jsou uvedeny potřebné hodnoty pro výpočet rozběhového momentu. Hodnoty jsou udány pro tři rizikové převodovky. Mezi ně patří ty, které mají největší vstupní otáčky nebo nejvyšší převodový poměr, a tudíž jsou zásadní pro můj výpočet, protože jejich rozběhový moment bude nejvyšší možný. Hodnoty zapsané v Tab. 2 jsou získány z modelu převodovky. V momentech setrvačnosti jednotlivých stupňů jsou sečteny dílčí momenty setrvačnosti jednotlivých dílů (hřídel, ozubené kolo, náprava, dutá hřídel).

Tab. 2.: Hodnoty nutné pro výpočet rozběhového momentu

		Převodovka 1	Převodovka 2	Převodovka 3	Jednotky
Max. otáčky	n	4810	6590	4075	[min ⁻¹]
Převodový poměr	i	7,0714	5,933	5,417	[-]
Moment set. pastorku	I _p	0,11	0,063	0,033	[kg·m ²]
Moment set. I°	I _{I°}	9,428	1,378	0,566	[kg·m ²]
Moment set. II°	I _{II°}	-	5,417	0,952	[kg·m ²]
Převodový poměr I°	i _{I°}	7,0714	2,407	2,231	[-]
Převodový poměr II°	i _{II°}	-	2,464	2,429	[-]

V Tab. 3 jsou uvedeny momenty setrvačnosti stálých dílů, vypsané hodnoty jsem zjistil z vlastností jednotlivých dílů pomocí cad programu. Tyto díly budou na zkušebním zařízení přišroubovány na stálo a jejich moment setrvačnosti bude pro výpočet každé převodovky stejný.

Tab. 3.: Moment setrvačnosti stálých dílů

Motor Baumüller DA1_132LO23R_30_5	I _M	0,105	[kg·m ²]
Spojka ZK	I _S	2,804	[kg·m ²]
Příruba spojky	I _{PS}	0,602	[kg·m ²]
Příruba	I _P	0,398	[kg·m ²]
Objímka (Pivko)	I _O	0,488	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti stálých dílů	I_{SD}	4,397	[kg·m²]

Výpočet celkového momentu setrvačnosti jednotlivých převodovek:

$$I_{PŘEVODOVKA I} = I_{SD} + I_{PASTOREK I} + \frac{I_{I^{\circ}}}{i_{I^{\circ}}^2} \quad (9)$$

$$I_{PŘEVODOVKA I} = 4,397 + 0,11 + \frac{9,428}{7,0714^2}$$

$$I_{PŘEVODOVKA I} = \mathbf{4,6955 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_{PŘEVODOVKA II} = I_{SD} + I_{PASTOREK II} + \frac{I_{I^{\circ}}}{i_{I^{\circ}}^2} + \frac{I_{II^{\circ}}}{i_{II^{\circ}}^2} \quad (10)$$

$$I_{PŘEVODOVKA II} = 4,397 + 0,063 + \frac{1,378}{2,407^2} + \frac{5,417}{2,464^2}$$

$$I_{PŘEVODOVKA II} = \mathbf{5,5898 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

$$I_{PŘEVODOVKA III} = I_{SD} + I_{PASTOREK III} + \frac{I_{I^{\circ}}}{i_{I^{\circ}}^2} + \frac{I_{II^{\circ}}}{i_{II^{\circ}}^2} \quad (11)$$

$$I_{PŘEVODOVKA III} = 4,397 + 0,033 + \frac{0,566}{2,231^2} + \frac{0,952}{2,429^2}$$

$$I_{PŘEVODOVKA III} = \mathbf{4,7051 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}$$

Výpočet úhlového zrychlení pro jednotlivé převodovky:

$$\alpha_{PŘEVODOVKA I} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\frac{2\pi \cdot n}{60}}{t} = \frac{\frac{2\pi \cdot 4810}{60}}{35} = 14,391 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12)$$

$$\alpha_{PŘEVODOVKA I} = \mathbf{14,391 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$\alpha_{PŘEVODOVKA II} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\frac{2\pi \cdot n}{60}}{t} = \frac{\frac{2\pi \cdot 6590}{60}}{35} = 19,717 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13)$$

$$\alpha_{PŘEVODOVKA II} = \mathbf{19,717 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$\alpha_{PŘEVODOVKA III} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\frac{2\pi \cdot n}{60}}{t} = \frac{\frac{2\pi \cdot 4075}{60}}{35} = 12,192 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14)$$

$$\alpha_{PŘEVODOVKA III} = \mathbf{12,192 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Výpočet rozběhového momentu pro jednotlivé převodovky:

$$M_{KR PŘEVODOVKA I} = \alpha_{PŘEVODOVKA I} \cdot I_{PŘEVODOVKA I} \quad (15)$$

$$M_{KR PŘEVODOVKA I} = 4,6955 \cdot 14,391$$

$$M_{KR PŘEVODOVKA I} = \mathbf{67,5758 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

$$M_{KR PŘEVODOVKA II} = \alpha_{PŘEVODOVKA II} \cdot I_{PŘEVODOVKA II} \quad (16)$$

$$M_{KR PŘEVODOVKA II} = 5,5898 \cdot 19,717$$

$$M_{KR PŘEVODOVKA II} = \mathbf{110,2152 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

$$M_{kR \text{ PŘEVODOVKA III}} = \alpha_{\text{PŘEVODOVKA III}} \cdot I_{\text{PŘEVODOVKA III}} \quad (17)$$

$$M_{kR \text{ PŘEVODOVKA III}} = 4,7051 \cdot 12,192$$

$$M_{kR \text{ PŘEVODOVKA III}} = 57,3669 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální kroutící moment motoru se započítáním účinnosti

$$M_{kM} = M_{KM} \cdot \eta_N \quad (18)$$

$$M_{kM} = 143 \cdot 0,922$$

$$M_{kM} = 131,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

V Tab. 4 jsou uvedeny výsledné rozběhové kroutící momenty, které jsou zapotřebí pro roztočení převodovky. Z vypočítaných kroutících momentů vyplývá, že nejvyšší rozběhový moment bude pro druhou převodovku $M_{kR2} = 110,2152 \text{ N} \cdot \text{m}$. Z toho důvodu bude nutné navrhnout takový motor, který pokryje zmíněný rozběhový moment.

Tab. 4.: Výsledné rozběhové momenty

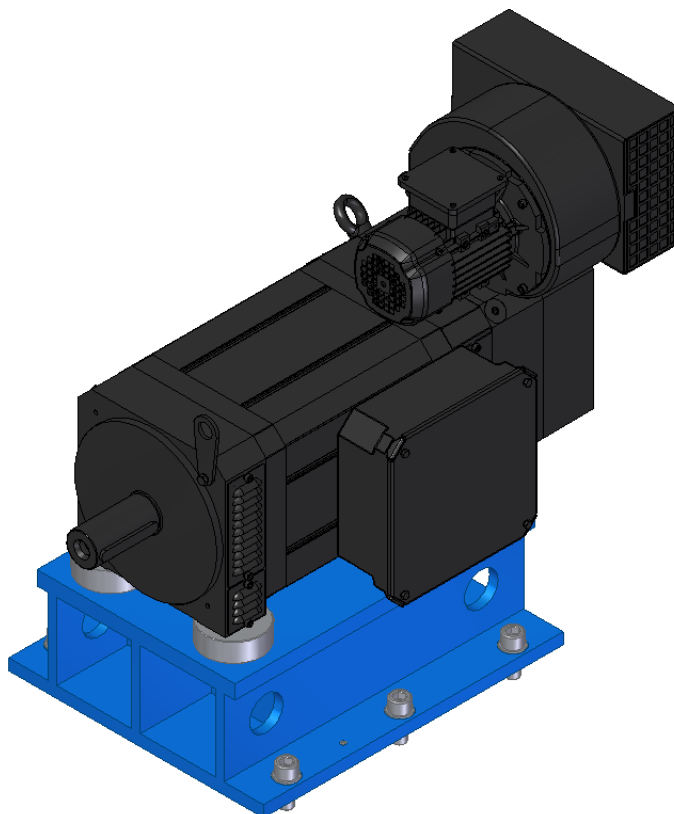
Převodovka I	M_{kR1}	67,5758	[N·m]
Převodovka II	M_{kR2}	110,2152	[N·m]
Převodovka III	M_{kR3}	57,3669	[N·m]

Detailnější rozsah otáček zkoušených převodovek je uveden v příloze A. Na základě doporučení a zkušeností pracovníků firmy Wikov MGI a. s. jsem zvolil motor od společnosti Baumüller, konkrétně třífázový 400V asynchronní motor. Vzhledem k vyšším otáčkám je nutné vybrat motor s jmenovitými otáčkami 3000 min^{-1} . Z důvodu vysokého rozběhového momentu je zvolen větší motor Baumüller DA1_132LO23R_30_5_KOB_MRN_9AN_TM_O_LF1. Maximální kroutící moment motoru i se započítáním účinnosti je $M_{kM} = 131,56 \text{ N} \cdot \text{m}$. Motor vyhovuje vypočítaným rozběhovým momentům, a lze ho tedy velmi dobře použít. Na Obr. 41 jsou uvedeny jeho katalogové hodnoty. Po dohodě s výrobcem bude mít motor speciální ložiska, která dokážou pokrýt otáčky vyšší než 5000 min^{-1} . Motorem bude možné otáčet až na 7000 min^{-1} .

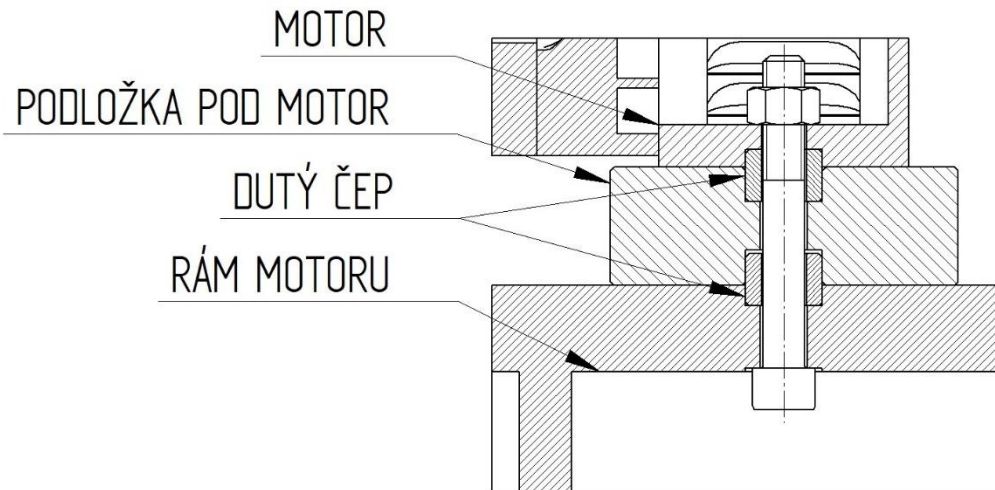
n_N		P_N	M_N	I_N	U_N	n_1	n_{max}	$\cos \varphi$	I_{μ}	η_N	f_N	Terminal box assignment refer to chapter 3.6
min^{-1}		kW	Nm	A	V	min^{-1}	min^{-1}		A		Hz	
1000	DA1-132KO23A//R-10-5	15,0	143	38	335	2600	5000	0,82	18,6	0,835	35,0	12
	DA1-132MO23A//R-10-5	18,0	172	42	340	2400	5000	0,85	18,6	0,847	35,1	12
	DA1-132LO23A//R-10-5	20,0	191	48	345	2200	5000	0,82	23,9	0,862	34,8	12
	DA1-132BO23A//R-10-5	22,5	215	57	325	3000	5000	0,81	29,7	0,867	34,8	12
1500	DA1-132KO23A//R-15-5	22,0	140	51	350	2300	5000	0,83	20,2	0,869	51,9	12
	DA1-132MO23A//R-15-5	26,0	166	60	350	2300	5000	0,82	25,3	0,882	51,7	12
	DA1-132LO23A//R-15-5	29,0	185	65	350	2300	5000	0,83	25,5	0,889	51,7	14
	DA1-132BO23A//R-15-5	33,0	210	78	335	3000	5000	0,81	33,8	0,895	51,5	14
2000	DA1-132KO23A//R-20-5	28,0	134	68	335	4000	5000	0,80	29,5	0,890	68,4	14
	DA1-132MO23A//R-20-5	33,0	158	75	350	3000	5000	0,82	30,0	0,900	68,4	14
	DA1-132LO23A//R-20-5	37,0	177	84	345	3400	5000	0,82	33,8	0,906	68,3	14
	DA1-132BO23A//R-20-5	41,0	196	97	330	4000	5000	0,82	39,7	0,910	68,1	24
3000	DA1-132KO23A//R-30-5	36,0	115	82	345	5000	5000	0,81	30,5	0,910	101,7	14
	DA1-132MO23A//R-30-5	42,0	134	94	350	4500	5000	0,80	37,0	0,916	101,6	14
	DA1-132LO23A//R-30-5	45,0	143	98	355	4000	5000	0,82	36,0	0,922	101,5	24
	DA1-132BO23A//R-30-5	50,0	159	108	350	4500	5000	0,83	38,2	0,925	101,5	24

Obr. 41.: Tabulkové hodnoty motoru

Na Obr. 42 je znázorněna celá sestava motoru s rámem. Jelikož se jedná o vysokootáčkový motor, je k němu připojeno přídatné chlazení. V příloze C je přiložen výkres motoru. Můj zvolený motor bude ve verzi bez drážky pro pero, protože spojka se bude na motor lisovat a bude na motoru upevněna na pevně. Na Obr. 43 je zachyceno vybrání na motoru. Toto vybrání bude sloužit pro přesné ustavení motoru na rám. V rámu motoru i v podložkách je stejné zahloubení jako v motoru. Do těchto vzniklých zahloubení bude vložen čep. Díky tomuto mechanismu bude docíleno co nejpřesnějšího uložení motoru, který navíc bude mít i po rozebrání a znovusložení stále stejnou polohu. Rám motoru bude se základní deskou skolíkován, čímž bude také zajištěno přesné uložení.



Obr. 42.: Motor Baumüller_DA1_132LO23R_30_5 s rámem



Obr. 43.: Uložení motoru na rám

3.3.2. Návrh spojky

Dalším důležitým krokem ke konstrukci zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou je výběr vhodné spojky. V tomto případě jsou uvažovány dvě možnosti.

Jako první možnost přichází v úvahu použití Kardanovy hřídele, která se skládá ze dvou navzájem kolmo umístěných vidlic. Tyto vidlice jsou spojeny pomocí tzv. ježka, který má zkřížené osy v úhlu 90°. Kardanova hřídel se používá pro spojení dvou součástí, kterými se přenáší kroučící moment, přitom osy hnacího a hnaného hřídele mohou být různoběžné. [14]

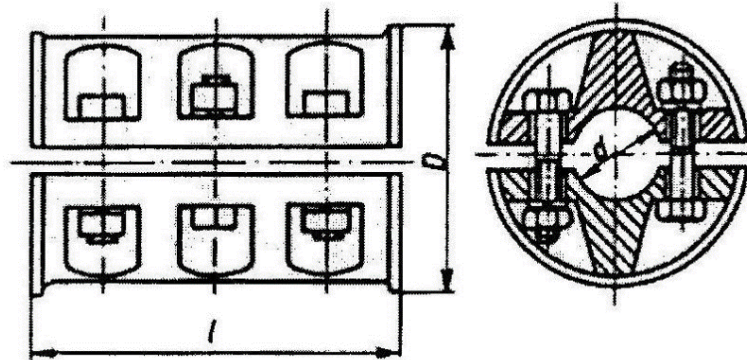


Obr. 44.: Kardanova hřídel [14]

Druhou možností, jak propojit hnací motor se zkušnou převodovkou, je použití spojky. Ve výběru spojky je hned několik možností. Spojky se dělí do několika kategorií:

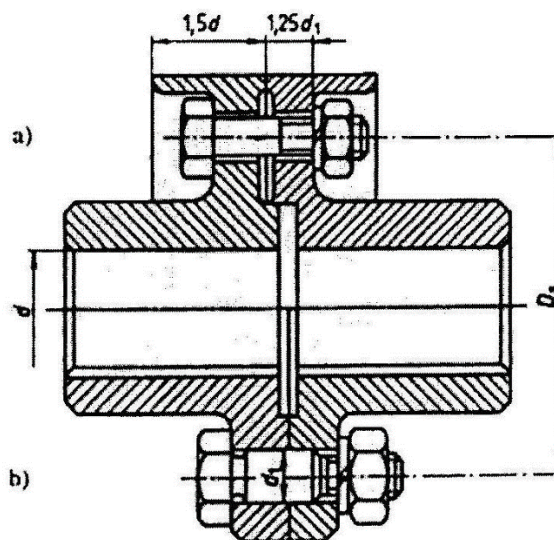
- a) **Nepružné spojky** – jsou děleny v rovině osy hřídele bez žádných tolerancí na výchylku. Na Obr. 45 je uvedena Korýtková spojka. U této spojky musí mít oba

konce hřídelů stejný průměr, velký průměr spojky D je 2,5–3násobek malého průměru d a délka l je 3,5–4násobek malého průměru d . [15]



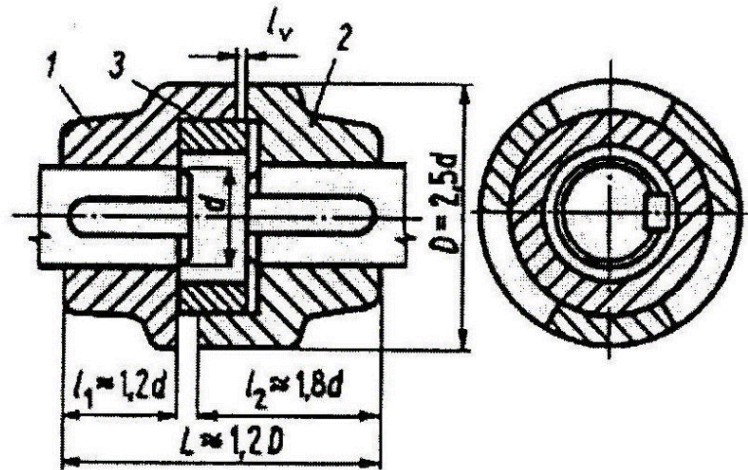
Obr. 45.: Nepružná Korýtková spojka [15]

- b) **Spojka dělená v rovině kolmé k ose hřídele** – je vhodná pro přenášení velkých výkonů a umožňuje spojení dvou hřídelů různých průměrů. Obr. 46 znázorňuje kotoučovou spojku, ve variantě a) je spojena volnými šrouby a ve variantě b) šrouby lícovanými. [15]

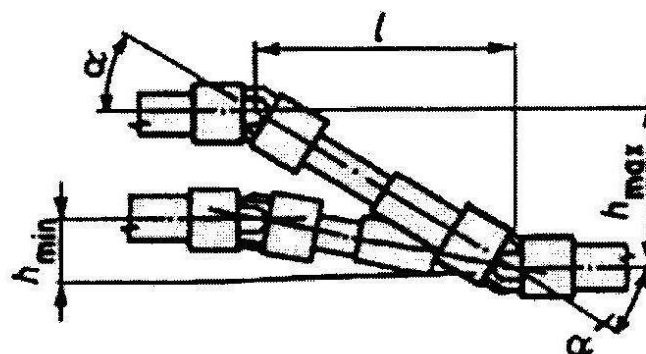
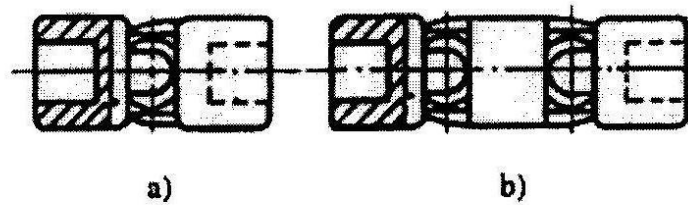


Obr. 46.: Kotoučová spojka [15]

- c) **Vyrovňovací spojka** – je schopná vyrovnávat nesouososti obou hřídelů. Umožňuje také dilataci hřídelů, ale zároveň je náročná na přesnou výrobu a montáž. Na Obr. 47 je uvedena Ozubcová spojka, která se skládá ze dvou stejných částí pozice 1 a 2, které mají na čelní ploše lichý počet zubů. Spojka má také středící lícovanou vložku pozice 3. Na Obr. 48 je vyobrazena kloubová čepová spojka. Tato spojka se vyrábí ve dvou provedeních, varianta a) je jednoduché provedení a varianta b) je provedení dvojitě. Princip a provedení je podobné jako u kardanového hřídele. [15]

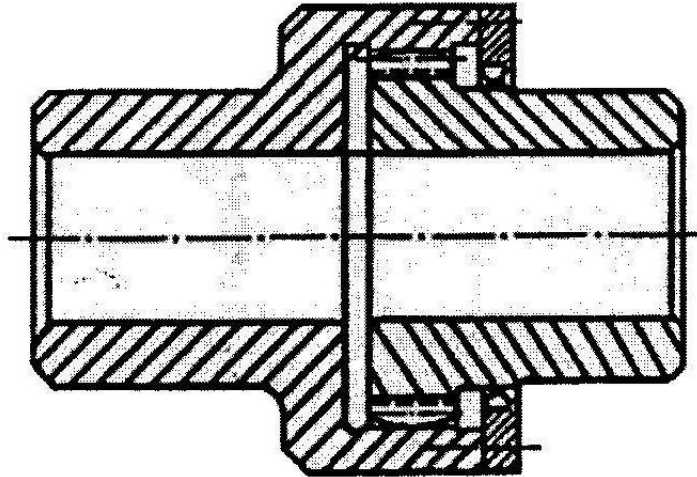


Obr. 47.: Ozubcová spojka [15]



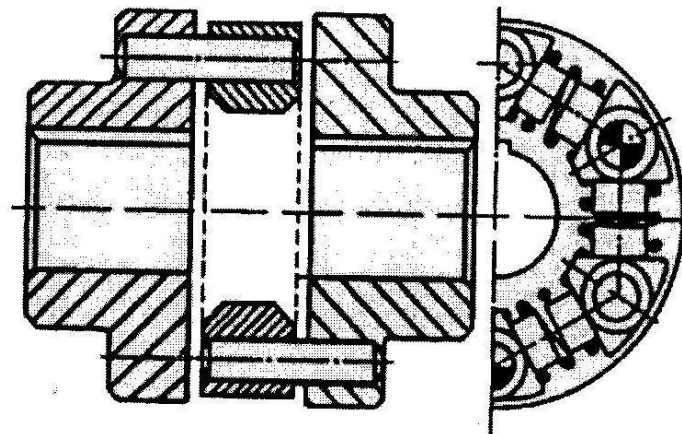
Obr. 48.: Kloubová čepová spojka [15]

- d) **Zubová spojka** – umožňuje úhlové vychylky a úhlový posuv. Použití této spojky je vhodné tam, kde není zaručená sousost hřídelí. Na Obr. 49 je znázorněna zubová spojka. Jedná se o přímé vnější ozubení na kulové ploše. [15]



Obr. 49.: Zubová spojka [15]

- e) **Pružné spojky** – se skládají z jednoho nebo více pružných členů, které jsou vyrobeny z různých druhů materiálů, mají za úkol tlumit rázy a částečně pohlcovat energii. Na Obr. 50 je uvedena pružná spojka se šroubovitými pružinami. Pružiny jsou uloženy s předpětím mezi hnací a hnaný kotouč spojky po obvodě. Kterýkoliv z kotoučů může být hnací nebo hnaný. [15]



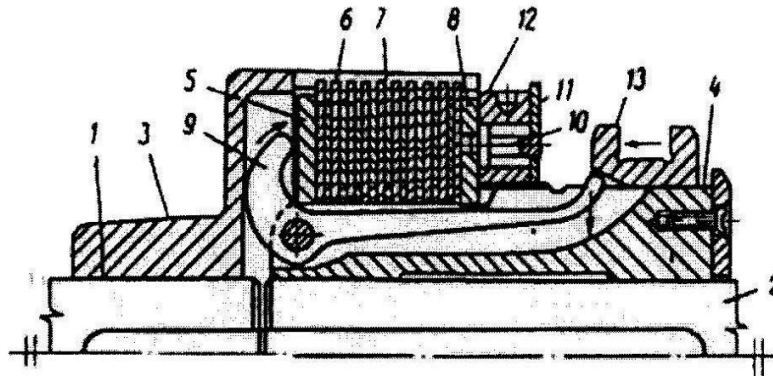
Obr. 50.: Pružné spojky [15]

- f) **Výsuvné spojky** – umožňují spojení a rozpojení hnacího a hnaného hřídele, toto spojení je možné za klidu i chodu. Na Obr. 51 je zobrazena mechanicky řazená lamelová spojka. Přítlačné páky jsou ovládané posuvnou objímkou. [15]

Popis spojky: [15]

- 1 – Hnací hřídel
- 2 – Hnaný hřídel
- 3 – Vnější těleso
- 4 – Vnitřní těleso spojky
- 5 – Zadní kroužek
- 6 – Vnější lamely

- 7 – Vnitřní lamely
- 8 – Přední přitlačný kroužek
- 9 – Přitlačné páky
- 10 – Matice s pojistkou
- 11 – Páčka pojistky
- 12 – Nastavitelná matice
- 13 – Posuvná objímka

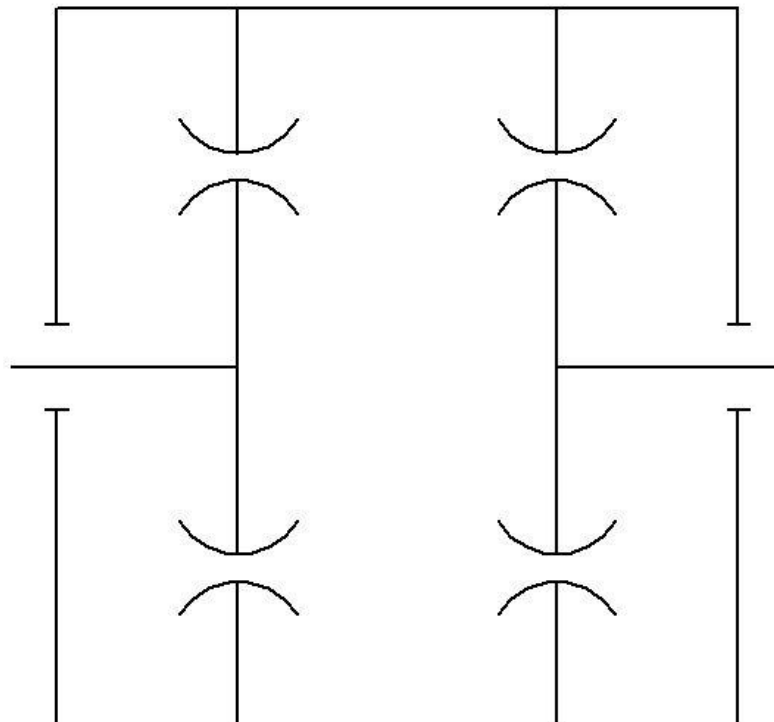


Obr. 51.: Lamelová spojka řazená mechanicky [15]

- g) **Třecí spojky** – spojky se používají pro plynulý rozběh zařízení [15]

3.3.2.1. Finální výběr spojky

Ke konstrukci zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou není nejvhodnějším řešením použití Kardanovy hřídele, kterou nelze docílit ideálního vyrovnání. Kardanova hřídel by navíc mohla vnášet do zkoušky vibrace, které nejsou při zkoušení a měření žádoucí. Použití Kardanovy hřídele bylo také zbytečné, protože není třeba přenášet kroutící moment vyoseně, ale souose, a z tohoto důvodu je zvolena spojka. Konkrétně dvojklobbová zubová spojku, jejíž schéma je patrné na Obr. 52. Zubová spojka je vybrána z důvodu zvládnutí malých nesouosostí a pro co nejlepší autentičnost zkoušky. Tento typ spojek se používá přímo na převodovkách v provozu. Na Obr. 53 je zobrazen 3D model spojky. Z důvodu utajení nemohou být v této práci uvedeny detailnější údaje o spojce.



Obr. 52.: Schéma dvoujkloubové spojky



Obr. 53.: Model spojky

3.3.3. Spojení motoru a převodovky pomocí spojky

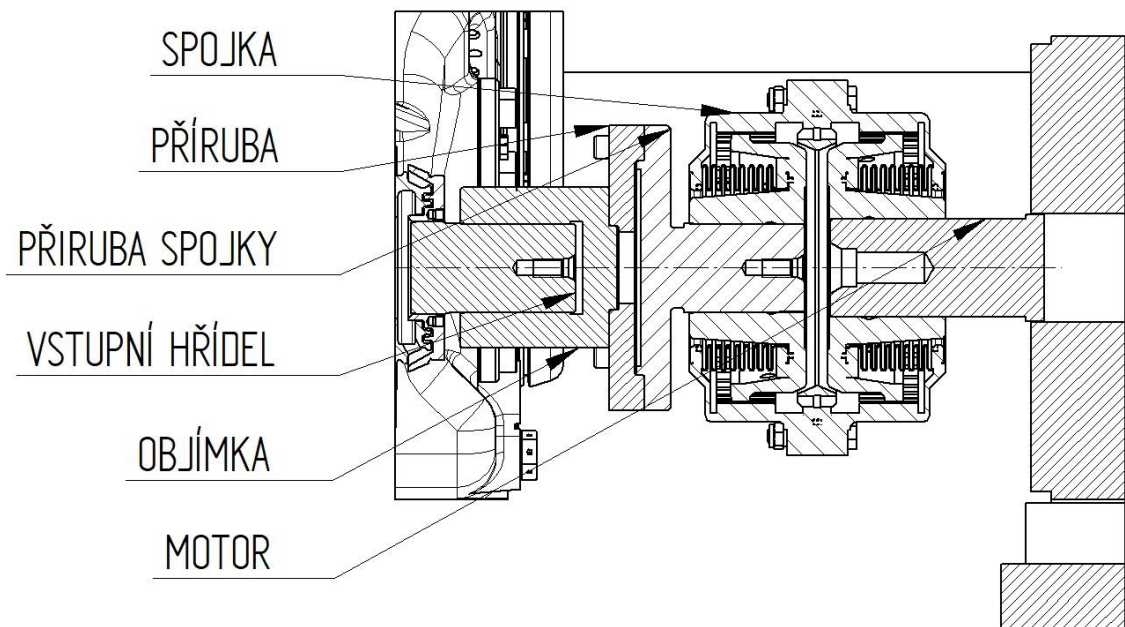
Spojení motoru a převodovky se docílí pomocí spojky. Spojení vstupního pastorku se spojkou je nutné vzhledem k požadavkům zadavatele na univerzální využití vyřešit tak, aby při změně převodovky byla výměna jednoduchá a rychlá a spojka se nemusela slisovat z pastorku. Na Obr. 54 je zobrazen řez vstupním pastorkem převodovky.

Na vstupním pastorku převodovky je připevněna objímka, do které je pomocí čtyř šroubů ISO 4762 M8x20-8.8 přišroubovaná příruba, která je středěná na osazení objímky. K přírubě je připevněna druhá příruba spojky pomocí šesti šroubů ISO 4762 M8x35-8.8.

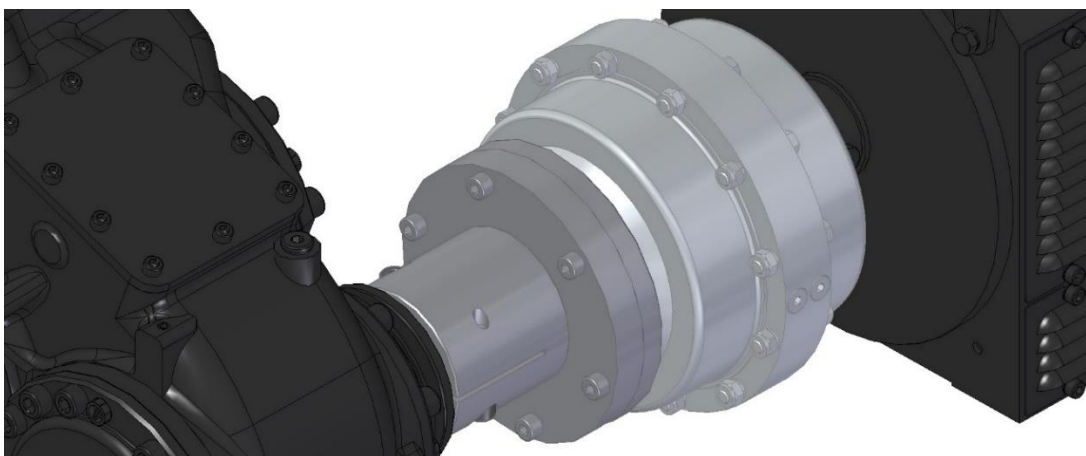
Příruba spojky má kuželovitý hřídel a osazení, na kterém bude centrovaná společně s druhou přírubou. Příruba spojky bude nalisovaná do jedné části spojky, druhá část spojky na hřídel motoru.

Při montáži se na převodovku mimo zkušební zařízení připevní objímka, která je opatřena kuželovým otvorem. Kuželová hřídel je i na vstupním pastorku. Objímka je v půlce rozřízlá, což umožní lepší manipulaci při montáži. Objímka se proti pootočení zajistí dvěma šrouby. Celé spojení i se šrouby je patrné na Obr. 55. Na objímku se připevní příruba a poté se již celá převodovka montuje na zkušební zařízení.

Při zkoušení jiné převodovky se pouze vyrobí jiná objímka podle vstupního pastorku a všechny ostatní komponenty zůstanou stejné. Jedna polovina spojky bude nastálo nalisována na hřídel motoru a v druhé polovině spojky bude nalisována příruba spojky. Tyto dvě části se při změně převodovky nebudou muset slisovávat.



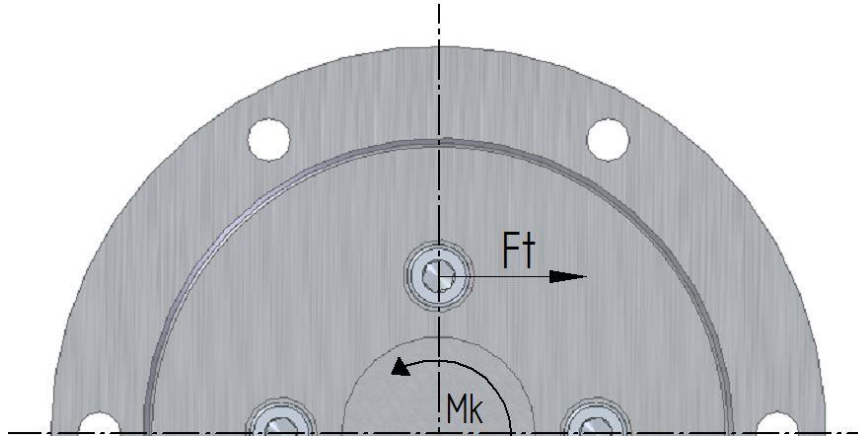
Obr. 54.: Řez vstupem převodovky



Obr. 55.: Spojení převodovky s motorem pomocí spojky a přírub

3.3.3.1. Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírubového spoje proti protočení

Při spojení objímky s přírubou a příruby s přírubou spojky bylo zapotřebí vypočítat, zda vyhovuje navržený počet šroubů, jejich velikost a zda nedojte k jejich deformaci nebo úplnému zničení. Kontrolním výpočtem se ověří únosnost čelních třecích ploch přírubového spoje proti protočení. Na Obr. 56 je znázorněno působení síly na třecí plochy.



Obr. 56.: Působení síly na třecí plochy

Vztahy pro kontrolní výpočet jsou následující:

$$\text{Celková třecí síla mezi přírubami} \quad F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} \quad (19)$$

$$\text{Potřebná přítlačná síla přírub} \quad F_n = \frac{F_t}{f_1} \quad (20)$$

$$\text{Potřebná tahová síla na jeden šroub} \quad F_v = \frac{F_n}{s} \quad (21)$$

$$\text{Bezpečnost vůči } R_{p0,2\%} \quad k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} \quad (22)$$

$$\text{Potřebný utahovací moment šroubů} \quad M_u = M_z + M_h \quad (23)$$

Tab. 5.: Základní vypočtené hodnoty

	F_t [N]	F_n [N]	F_v [N]	K [-]	M_u [Nm]
Objímka – Příruba	8 800	58 666,7	14 666,7	1,16	21,4
Příruba – Příruba spojky	4 085,7	27 238,1	4 539,7	3,76	6,6

V Tab. 5 jsou uvedeny potřebné výsledky při kontrole únosnosti čelních třecích ploch. Provedený kontrolní výpočet objímky a příruby potvrdil, že čtyři zvolené šrouby Tab. 5.: Základní vypočtené hodnoty ISO 4762 M8x20-8.8 vyhovují a mohou se použít.

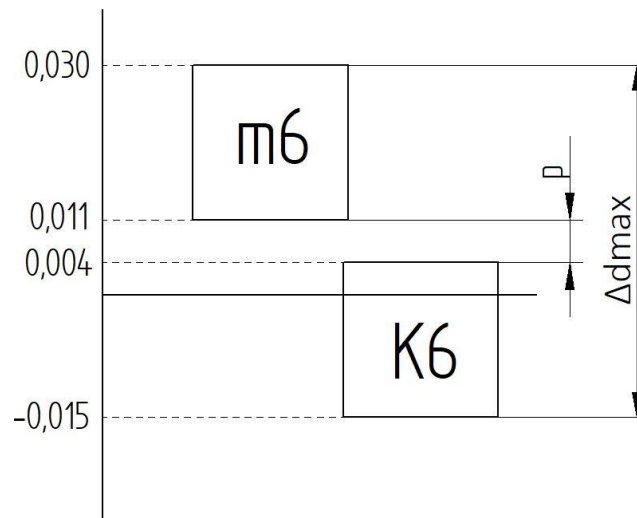
Pro kontrolní výpočet příruba – příruba spojky bylo zjištěno, že šest zvolených šroubů ISO 4762 M8x35-8.8 vyhovují a také je lze použít. Pro toto spojení by dostačovaly pouze

čtyři kusy šroubů, ale vzhledem k lepší funkčnosti je v návrhu ponecháno zvolených šest kusů.

Podrobnější výpočet celé kontroly je uveden v příloze B.

3.3.3.2. Lisování spojky na motor

Při návrhu uložení spojky na motor bylo nejprve nutné zjistit rozměr a toleranci motoru. Jedná se o průměr 55 mm s tolerancí m6. Jelikož se jedná o lisování, je zvoleno uložení s přesahem a navrženo uložení K6/m6. Na Obr. 57 je znázorněno toleranční pole, kde p je přesah v uložení, který činí 0,007 mm, a Δd_{max} je maximální tolerance, která se rovná 0,045 mm.



Obr. 57.: Toleranční pole K6/m6

Při lisování spojky je zapotřebí zajistit potřebný tlak pro nalisování. Tento tlak vypočítáme podle vztahu (24), který je součástí studijních podkladů předmětu ČMS. K nalisování je zapotřebí tlak $P_{max} = 85,91 MPa$. Další otázkou je teplota, na kterou je zapotřebí spojku zahřát, aby mohla být úspěšně nalisována. Teplotu vypočítáme podle vztahu (25), podle kterého bude nutné dosáhnout teploty $\Delta T = 82,21 ^\circ C$.

$$\begin{array}{l} \text{Potřebný tlak} \\ \text{k nalisování za tepla} \end{array} \quad P_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_h \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = \frac{0,045}{110 \cdot \frac{1}{2,1 \cdot 10^5}} = 85,91 MPa \quad (24)$$

$$\begin{array}{l} \text{Potřebná teplota} \\ \text{k nalisování spojky} \end{array} \quad \Delta T = \frac{\Delta d_{max} + p}{\alpha \cdot d_h} = \frac{0,045 + 0,007}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55} = 82,21 ^\circ C \quad (25)$$

3.3.4. Uložení převodovky pomocí závěsky

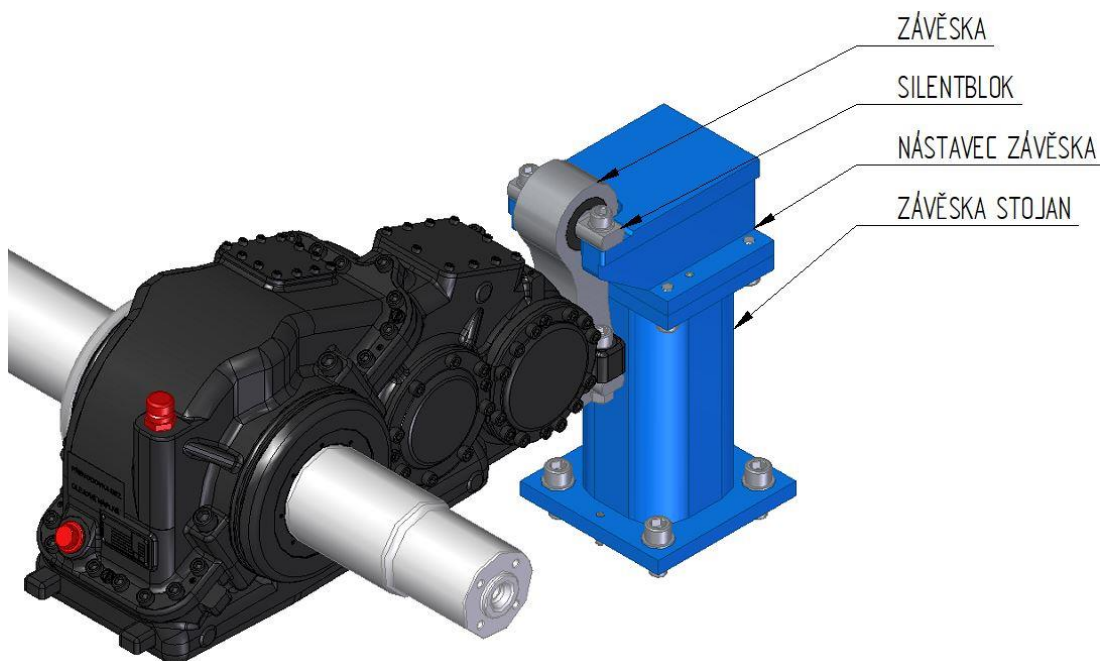
Uložení převodovky pomocí závěsky je zvoleno ze dvou důvodů. Tím prvním je co největší eliminace rázů, tím druhým co nejvěrnější simulace reálných podmínek. Všechny typy nápravových převodovek jsou v běžném provozu zpravidla přichyceny pomocí závěsky. Na Obr. 58 je zobrazena závěska se silentblokem. Tělo závěsky je navrženo tak,

aby ho bylo možné využít pro celé portfolio nápravových převodovek firmy Wikov MGI a. s. Silentblok, který je nalisován v těle závěsky, je v provozu běžně používán.



Obr. 58.: Závěska se silentblokem

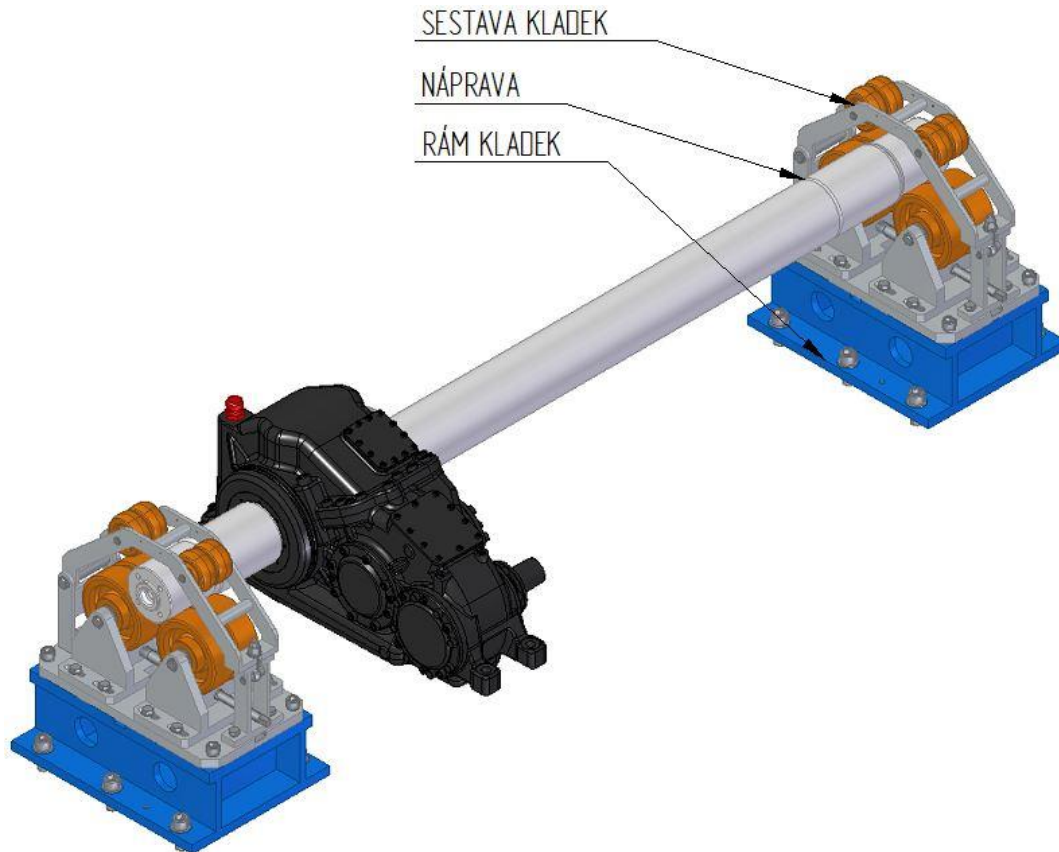
Na Obr. 59 je znázorněno celé uložení převodovky pomocí závěsky. Na jedné straně je do závěsky připevněna převodovka pomocí šroubů ISO 4762 M16x80-8.8 a maticí ISO 4032 M16-8.8. Na druhé straně je závěska přichycena do nástavce závěsky pomocí šroubů ISO 4762 M16x45-8.8 a nástavec je upevněn do stojanu pomocí šroubů ISO 4762 M16x40-8.8 a dvou kolíků 10x32. Celý stojan je spojen se základní deskou šrouby ISO 4762 M20x50 a dvěma kolíky ISO 8735 10x40. Kolíky jsou v obou součástech umístěny z důvodu přesného usazení, aby u zkoušky nedocházelo k nepředvídatelné vibraci nebo jiným neočekávaným problémům, které by výsledek zkoušky znehodnotily.



Obr. 59.: Uložení převodovky pomocí závěsky

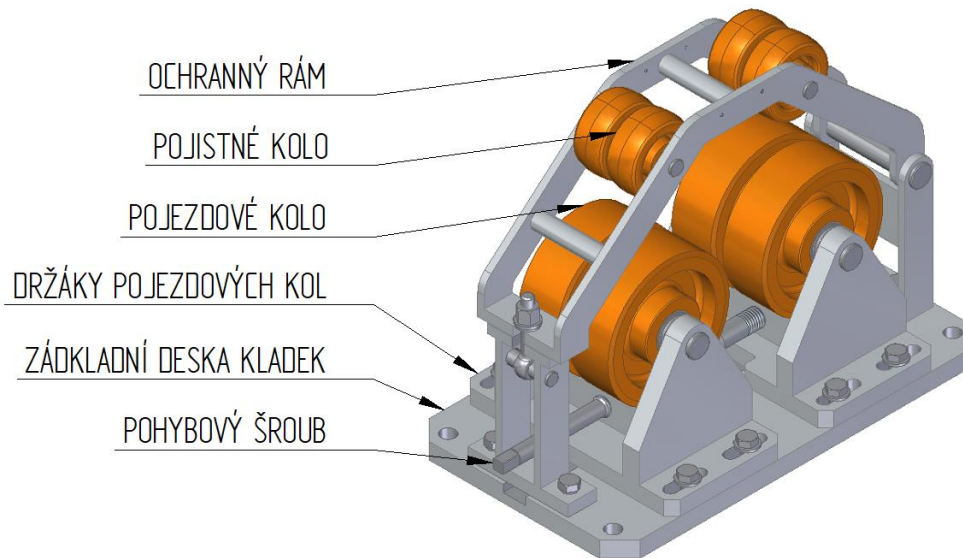
3.3.5. Uložení nápravy

Při uložení nápravy bylo dbáno na rotační uložení, ve kterém se náprava bude volně otáčet, ale zároveň bude sloužit jako podpěra. Pro tento požadavek je použito uložení do kladek. Celkové uložení je vidět na Obr. 60.



Obr. 60.: Uložení nápravy v kladkách

Na Obr. 61 je zobrazena sestava použitých kladek. Hlavní částí sestavy tvoří základní deska, ke které jsou připevněny další části sestavy. Držáky pojezdových kol jsou se základní deskou spojeny pomocí šroubů M12x35 s pružnými podložkami. Držáky jsou opatřeny drážkami, do kterých je umístěn závit pohybového šroubu. Tento šroub má na každé straně závit s jiným směrem stoupání a při jeho pohybu se kladky od sebe vzdalují nebo přibližují. Tento mechanismus umožňuje nastavit ideální vzdálenost nápravy, která díky tomu vykazuje dobré chování při zkoušce. Dále je také k desce přišroubován ochranný rám, a to pomocí šroubů M12x35 s pružnými podložkami. Při vkládání převodovky s nápravou do kladek se ochranný rám odklopí a po vložení nápravy utáhne.



Obr. 61.: Sestava kladek s popisem

Dalším úkolem bylo zvolení vhodné kladky, resp. kola, jehož špatný výběr by mohl zapříčinit neočekávané komplikace. Z toho důvodu jsem se řídil radou pana Doležala, který doporučoval pojezdová kola, jejichž pogumování snižuje riziko nechtěných jevů. Pogumovaná kola oproti silikonovým nebo polyuretanovým kolům lépe tlumí rázy a převodovka se v nich nerozkmitává. Pro tento koncepční návrh jsou zvolena čtyři pojezdová kola o průměru pojezdu 150 mm a šířce 50 mm s kuličkovým ložiskem o společné nosnosti 1 400 kg. Toto kolo je zobrazeno na Obr. 62. Jedná se o litinové kolo s pogumovaným pojezdem. [16]

Po roztočení převodovek na vysoké otáčky by mohlo dojít k rozechvění nápravy a hrozilo by, že by mohla vypadnout z pojezdových kol. Z toho důvodu je součástí ochranný rám, ve kterém jsou umístěna čtyři kola o průměru 80 mm a šířce 32 mm o společné hmotnosti 520 kg. Jedná se o kovová kola s pogumovaným pojezdem (viz Obr. 63). Tato kola slouží pouze jako bezpečnostní prvek. [17]



Obr. 62.: Pogumované pojezdové kolo [16]

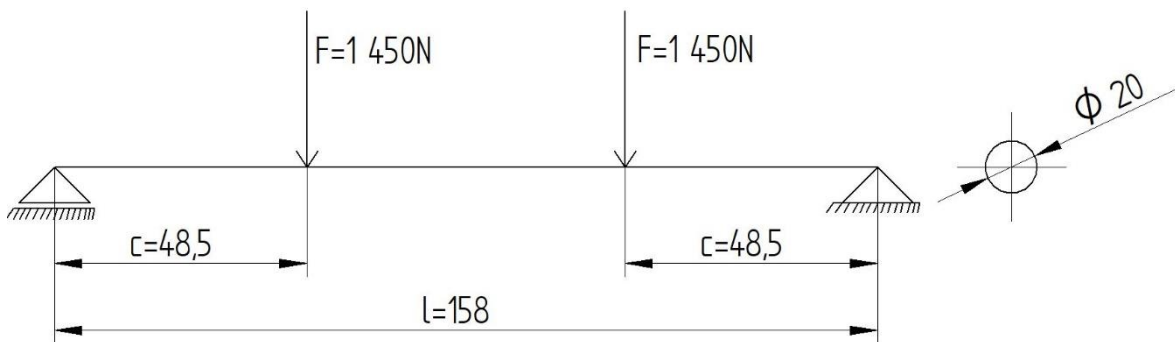


Obr. 63.: Ochranné pogumované kolo [17]

3.3.5.1. Kontrola čepu kladky na ohyb

Čep, na kterém jsou uložena pojezdová kola, bude namáhán na ohyb. Pokud by došlo k deformaci čepu, mohl by být nežádoucím způsobem ovlivněn výsledek celé zkoušky. Proto je nutné provést kontrolní výpočet průhybu a ohybového momentu nosníku.

Na Obr. 64 je zobrazen sestavený nosník, který vystihuje čep, jenž je zatížen dvojitou silou $F=1\,450\text{ N}$. Tyto síly jsou odvozeny od nejtěžší převodovky, která bude ve zkušebním zařízení použita. Výpočet je prováděn pro stranu, ke které je převodovka blíže, a tím pádem tam bude čep namáhán více. Níže jsou uvedeny vztahy pro výpočet průhybu, vztahy jsou použity z [18].



Obr. 64.: Sestavený nosník pro řešení průhybu a ohybového momentu

$$\text{Maximální ohybový moment} \quad M_{max} = F \cdot c = 1\,450 \cdot 0,0485 = 70,325 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (26)$$

$$\text{Moment setrvačnosti} \quad I_y = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot 10^4}{4} = 7\,854 \text{ mm}^4 \quad (27)$$

$$\text{Průhyb nosníku ve středu} \quad w_s = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (3 \cdot l^2 - 4 \cdot a^2) \quad (28)$$

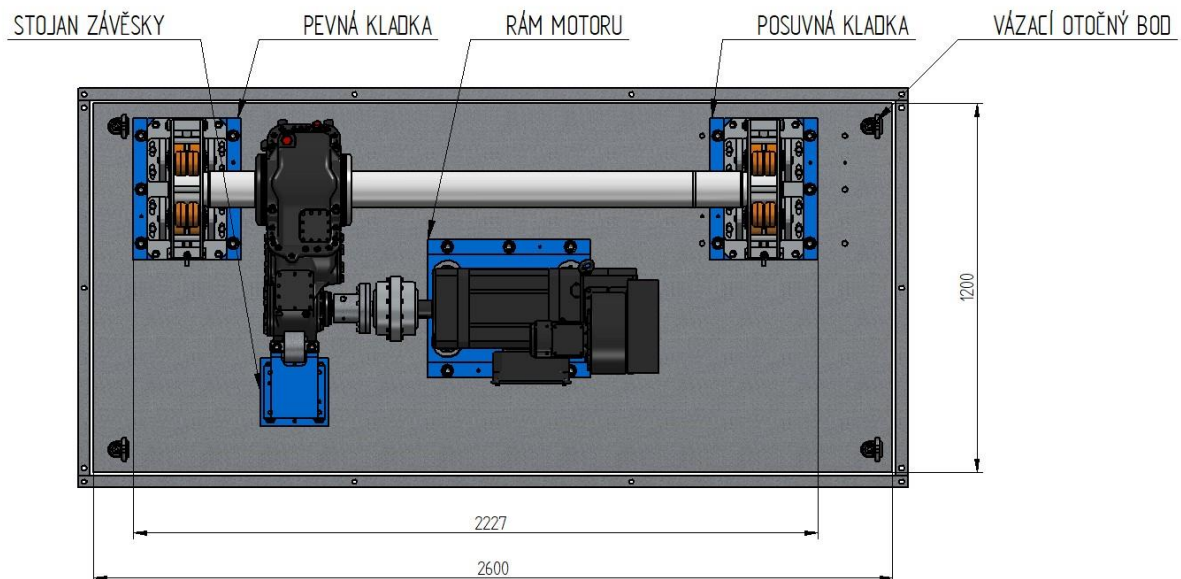
$$w_s = \frac{1450 \cdot 48,5}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7854} \cdot (3 \cdot 158^2 - 4 \cdot 48,5^2) = 0,1 \text{ mm}$$

Z výpočtu vyplynulo, že maximální průhyb nosníku se bude nacházet ve středu a bude činit 0,1 mm. Tento průhyb je v toleranci a čep **VYHOVUJE**.

3.3.6. Rozložení jednotlivých dílů na základní desce a její návrh

Jak již bylo několikrát zmíněno v předchozích kapitolách, zadavatel této diplomové práce klade důraz na co největší univerzálnost zkušebního zařízení. Tomu musí odpovídat samotný návrh základní desky i rozložení jednotlivých součástí, aby se na zkušebním zařízení dalo zkoušet celé portfolio nápravových převodovek firmy Wikov MGI a. s.

Na Obr. 65 je vidět rozvržení jednotlivých komponentů na desce. Rozměry desky jsou $2\ 600 \times 1\ 200 \times 50$ mm a zvoleny jsou s ohledem na velikost největší převodovky. Kladka i se svým levým rámem bude na pevně přišroubován na desku, na druhé straně bude možné s rámem kladky pohybovat podle délky nápravy. V desce jsou předvrtány otvory pro tři různé délky náprav, které se na tomto zkušebním zařízení budou zkoušet. Podle typu zkoušené nápravy se rám kladky upevní do připravených děr. Stojan závěsky a rám motoru se budou pohybovat podle délky převodovky a její osové vzdálenosti. Do základní desky se vyvrtají otvory a do nich se rámy přichytí. V současné době se ve společnosti Wikov MGI a. s. nevyrábí žádné převodovky, které by nevyhovovaly tomuto nastavení, a proto není jiné rozvrtání potřebné.



Obr. 65.: Rozmístění komponentů na desce

Na krajích desky jsou umístěny čtyři vázací otočné body, které slouží k manipulaci s holou deskou či celým zkušebním zařízením. A právě kvůli pohybu s celým zařízením je zvolen vázací otočný bod RUD VLBG 2,5t/M20. Nosnost jednoho otočného bodu činí 2,5 t, a z toho důvodu unesou čtyři zvolená oka bez větších obtíží celé zkušební zařízení i s nejtěžší převodovkou. Výpočet základní desky na průhyb bude proveden v následující kapitole. [19]



Obr. 66.: Vázací otočný bod RUD VLBG 2,5t/M20 [19]

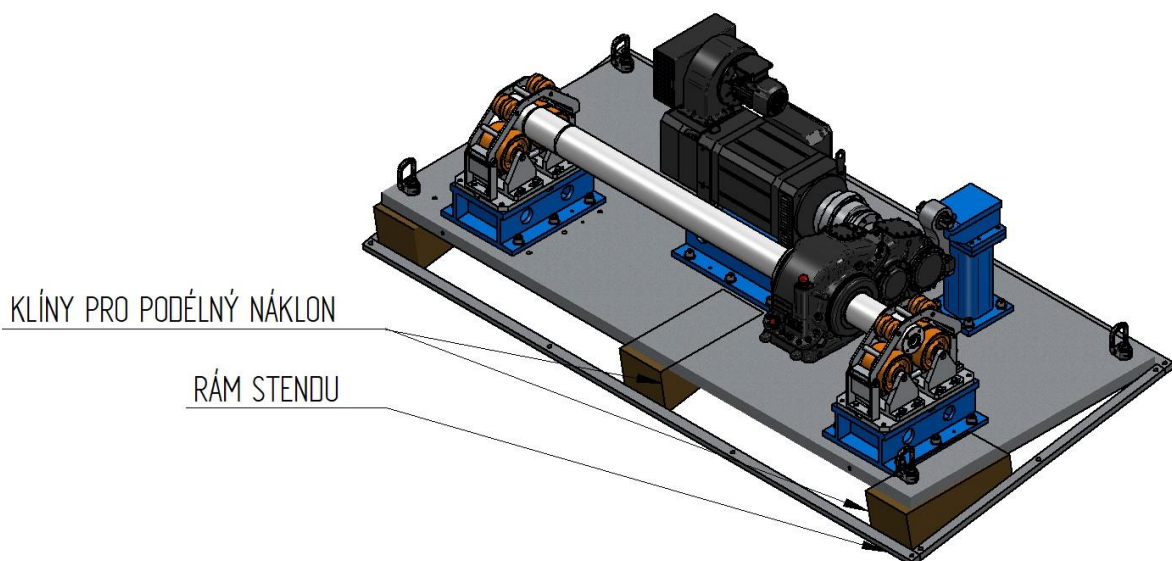
3.3.7. Náklon zkušebního zařízení v příčném a podélném směru

Ze zadání firmy Wikov MGI a. s. vyplývá, že zkušební zařízení musí být vhodné pro zkoušení převodovek v příčném a podélném náklonu. Náklon zkušebního zařízení má být přitom nasimulován rychle a jednoduše. Z toho důvodu bude zkušební zařízení vypořádáno dřevěnými klíny s požadovaným náklonem. Kolem celé základní desky bude v zemi přišroubován rám, o který se deska a klíny opřou.

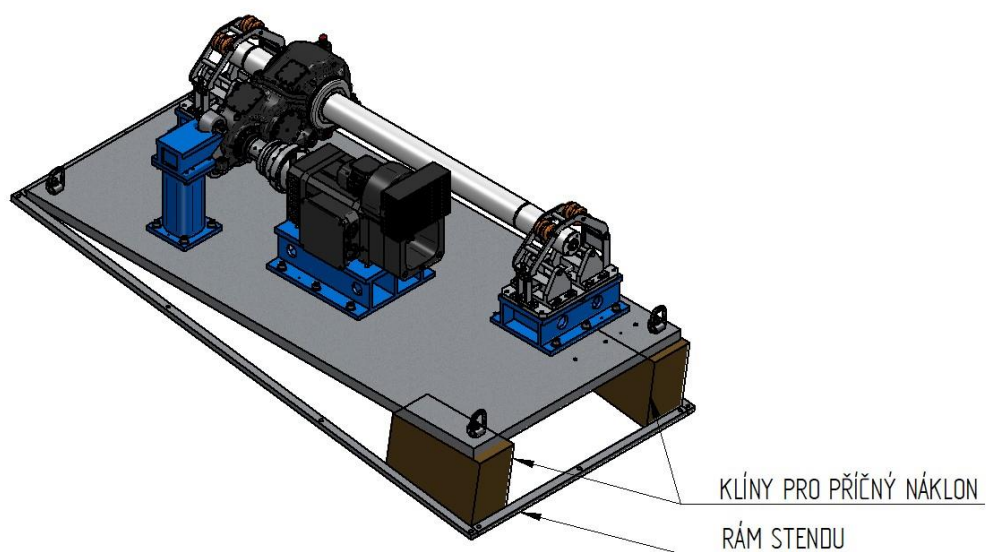
Na Obr. 67 je znázorněn podélný náklon celého zkušebního zařízení pomocí tří lepených klínů z tvrdého dřeva.

Na Obr. 68 je vyobrazen příčný náklon celého zkušebního zařízení. Tento náklon je obdobně proveden pomocí dvou lepených dřevěných klínů z tvrdého dřeva.

Na Obr. 67 a Obr. 68 je dobře patrné, jak se na jedné straně opírají o rám dřevěné klíny, zatímco na druhé základní deska.



Obr. 67.: Podélný náklon převodovky



Obr. 68.: Příčný náklon převodovky

3.4. Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí

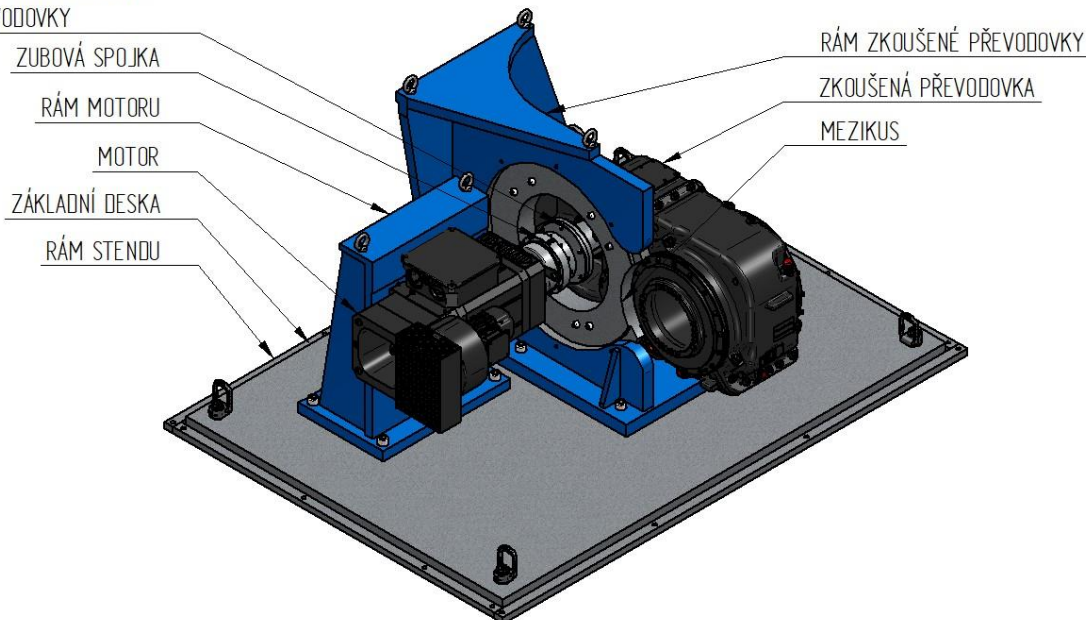
Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí vychází z vybraného prvního koncepčního řešení (Obr. 37). V tomto konstrukčním návrhu detailně rozpracuji jednotlivé části zkušebního zařízení. Výkres sestavy zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí je uveden v příloze F.

V Tab. 6 jsou uvedeny parametry převodovek s dutou hřídelí pro zkušební zařízení.

Tab. 6.: Parametry převodovek s dutou hřídelí

	Jmenovitý výkon [kW]	Max. vstupní otáčky [min ⁻¹]	Převodový poměr [-]	Počet převod. Stupňů [-]
Kuželočelní převodovka	100	4 726	7,127	2
Čelní převodovka	300	4 774	6,599	2

KOMPATIBILNÍ PROPOJENÍ SPOJKY
A VSTUPU PŘEVODOVKY



Obr. 69.: Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí

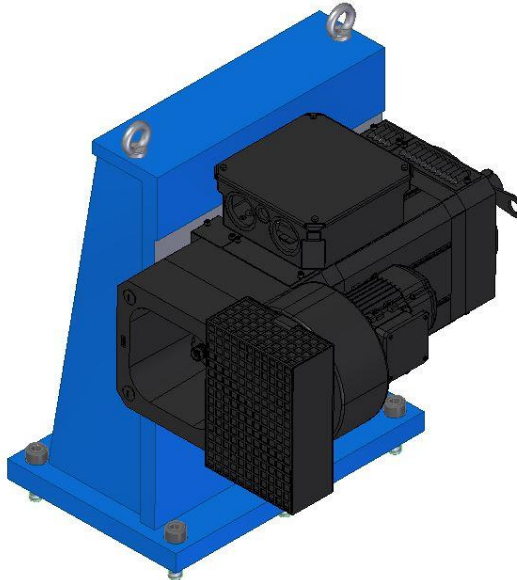
3.4.1. Návrh a uložení motoru pro převodovky s dutou hřídelí

Motor, který bude používán pro toto zkušební zařízení, bude stejný jako navržený motor v kapitole 3.3.1. Ve zmíněné kapitole byl proveden výpočet návrhu motoru. Tento výpočet je platný i pro zkušební zařízení, na kterém se budou zkoušet převodovky s dutou hřídelí.

Na Obr. 70 je zobrazena celá sestava motoru s rámem. Na rozdíl od předchozího uložení zkušebního zařízení se tento motor přišroubuje horizontálně na rám motoru. Ustavení motoru bude řešeno podobně jako v předešlém případě. Na Obr. 71 je znázorněno ustavení motoru na rám, motor je přišroubován pomocí čtyř šroubů ISO 4762 Šroub M12x40-8.8-A3L. U dvou z nich bude v rámu i motoru vyrobené zahloubení,

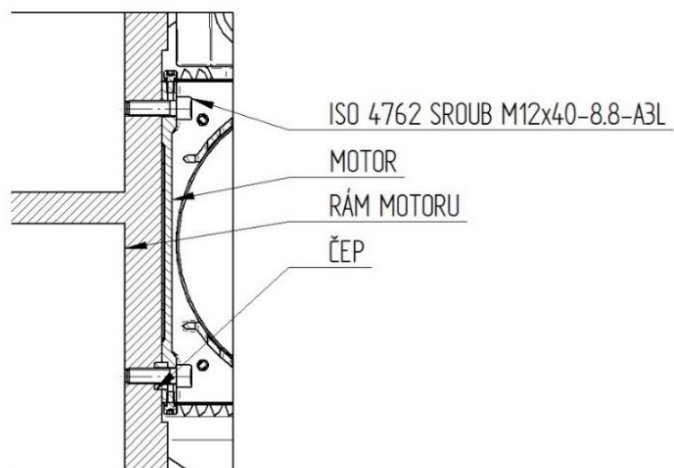
ve kterém se bude nacházet čep, pomocí něhož se docílí přesné ustavení motoru na rám. Tento typ ustavení nahrazuje uložení na kolík, které by zde nebylo možné využít, protože v motoru pro něho nelze vytvořit otvor. U tohoto zkušebního zařízení bude motor ve stejné výšce a nebude se s ním manipulovat.

Rám motoru je svařenec, který je dále obrobený. Na rám motoru jsou připevněna dvě závěsné oka RSG 16. Nosnost každého z nich je 1 500 kg. [19]



Obr. 70.: Motor Baumüller_DA1_132LO23R_30_5 s rámem

Při samotném návrhu motoru v předešlém zkušebním zařízení byl výpočet proveden na nejvyšší možné otáčky, které by měl motor pokrýt. Otáčky činily $6\,590\text{ min}^{-1}$. Těchto otáček bude rovněž dosahovat převodovka s dutým hřídelem, která se bude zkoušet na tomto zkušebním zařízení. Stejný motor je volen z finančních a praktických důvodů. Postačí popsat pouze jeden motor a nevhodnější typ zakoupit dvakrát, jelikož jsou maximální otáčky obou typů převodovek podobné. Při koupi dvou odlišných motorů by se navýšily náklady obchodního oddělení a rozdíl v ceně, mezi menším a větším motorem by nebyl výrazný.



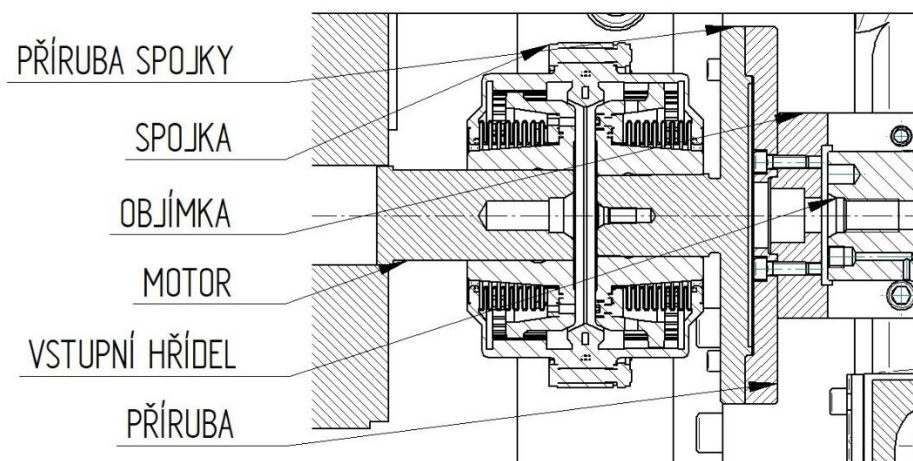
Obr. 71.: Ustavení motoru na rám

3.4.2. Spojení motoru a převodovky pomocí spojky

Aby se mohl přenést kroutící moment z motoru na převodovku, musí se vstupní hřídel převodovky a výstupní hřídel motoru spojit. V běžné praxi je tohoto spojení docíleno spojkou. V tomto případě je aplikována spojka také, ale navíc je použita soustava přírub. Ta slouží k jednodušší výměně převodovek, aby se nemusela při každé výměně slisovávat spojka.

Totožný princip spojení je popsán v kapitole 3.3.3. Jediná věc, která je oproti předešlému konceptu odlišná, je větší průměr přírub. Všeobecně platí, že převodovky s dutou hřídelí jsou rozměrnější než převodovky s nápravou.

Na Obr. 72 je zobrazen řez vstupem zkušebního zařízení. Na pravé straně je patrná vstupní hřídel, na které je nasazená objímka. Tato objímka je rozřízlá a pomocí dvou šroubů ISO 4762 Šroub M12x45-8.8 je připevněna na vstupní hřídel. K objímce je přišroubována příruba a k ní zase příruba spojky, všechny komponenty jsou spojeny stejnými šrouby jako u předchozího zkušebního zařízení.



Obr. 72.: Řez vstupem převodovky s dutou hřídelí

Stejně jako v kapitole 3.3.3.1 byla i v tomto případě zkontrolována únosnost čelních třecích ploch přírubového spoje proti protočení. Postup výpočtů je totožný a vypočítá se podle rovnic (19), (20), (21), (22), (23). V Tab. 7 jsou uvedeny hlavní výsledky. Podrobný výpočet příruby a příruby spojky je uveden v příloze C. Výpočet objímky a příruby je identický jako u předchozího zkušebního zařízení.

Tab. 7.: Základní vypočítané hodnoty kontroly na třecí plochy

	F_t [N]	F_N [N]	F_V [N]	K [-]	M_u [Nm]
Objímka – Příruba	8 800	58 666,7	14 666,7	1,16	21,4
Příruba – Příruba spojky	2 790,2	18 601,6	3 100,3	5,50	4,5

3.4.3. Uložení převodovky

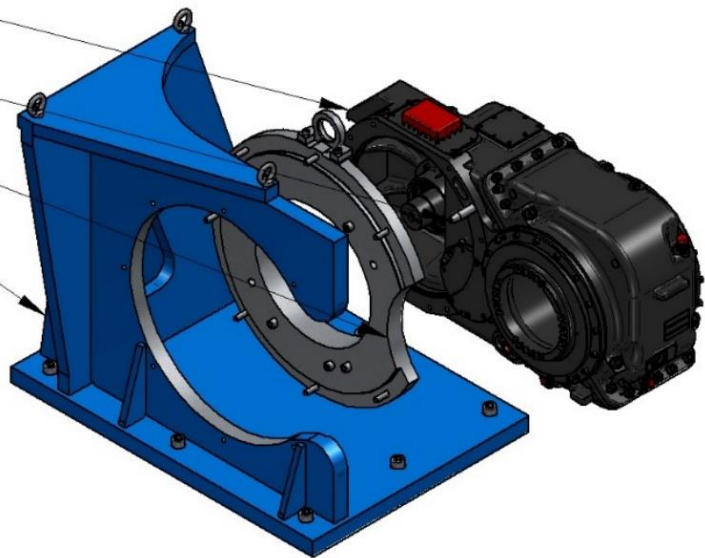
U tohoto typu zkušebního zařízení se bude kompatibilita a univerzálnost uložení převodovky řešit pomocí mezikusu. Pro každý typ převodovky se vyrobí pouze nový mezikus a objímka a ostatní součásti zůstanou stejné. Z toho důvodu bude moci být motor umístěn ve stejné poloze. Na Obr. 73 je zachycen montážní postup čelní převodovky. Nejdříve se do převodovky přišroubují naváděcí kolíky, které slouží k lepšímu navedení převodovky do příruby a poté do rámu. Na Obr. 74 je vyobrazen montážní postup pro kuželočelní převodovku. Montáž bude stejná jako pro čelní převodovku.

ZKOUŠENÁ PŘEVODOVKA

NAVÁDĚCÍ KOLÍK

MEZIKUS

RÁM



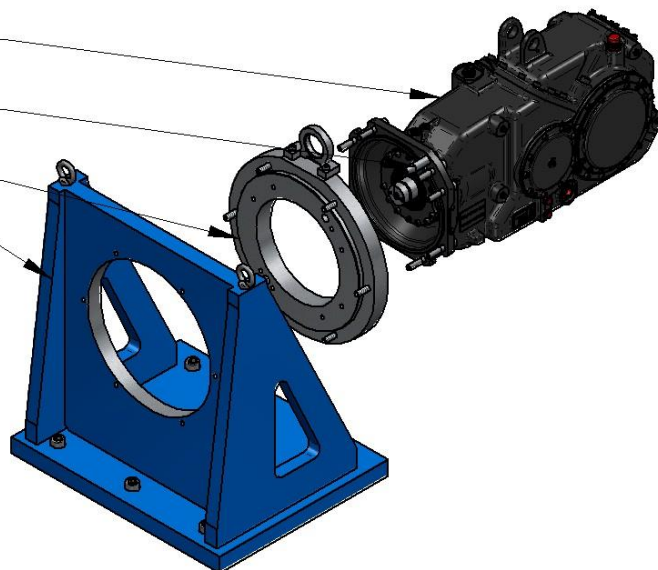
Obr. 73.: Uložení čelní převodovky do rámu pomocí mezikusu

ZKOUŠENÁ PŘEVODOVKA

NAVÁDĚCÍ KOLÍK

MEZIKUS

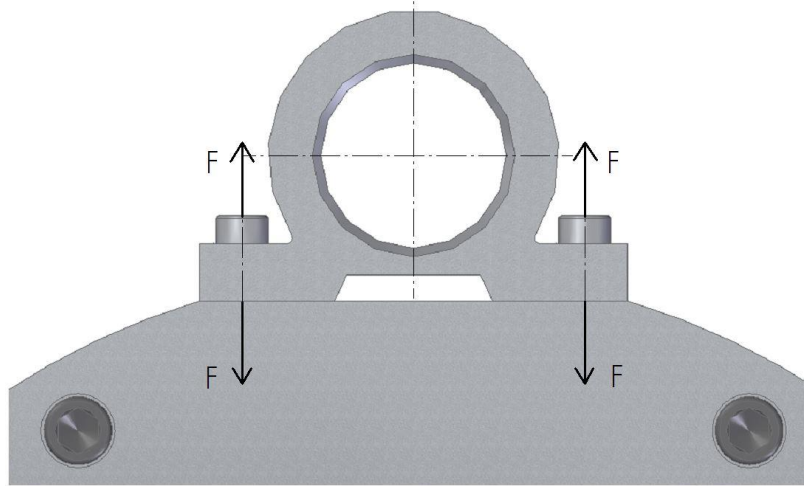
RÁM



Obr. 74.: Uložení kuželočelní převodovky do rámu pomocí mezikusu

3.4.3.1. Výpočet únosnosti šroubů na tah

Pro lepší manipulaci s mezikusem bylo na jeho vrchní část navrženo šroubovací oko, které je k mezikusu připevněno dvěma šrouby ISO 4762 Šroub M12x35-8.8. Na Obr. 75 je zobrazeno působení sil na šrouby.



Obr. 75.: Namáhání šroubů na tah

Výpočet pro mezikus pro čelní převodovky

Průřez šroubu
$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{10,863 + 9,853}{2} \right)^2 = 84,26 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

Napětí v tahu
$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{133657}{84,26} = 793,12 \leq 800 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (30)$$

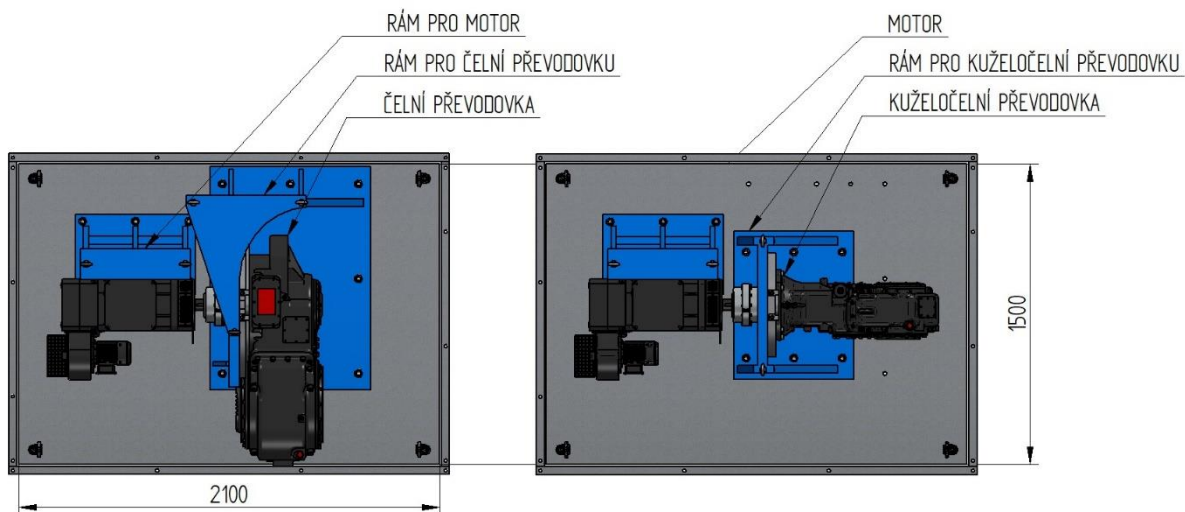
Výpočet pro mezikus pro kuželočelní převodovky

Napětí v tahu
$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{57\,454}{84,26} = 340,93 \leq 800 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (31)$$

Na základě provedených výpočtů lze konstatovat, že vybrané šrouby tomuto návrhu **VYHOVUJÍ** a lze je při konstrukci použít. Napětí v mezikusu pro čelní převodovku činí $\sigma_{\check{c}p} = 793,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$ a pro kuželočelní $\sigma_{k\check{c}p} = 340,93 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$

3.4.4. Rozložení prvků po základní desce pro převodovky s dutou hřídelí

Při navrhování základní desky jsou brány v úvahu největší zástavbové rozměry převodovek. Jelikož se na tomto zkušebním zařízení budou zkoušet čelní a kuželočelní převodovky, je zapotřebí navrhnout desku dostatečně velkou pro oba typy převodovek. Na Obr. 76 jsou zobrazeny obě konfigurace uspořádání. Rozměry desky jsou zvoleny následovně: 2 100 × 1 500 × 50 mm. Rámy pro převodovky budou uchyceny na základní desce na pevně a budou se měnit pouze při výměně kuželočelních převodovek za čelní nebo obráceně. V ostatních případech se budou měnit pouze mezikusy v rámu. Vázací bod bude zvolen stejný jako u předchozího zkušebního zařízení. Jedná se o otočný bod RUD VLBG 2,5t/M20.

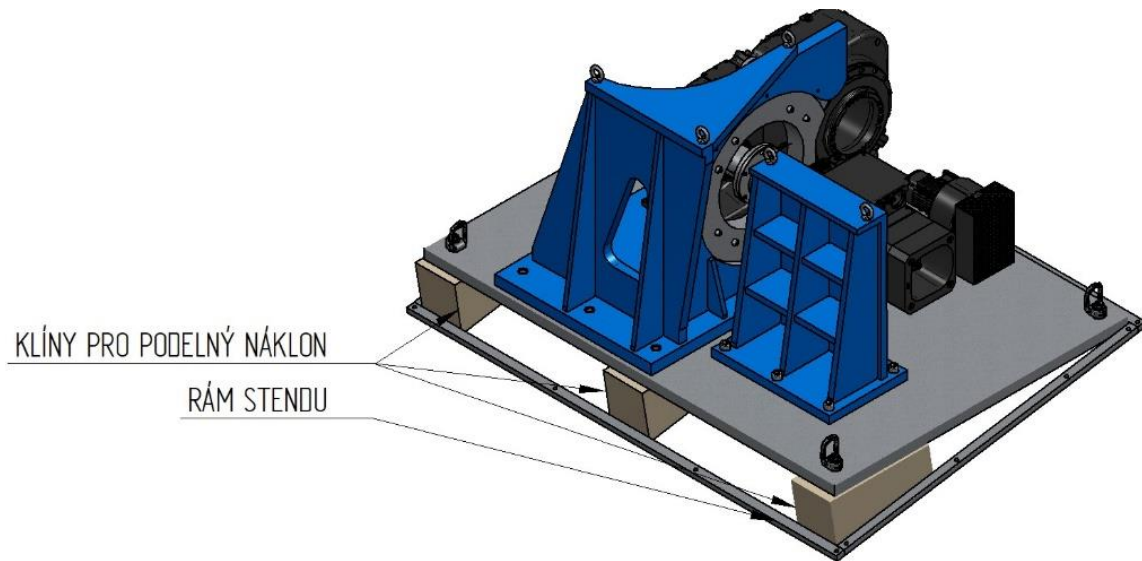


Obr. 76.: Rozmístění prvků na základní desce

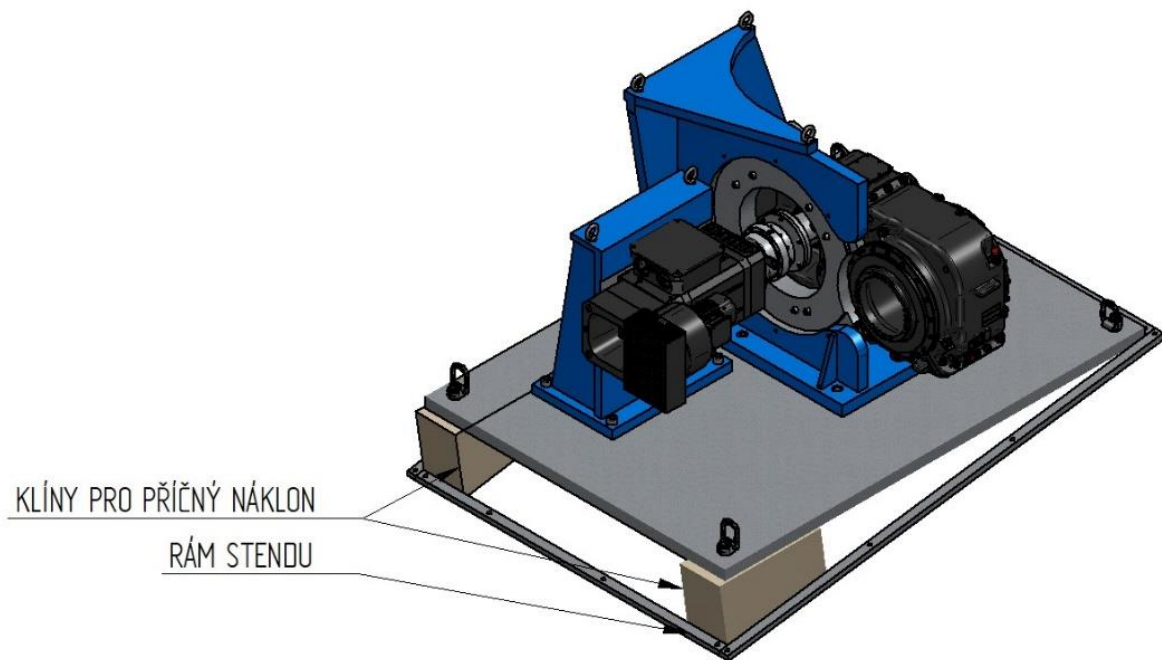
3.4.5. Náklon zkušebního zařízení s převodovkami s dutou hřídelí v příčném a podélném směru

Ze zadání vyplývá, že se převodovky mají dát zkoušet v náklonech v podélném a příčném směru. Toho se docílí stejně jako u předešlého zkušebního zařízení použitím dřevěných klínů. Na jedné straně se základní deska zapře o rám a na druhé straně se vypořádá tvrdými klíny, které se rovněž opírou o rám.

Na Obr. 77 je zobrazen podélný náklon celého zkušebního zařízení pomocí tří lepených klínů z tvrdého dřeva a na Obr. 78 je zobrazen příčný náklon celého zkušebního zařízení pomocí dvou lepených klínů z tvrdého dřeva.



Obr. 77.: Podélný náklon zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí

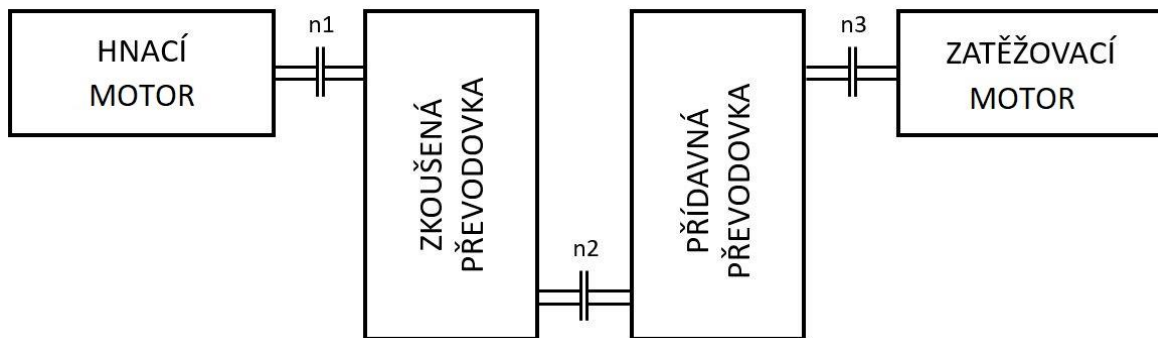


Obr. 78.: Příkladný náklon zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí

3.5. Návrh částečné zátěže převodovky

Dalším úkolem bylo navrhnout řešení pro částečnou zátěž převodovky. Tato zátěž je zapotřebí při delším zatěžování převodovky za vstup. Na výstupu jsou umístěna velká ložiska, pro která výrobce doporučil určitou zátěž odvíjející se od typu a velikosti zvoleného ložiska. Ve většině případů se jedná o zátěž 5–15 %. Ložiska je nutné zatížit, aby se netočila naprázdno a nedocházelo k jejich poškození.

Pro úspěšné řešení tohoto úkolu je zapotřebí navrhnout takovou přídatnou převodovku, která bude výstupní otáčky převádět zpět na vstupní a navíc bude možné použít stejný motor jak na vstupu, tak i na výstupu. Přídatná převodovka musí mít univerzální převod, který zvládne pokrýt celé portfolio převodovek firmy Wikov MGI a. s. Obr. 79 znázorňuje sestavu hnacího motoru, zkoušené převodovky, přídatné převodovky a zatěžovacího motoru, který má být stejný jako motor hnací. Spojení jednotlivých komponentů je zajištěno pomocí spojek.



Obr. 79.: Částečná zátěž

Návrh vychází z tabulky v příloze A, která mapuje rizikové převodovky s nejnižším a nejvyšším převodový poměr a nejnižšími a nejvyššími výstupními otáčkami.

V tabulkovém procesu Microsoft Excel jsou uvedeny výpočty pro dvoustupňovou převodovku, která snížené otáčky výstupní hřídele zkoušené převodovky převede zpět na vyšší. Tyto otáčky bude možné přibrzďovat zatěžovacím motorem. Ve výpočtovém sešitě byly také spočítány všechny kritické převodovky. Na základě provedených výpočtů byly vybrány minimální a maximální otáčky, od kterých se bude odvíjet volba zatěžovacího motoru.

Při návrhu převodovky bylo původně počítáno s jednostupňovou převodovkou, která ale nakonec nebude použita z důvodu velkých průměrů ozubených kol. Proto byla jako vhodnější řešení zvolena dvoustupňová převodovka.

Tento návrh přídatné převodovky je pouze okrajový, při podrobném návrhu by bylo nutné postupovat mnohem detailněji, což není vzhledem k rozsahu této práce možné. Jako první bylo zapotřebí navrhnout univerzální převodový poměr, o kterém pojednával předchozí odstavec. Přídatná převodovka musí mít převodový poměr okolo 6. Hlavním důvodem je to, aby převodovka dokázala převést výstupní otáčky z převodovky na vstupní otáčky motoru tak, aby bylo možné použít stejný motor jako na vstupu. K převodovému

poměru 6 jsem dospěl pomocí rovnice (34). Pro základní návrh převodovky byly zvoleny parametry, které jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8.: Zvolené parametry

ÚHEL ZÁBĚRU	α	20
ZUBY PASTORKU	Z_1	18
ZUBY OZUBENÉHO KOLA	Z_2	43
ZUBY PASTORKU II	Z_3	18
ZUBY OZUBENÉHO KOLA II	Z_4	45
MODUL	m	5

Ze zvolených parametrů byly spočítány základní hodnoty pro návrh převodovky. Všechny potřebné vztahy pro výpočty jsou uvedeny níže.

Převodový poměr
$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{43}{18} \cdot \frac{45}{18} = 5,9722 \quad (32)$$

Výška zubu
$$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 5 = 11,25mm \quad (33)$$

Roztečná kružnice
$$d = m \cdot z_1 \quad (34)$$

Hlavová kružnice
$$d_a = d + (2 \cdot m) \quad (35)$$

Patní kružnice
$$d_f = d - (2,5 \cdot m) \quad (36)$$

Základní kružnice
$$d_b = d + \cos(\alpha) \quad (37)$$

Osová vzdálenost
$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \quad (38)$$

Rovnice (36) – (40) jsou zapsány pouze všeobecně, protože slouží pro výpočet čtyř ozubených dílů. Výsledky všech vypočítaných částí jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9.: Parametry dvoustupňové přídavné převodovky

PŘEVODOVÝ POMĚR	i [-]	5,9722			
VÝŠKA ZUBU	h [mm]	11,25			
OSOVÁ VZÁLENOST I	a ₁ [mm]	152,5			
OSOVÁ VZÁLENOST II	a ₂ [mm]	157,5			
		PASTOREK	OZUBENÉ KOLO	PASTOREK II	OZUBENÉ KOLO II
ROZTEČNÁ KRUŽNICE	d [mm]	90	215	90	225
HLAVOVÁ KRUŽNICE	da [mm]	100	225	100	235
PATNÍ KRUŽNICE	df [mm]	77,5	202,5	77,5	212,5
ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	db [mm]	90,41	215,41	90,41	225,41

Výpočet potřebných otáček zatěžovacího motoru se vypočítá podle vztahu:

$$\text{Otáčky zatěžovacího motoru} \quad n_3 = \frac{n_2}{i} \cdot i_{pp} \cdot k_z \quad (39)$$

$$\text{Koeficient částečné zátěže} \quad k_z = 1 - (0,01 \cdot \text{zátěž v procentech}) \quad (40)$$

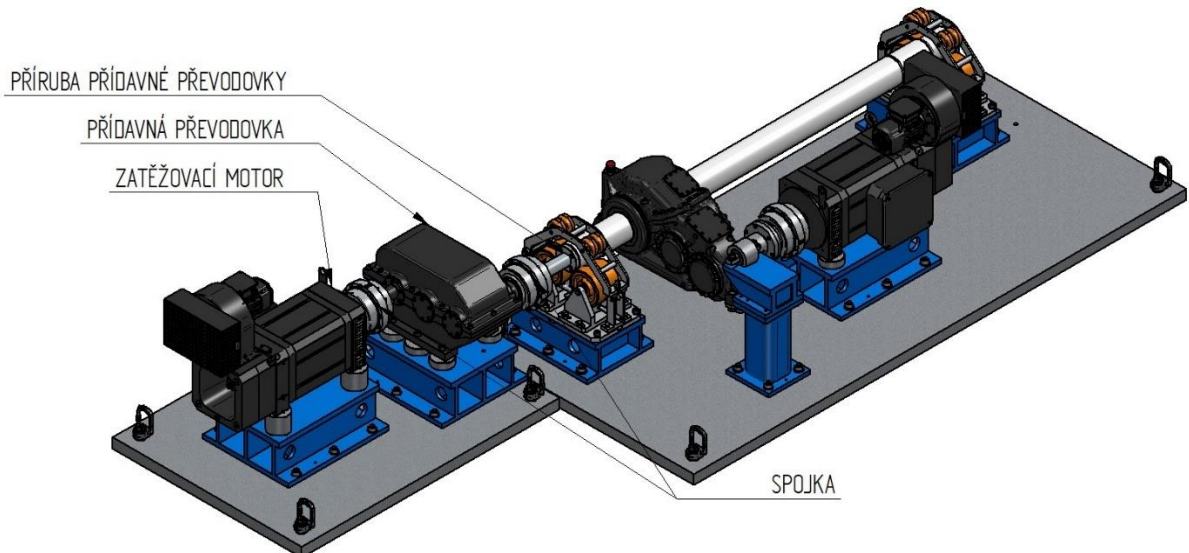
Z tabulky v příloze A vyplynulo, že při použití převodovky s převodovým poměrem $i=9,382$ a se vstupními otáčky $n_1=4000 \text{ min}^{-1}$ se bude zatěžovací motor točit na nejméně otáček. Při použití převodovky s převodovým poměrem $i=5,933$ a otáčkami $n_1=6590 \text{ min}^{-1}$ se bude zatěžovací motor točit na nejvíce otáček. Při výpočtech budeme uvažovat zátěž ložisek 15 %, která by měla být nejvyšší možná. V Tab. 10 jsou uvedeny výsledné minimální a maximální otáčky zatěžovacího motoru.

Tab. 10.: Výsledné kritické otáčky zátěžného motoru

	Kritická převodovka I	Kritická převodovka II	
i	9,382	5,933	[-]
n ₁	4 000	6 590	[min ⁻¹]
n _{3min}	2 164,31	-	[min⁻¹]
n _{3max}	-	5 638,53	[min⁻¹]

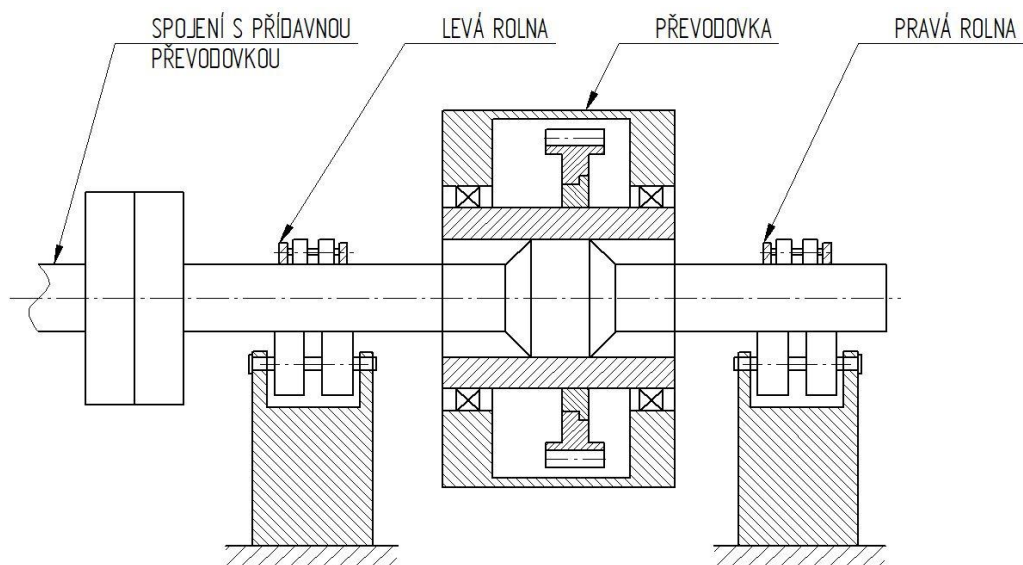
3.5.1. Připojení částečné zátěže ke zkušebnímu zařízení

První zkušební zařízení pro převodovky s nápravou je vyobrazen na Obr. 80. Na obrázku je zachycena přídatná převodovka, která byla navržena v předchozí kapitole 3.5. Přídatná převodovka má na vstupním pastorku připevněnou spojku, která je spojena s přírubou přídatné převodovky. Příruba je přišroubována k nápravě. Na výstupním hřídeli přídatné převodovky je připevněn přes spojku zatěžovací motor, který bude vytvářet zátěž zkoušené převodovky.



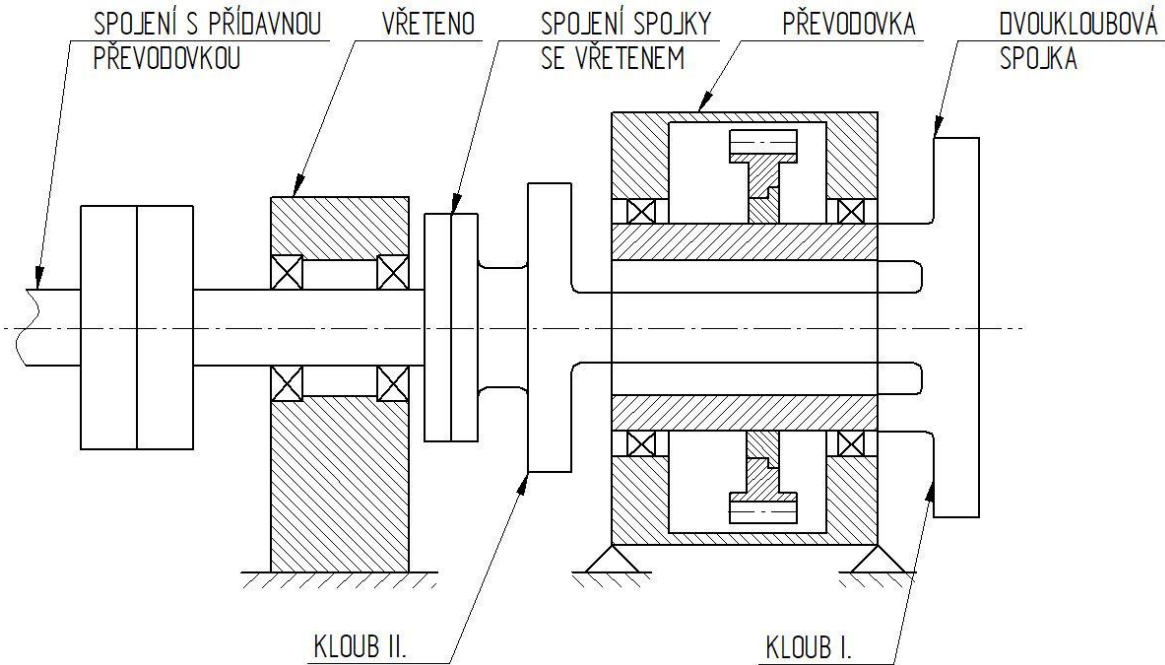
Obr. 80.: Částečná zátěž pro převodovky s nápravou

Spojení převodovky s dutou nápravou se provádí dvěma způsoby, při čemž záleží na typu duté hřídele. První způsob spojení je zachycen na Obr. 81. Ke spojení je využit přípravek, který je nalisován na duté hřídeli a simuluje nápravu. Dále se zkušební zařízení s částečnou zátěží spojí s převodovkou stejně jako v případě nápravové převodovky. Tento typ spojení se používá u převodovek, kde jejich dutá hřídel slouží pro nalisování nápravy.



Obr. 81.: Spojení převodovky s dutou hřídelí a částečné zátěže pomocí přípravekové nápravy

Na Obr. 82 je spojení vyřešené za použití pružné spojky, která se ve většině případů dodává s převodovkou. Při montáži je zapotřebí použít vřeteno s přírubou, pomocí které se připojí pružná spojka s částečnou zátěží. Tento typ spojení se používá u převodovek s dutou hřídelí, kde v duté hřídeli je vůle a dutá hřídel se s nápravou spojuje pomocí pružné spojky.



Obr. 82.: Spojení převodovky s dutým hřídelem a částečné zátěže pomocí pružné spojky

Detailnější zpracování částečné zátěže není úkolem této diplomové práce, a proto je částečná zátěž řešena pouze zkráceně. Při detailnějším zpracování by se navrhla celá přídatná převodovka a detailněji by se rozpracovalo spojení převodovek s přídatnou převodovkou.

4. MKP analýza

Dalším bodem zadání bylo zpracovat kontrolní výpočty metodou konečných prvků (MKP) z důvodu provedení modální analýzy s cílem eliminovat vliv zkušebního zařízení na výsledky sériových zkoušek. MKP výpočty byly provedeny na třech nejvíce rizikových rámech. Jedná se o nosný rám kuželočelní převodovky a čelní převodovky a dále také rám motoru.

Modální analýza popisuje vlastnosti posuzované soustavy v závislosti na měřené odezvy na známé buzení. Soustava se nejprve musí vybudit a poté dojde k odezvě měřené soustavy. V tomto případě bude docházet k buzení pouze vlastní hmotností převodovky a motoru. Dynamické chování soustavy popisují jednotlivé tvary vlastního kmitu. V reálné soustavě se všechny vlastní kmity spočítané výpočetním programem nemusí projevit. Přesné nastavení modální analýzy je komplikované, a proto se při jejím výpočtu upravují složité modely. Úkolem této práce je zjistit, při jaké frekvenci začínají rámy vibrovat.

Všechny provedené výpočty byly vypočteny ve studentské licenci programu Abaqus.

V Tab. 11 jsou uvedeny parametry, které budou zaváděny do výpočtového modelu.

Tab. 11.: Parametry pro program Abaqus

	Čelní převodovka	Kuželočelní převodovka	Motor	Jednotka
Hmotnost	663	265	139	[kg]
Moment setrvačnosti – I_x	22,022	4,251	13,282	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti – I_y	110,301	26,188	12,044	[kg·m ²]
Moment setrvačnosti – I_z	104,931	25,383	4,161	[kg·m ²]

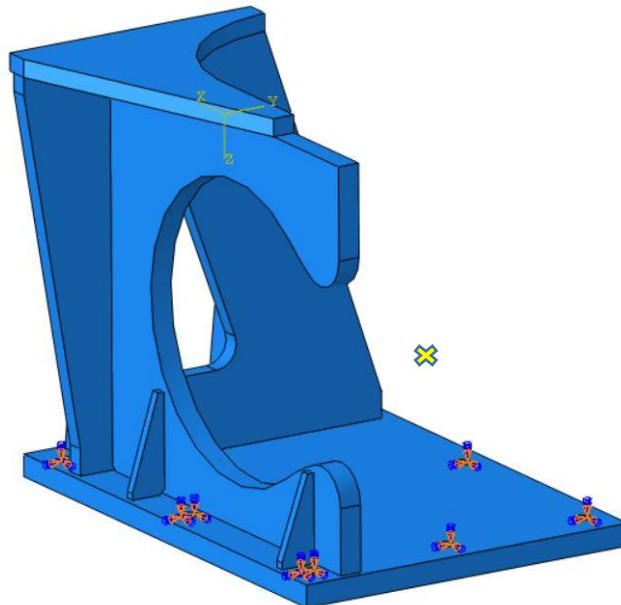
4.1. MKP rámu čelní převodovky

Jelikož spojení převodovky s rámem je zajištěno pomocí příruby a tento typ spojení je složitý, bylo zapotřebí najít jednodušší řešení. Zároveň však bylo nutné nasimulovat co nejreálnější spojení, aby nedošlo ve výpočtu k odchylce od skutečných hodnot. Spojení převodovky s rámem je vidět na Obr. 73. Na Obr. 83 je vyobrazen zjednodušený rám pro čelní převodovku. Vzhledem ke složitému tvaru převodovky není v modelu pro výpočet vyobrazena. Převodovku představuje bod (žlutý křížek), který bude pomocí vazby pevně svázan s plochou, na kterou převodovka dosedá. Tomuto bodu bude také přiřazena hmotnost a setrvačné hmoty převodovky. Tyto hodnoty jsou uvedeny s co největší přesností, aby výpočet dosáhl co nejvěrohodnějších hodnot. Dalším důležitým prvkem je ukotvení rámu. Ve skutečnosti je rám pevně přichycen k zemi šrouby. Ve výpočtu bude toto spojení simulovat ukotvení, které je svázané s plochou, kam dosedá hlava šroubu.

V Tab. 12 jsou uvedeny parametry ocele, se kterými bude program dále počítat. V následujícím kroku bylo zapotřebí navrhnout jednotlivé výpočtové fáze. V tomto případě postačí pouze dvě, v první fázi se bude počítat závislost síly od již zmíněné hmotnosti převodovky a setrvačné momenty. Druhý krok bude zaměřen pouze na výpočet frekvence. Síť je ve tvaru trojúhelníku s velikostí elementu 25 mm, což zaručuje dostatečnou jemnost pro to, aby byl výpočet co nejkvalitnější. V příloze G je uveden výkres svařence a v příloze J výkres obrobení.

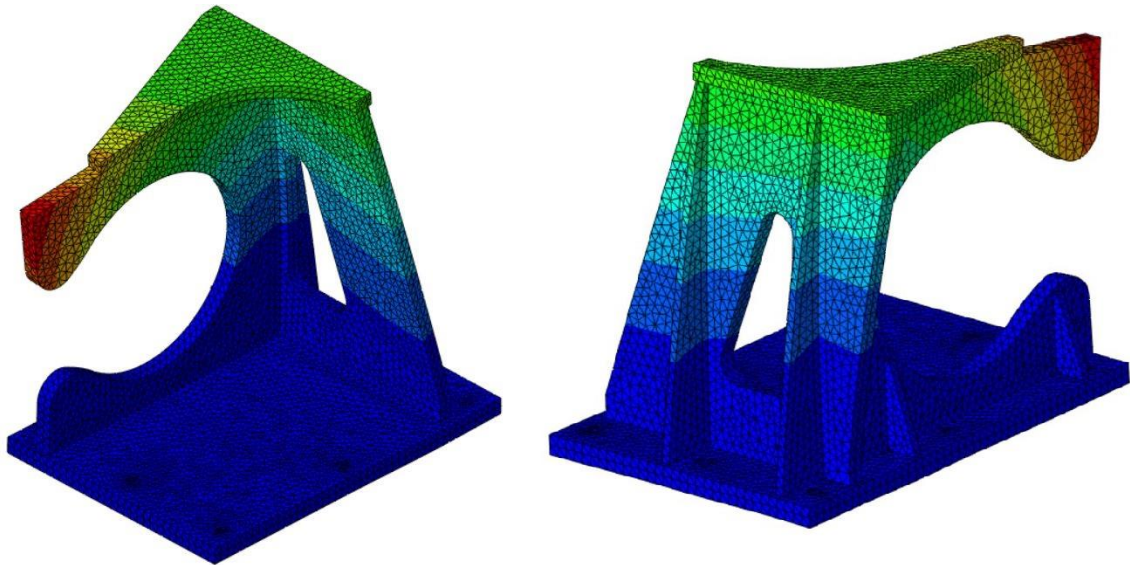
Tab. 12.: Parametry ocele

Název	Hodnota	Jednotky
Hustota	7 850	[kg·m ⁻³]
Modul pružnosti v tahu	210	[GPa]
Poissonovo číslo	0,3	[-]



Obr. 83.: Zjednodušený rám čelní převodovky pro MKP výpočet

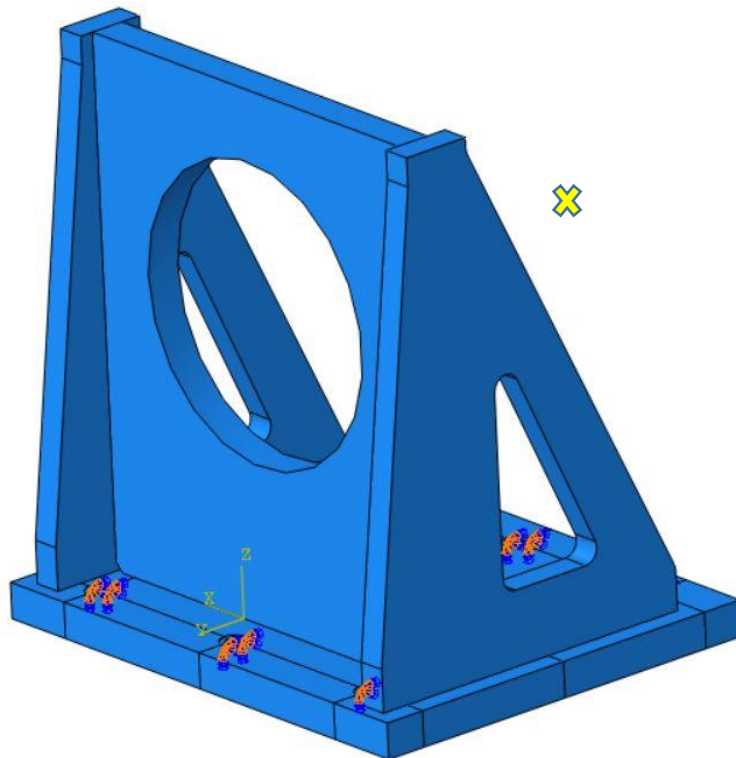
Na Obr. 84 je vyobrazen výsledný rám a jeho deformace. Rám je zachycen v nejvíce rizikové frekvenci. Tato frekvence činí 122,91 Hz, což po přepočtu odpovídá 7 374,6 ot/min. Znamená to, že pokud převodovka dosáhne této hodnoty, začne zkušební zařízení vibrovat. Na zkušebním zařízení pro převodovky s dutou hřídelí se budou převodovky otáčet maximálně 6 590 ot/min. Na základě provedených výpočtů lze konstatovat, že navržený rám **VYHOVUJE**.



Obr. 84.: Výsledné modální analýzy rámu pro čelní převodovky

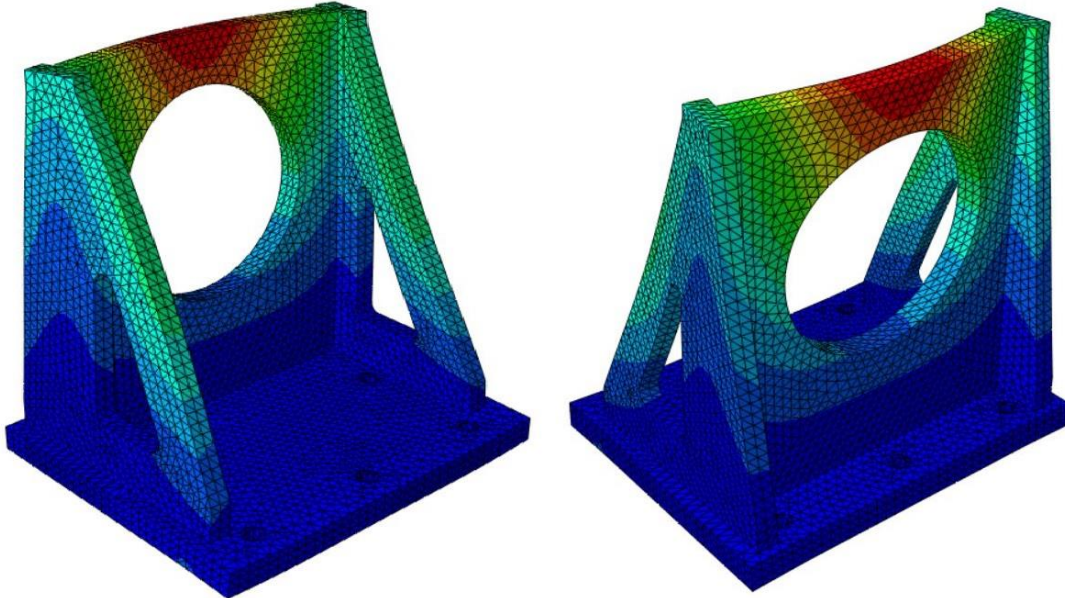
4.2. MKP rámu kuželočelní převodovky

Postup při výpočtu modální analýzy u rámu pro kuželočelní převodovku bude totožný jako v předchozí kapitole 4.1. Na Obr. 85 je vyobrazen zjednodušený rám pro kuželočelní převodovky. Spodní část je rozřezána kvůli lepšímu použití sítě. Žlutý křížek opět značí těžiště převodovky. V Tab. 11 jsou uvedeny veškeré parametry, které jsou zapotřebí pro výpočet. Rám bude zhotoven z oceli, jejíž parametry jsou uvedeny v Tab. 12. Síť toho rámu bude také trojúhelníková a velikost elementu bude činit 20 mm. V příloze H je uveden výkres svařence a v příloze K výkres obrobení.



Obr. 85.: Zjednodušený rám kuželočelní převodovky pro MKP výpočet

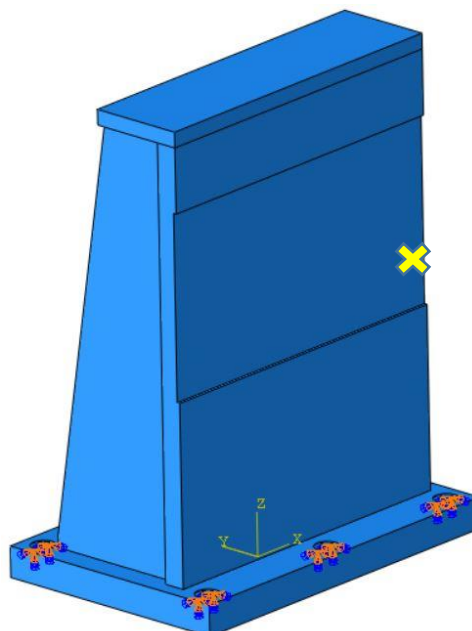
Na Obr. 86 jsou vyobrazeny výsledky modální analýzy rámu pro kuželočelní převodovku. Deformace rámu je uvedena v nejnižší nejrizikovější frekvenci, tato frekvence činí 289,58 Hz a po přepočtu na otáčky odpovídá hodnotě 17 374,8 ot/min. Rám našim potřebám **VYHOVUJE**.



Obr. 86.: Výsledky modální analýzy rámu pro kuželočelní převodovky

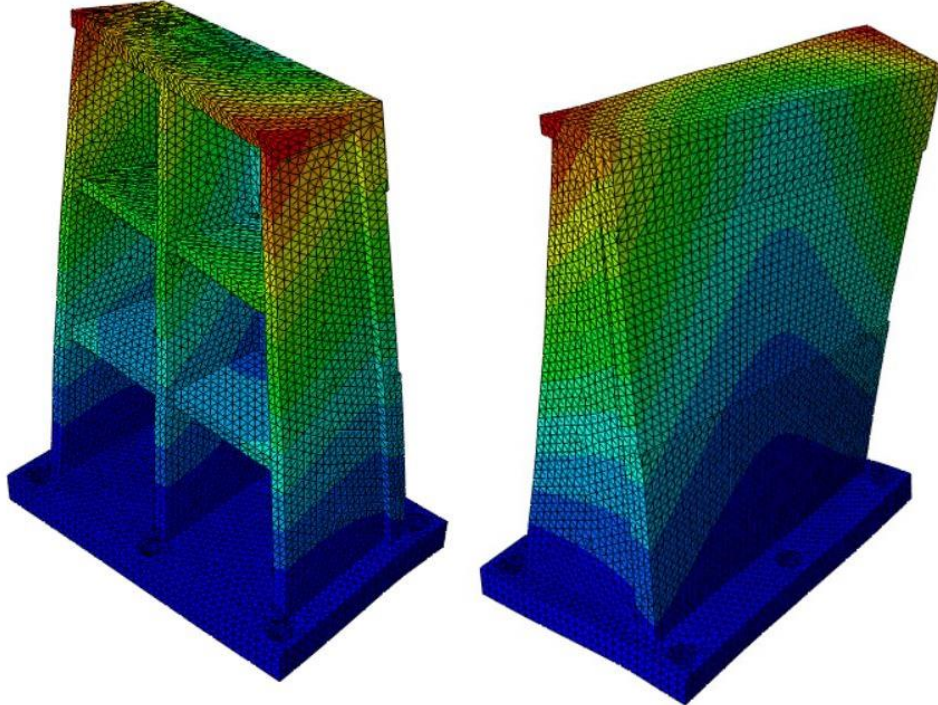
4.3. MKP rámu motoru

Třetí a zároveň poslední výpočet je zaměřen na rám motoru. Postup výpočtu bude totožný jako u předchozích dvou rámu. Na Obr. 87 je opět uveden upravený rám motoru pro výpočet modální analýzy. Těžiště motoru je vyznačeno žlutým křížkem a bude svázáno s vybráním. Rám bude ukotven stejně jako v předchozích dvou případech k zemi. Velikost elementů sítě činí 15 mm. V příloze I je uveden výkres svařence a v příloze L výkres obrobení.



Obr. 87.: Zjednodušený rám motoru pro MKP výpočet

Na Obr. 88 je vyobrazen rám po výpočtu modální analýzy. Rám začne kmitat při frekvenci 256,60 Hz, což po přepočtu na otáčky odpovídá hodnotě 15 396 ot/min. Vzhledem k tomu, že motor může dosáhnout maximálních otáček 7 000 ot/min, lze konstatovat, že rám našim požadavkům **VYHOVUJE**.



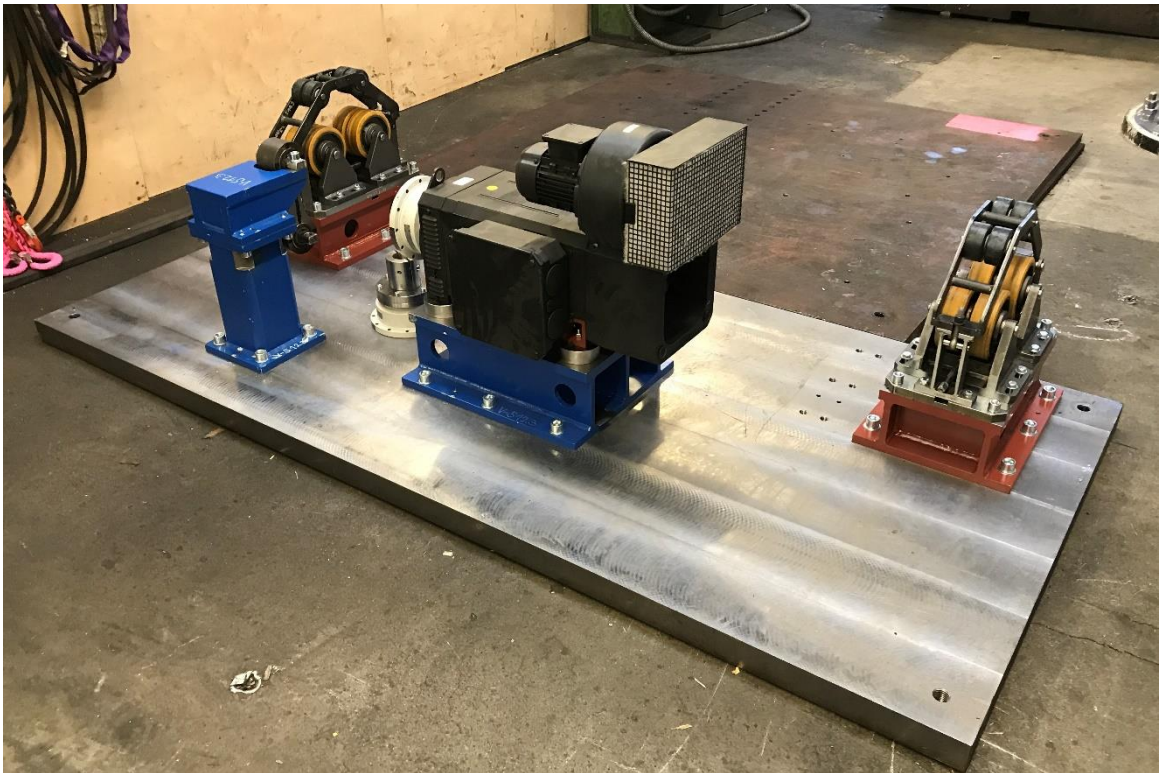
Obr. 88.: Výsledky modální analýzy pro rám motoru

5. Reálné vyobrazení zkušebního zařízení

Obě zkušební zařízení, jak již bylo zmíněno, budou sloužit společnosti Wikov MGI a. s. ke zkoušení sériových převodovek. Vzhledem k omezení, která nastala z důvodu šíření onemocnění Covid-19 způsobené koronavirem SARS-CoV-2, nebylo v silách pracovníků firmy Wikov MGI a. s. dokončit a otestovat zkušební zařízení v době finalizace této diplomové práce.

Zkušební zařízení pro převodovky s nápravou je již smontováno a na jeho montáži jsem se podílel společně se zaměstnancem firmy. Smontované zkušební zařízení bez převodovky je zachyceno na Obr. 89. Celé zkušební zařízení je připraveno na usazení převodovky a připojení motoru k fázovému měniči. Na obrázku jsou vidět všechny části zkušebního zařízení, které byly popsány v předchozích kapitolách.

Detailní variabilní spojení převodovky se spojkou je vyobrazeno na Obr. 90. Zde je patrná část spojky nalisovaná na motor a na druhé části spojky je nalisována příruba. Tato příruba je spojena s další přírubou, ke které je přišroubována objímka, která se upevní na vstupní pastorek převodovky.



Obr. 89.: Zkušební zařízení pro převodovky s nápravou



Obr. 90.: Spojka a příruby s objímkou

Druhé zkušební zařízení pro převodovky s dutým hřídelem je pouze vyrobeno, ale bohužel není smontováno. Díly, které jsou již vyrobeny, jsou zachyceny na Obr. 91. Jsou zde vidět všechny tři rámy, které byly v předchozích kapitolách spočteny pomocí metody konečných prvků.



Obr. 91.: Díly pro zkušební zařízení s dutou hřídelí

6. Závěr

V teoretické části této diplomové práce jsem vypracoval rešerši, která se zabývala zkušebními zařízeními pro převodovky. Tuto část jsem rozdělil do dalších čtyř oddílů. V prvním z nich jsem se věnoval sledovaným veličinám, metodikou zkoušek a stavbou experimentálních stanovišť. V druhé části jsem objasnil problematiku prováděných zkoušek při prototypové a sériové výrobě. Ve třetí, a tedy předposlední, části jsem detailněji rozpracoval bezzátěžovou zkoušku a zkoušku se zátěží. V poslední části jsem uvedl několik zkušebních zařízení, které se používají v jiných firmách a na univerzitách po celém světě.

V praktické části diplomové práce bylo mým úkolem navrhnout zkušební zařízení pro převodovky s dutou hřídelí a pro převodovky s nápravou. Praktickou část práce jsem opět rozdělil na více úseků. První z nich se věnoval koncepčním návrhům, v rámci kterých jsem navrhl několik způsobů řešení a vybral pro každé zkušební zařízení ten nejvhodnější, který nejlépe splňoval požadavky firmy Wikov MGI a. s.

Druhý úsek praktické části práce se věnoval již samotnému konstrukčnímu návrhu. V rámci něho jsem podrobně rozpracoval obě zkušební zařízení, uvedl k nim nutné výpočty pro návrh a také kontrolní výpočty. Konstrukční návrhy obou zkušebních zařízení jsou poměrně identické, proto jsem dílčí výpočty a komponenty pro první z nich využil i pro druhý.

V třetí části jsem měl za úkol navrhnout částečnou zátěž pro celé zkušební zařízení. Cílem tohoto kroku bylo zajistit alespoň minimální zátěž ložisek na výstupní hřídeli z převodovky, aby nedocházelo k jejich poškozování vlivem nulového zatížení. Tento návrh jsem realizoval částečně konstrukčně i schematicky a provedl potřebné výpočty pro návrh této zátěže. Detailněji jsem se návrhem nezabýval vzhledem k rozsahu této diplomové práce.

V poslední části práce jsem se zaměřil na kontrolu rámu převodovek a motoru pomocí modální analýzy. Pomocí ní jsem zjišťoval, při jakých frekvencích bude docházet k rozkmitání rámu.

Všechny kontrolní výpočty včetně modální analýzy potvrdily vhodnost všech komponentů navrhovaných zkušebních zařízení, proto mohou být použity pro sériové zkoušení převodovek ve firmě Wikov MGI a. s.

7. Použitá literatura

- [1] Wikov [online]. Praha: Wikov Industry a.s., 2019 [cit. 2019-11-06]. Dostupné z: www.wikov.com/cs/
- [2] PETR, Karel a Vojtěch DYNBYL. Methods of Testing Gearboxes of Rail Vehicles. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 486. Switzerland: Trans Tech Publications, 2013, **486**, 277-282 [cit. 2019-11-06]. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMM.486.277>
- [3] DYNBYL, Vojtěch, Zdeněk ČEŠPÍRO, Jan KANAVAL a Pavel MOSSÓCZY. *Výkonová metrologie - experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [4] Měření vibrací. *Ekosoftware* [online]. Liberec: Dpoint.cz, 2019 [cit. 2019-11-15]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/mereni-vibraci>
- [5] HBM [online]. Praha: HBP měřicí technika s.r.o., 2019 [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: www.hbm.cz
- [6] ĎAĎO, Stanislav a Marcel KREIDL. *Senzory a měřicí obvody*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1996. ISBN 80-01-01500-9.
- [7] LARM a.s. [online]. Netolice: LARM a.s., 2019 [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: <http://www.larm.cz/>
- [8] Conrad [online]. Praha: Conrad Electronic Česká republika, 2019 [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: www.conrad.cz
- [9] BURROUGHS, David. Voith installs new test bench for drives and transmissions. *International Railway Journal* [online]. Simmons-Boardman Publishing, b.r. [cit. 2019-11-28]. Dostupné z: <https://www.railjournal.com/technology/voith-installs-new-test-bench-for-drives-and-transmissions/>
- [10] Cetest [online]. Španělsko: Cetest, 2017 [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: <http://www.cetestgroup.com/>
- [11] The Test Bench Design of Metro Gearbox Simulation Operation Condition. *Journal of Computers* [online]. 28. 2017, **28**(6), 314-323 [cit. 2019-12-02]. DOI: 10.3966/199115992017122806028. Dostupné z: http://www.csroc.org.tw/journal/JOC28_6/1991-1599-28.6-28.pdf
- [12] Tradinsa [online]. Cataluňa, Španělsko: Tradinsa, 2019 [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: www.tradinsa.com

- [13] *Direct Industry* [online]. China: Direct Industry, 2019 [cit. 2019-12-02]. Dostupné z: www.directindustry.com
- [14] ŠEREMETA, Marek. *Revoluce v ustavování strojů s kardanovou hřídelí. Řízení a Údržba* [online]. Český Těšín: Trade Media International, 2014 [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: <http://udrzbapodniku.cz/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/revoluce-v-ustavovani-stroju-s-kardanovou-hrideli/>
- [15] Hřídelové spojky. *Strojírenství* [online]. Praha: Strojírenství, 2010 [cit. 2020-03-09]. Dostupné z: <https://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/11-hridelove-spojky.html>
- [16] *Dům koleček* [online]. Grygov: Dům koleček, 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: www.dum-kolecek.cz
- [17] *VK Ložiska* [online]. Police nad Metují: VK Ložiska, 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/>
- [18] *TZBinfo: Výpočet průhybu a ohybového momentu nosníku* [online]. Praha 6: Topinfo s.r.o., 2020 [cit. 2020-03-28]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/168-vypocet-pruhybu-a-ohyboveho-momentu-nosniku>
- [19] *MONTECO: Vázací otočný bod RUD VLBG 2,5t / M20* [online]. Praha: Monteco, 2020 [cit. 2020-03-28]. Dostupné z: <https://www.monteco.cz/shop/vazaci-otocny-bod-rud-vlbg-25t-m20/pro6312.html>

8. Seznam příloh

- [A] Hodnoty potřebné pro výpočet
- [B] Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírub
- [C] Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírub zkušebního zařízení 2
- [D] Výkres motoru
- [E] Výkres sestavy zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou
- [F] Výkres sestavy zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí
- [G] Výkres svařence rámu pro čelní převodovky
- [H] Výkres svařence rámu pro kuželočelní převodovky
- [I] Výkres svařence rámu pro motor
- [J] Výkres obrobení rámu pro čelní převodovky
- [K] Výkres obrobení rámu pro kuželočelní převodovky
- [L] Výkres obrobení rámu pro motor

9. Seznam obrázků

Obr. 1.: Senzor kroutícího momentu T22 [5]	8
Obr. 2.: Snímač síly U10 [5]	9
Obr. 3.: Inkrementální senzory [7]	9
Obr. 4.: Polovodičový senzor KTY [8].....	10
Obr. 5.: Platinový povrchový teplotní senzor PT100 [8].....	11
Obr. 6.: Naklonění převodovky v příčném směru [2]	15
Obr. 7.: Zkouška s vodní mlhou	16
Obr. 8.: Tlakové mytí převodovky [2]	17
Obr. 9.: Zkouška se zátěží [2]	18
Obr. 10: Umístění senzoru teplotních čidel [2]	20
Obr. 11.: Hlukoměr Voltcraft [8].....	20
Obr. 12.: Zabíhání převodovky s dutým hřídelem [autor: Ing. Jakub Špulák]	21
Obr. 13.: Uchycení převodovky na základní desku [autor: Ing. Jakub Špulák]	21
Obr. 14.: Zabíhání dvou paralelně zapojených převodovek.....	22
Obr. 15.: Schéma otevřeného okruhu	23
Obr. 16.: Otevřený mechanický zatěžovací okruh pro	23
Obr. 17.: Schéma okruhu s jedním frekvenčním měničem	24
Obr. 18.: Schéma mechanicky uzavřeného okruhu.....	25
Obr. 19.: Schéma principu mechanicky uzavřeného zatěžovacího okruhu [3]	25
Obr. 20.: Schéma elektricky uzavřeného zatěžovacího okruhu	26
Obr. 21.: Zkušební stand (stůl) od firmy Voith [9].....	27
Obr. 22.: Zkušební zařízení firmy Cetest [10]	28
Obr. 23.: Schéma zkušebního zařízení v Pekingské Univerzitě [11]	28
Obr. 24.: Model zkušebního zařízení na Pekingské univerzitě [11]	29
Obr. 25.: Zkušební zařízení Tradinsa [12]	30
Obr. 26.: Zkušební zařízení s převodovkou [12]	30
Obr. 27.: Model zkušebního zařízení od firmy Dyno Equip [13]	31
Obr. 28.: Zkouška se zátěží ve firmě Wikov MGI a. s.....	31
Obr. 29.: Zkušební zařízení Gemeinde.....	32
Obr. 30.: Zkušební zařízení Gemeinde s převodovkou.....	32
Obr. 31: Varianta 1	33
Obr. 32.: Varianta 2	33
Obr. 33.: Varianta 3	33
Obr. 34.: První koncepční návrh pro převodovky s nápravou.....	34
Obr. 35.: Druhý koncepční návrh pro převodovky s nápravou	35
Obr. 36.: Třetí koncepční návrh pro převodovky s nápravou.....	35
Obr. 37.: První koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí	36
Obr. 38.: Druhý koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí.....	37
Obr. 39.: Třetí koncepční návrh pro převodovky s dutou hřídelí	38
Obr. 40.: Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s nápravou.....	40
Obr. 41.: Tabulkové hodnoty motoru.....	44
Obr. 42.: Motor Baumüller_DA1_132LO23R_30_5 s rámem	44
Obr. 43.: Uložení motoru na rám	45

Obr. 44.: Kardanova hřídel	45
Obr. 45.: Nepružná Korýtková spojka [15]	46
Obr. 46.: Kotoučová spojka [15]	46
Obr. 47.: Ozubcová spojka [15]	47
Obr. 48.: Kloubová čepová spojka [15].....	47
Obr. 49.: Zubová spojka [15]	48
Obr. 50.: Pružné spojky [15]	48
Obr. 51.: Lamelová spojka řazená mechanicky [15].....	49
Obr. 52.: Schéma dvoukloubové spojky	50
Obr. 53.: Model spojky	50
Obr. 54.: Řez vstupem převodovky	51
Obr. 55.: Spojení převodovky s motorem pomocí spojky a přírub	51
Obr. 56.: Působení síly na třecí plochy	52
Obr. 57.: Toleranční pole K6/m6	53
Obr. 58.: Závěska se silentblokem	54
Obr. 59.: Uložení převodovky pomocí závěsky.....	54
Obr. 60.: Uložení nápravy v kladkách	55
Obr. 61.: Sestava kladek s popisem	56
Obr. 62.: Pogumované pojezdové kolo [16]	57
Obr. 63.: Ochranné pogumované kolo [17].....	57
Obr. 64.: Sestavený nosník pro řešení průhybu a ohybového momentu	57
Obr. 65.: Rozmístění komponentů na desce	58
Obr. 66.: Vázací otočný bod RUD VLBG 2,5t/M20 [19]	59
Obr. 67.: Podélný náklon převodovky	59
Obr. 68.: Příčný náklon převodovky	60
Obr. 69.: Konstrukční návrh zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí	61
Obr. 70.: Motor Baumüller_DA1_132LO23R_30_5 s rámem	62
Obr. 71.: Ustavení motoru na rám	62
Obr. 72.: Řez vstupem převodovky s dutou hřídelí	63
Obr. 73.: Uložení čelní převodovky do rámu pomocí mezikusu.....	64
Obr. 74.: Uložení kuželočelní převodovky do rámu pomocí mezikusu	64
Obr. 75.: Namáhání šroubů na tah	65
Obr. 76.: Rozmístění prvků na základní desce	66
Obr. 77.: Podélný náklon zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí.....	67
Obr. 78.: Příčný náklon zkušebního zařízení pro převodovky s dutou hřídelí.....	67
Obr. 79.: Částečná zátěž	68
Obr. 80.: Částečná zátěž pro převodovky s nápravou	71
Obr. 81.: Spojení převodovky s dutou hřídelí a částečné zátěže pomocí přípravné nápravy	71
Obr. 82.: Spojení převodovky s dutým hřídelem a částečné zátěže pomocí pružné spojky.....	72
Obr. 83.: Zjednodušený rám čelní převodovky pro MKP výpočet.....	74
Obr. 84.: Výsledné modální analýzy rámu pro čelní převodovky.....	75
Obr. 85.: Zjednodušený rám kuželočelní převodovky pro MKP výpočet	75
Obr. 86.: Výsledky modální analýzy rámu pro kuželočelní převodovky.....	76



Obr. 87.: Zjednodušený rám motoru pro MKP výpočet	76
Obr. 88.: Výsledky modální analýzy pro rám motoru.....	77
Obr. 89.: Zkušební zařízení pro převodovky s nápravou	78
Obr. 90.: Spojka a příruby s objímkou	79
Obr. 91.: Díly pro zkušební zařízení s dutou hřídelí.....	79

10. Seznam tabulek

Tab. 1.: Parametry převodovky	40
Tab. 2.: Hodnoty nutné pro výpočet rozběhového momentu	41
Tab. 3.: Moment setrvačnosti stálých dílů	41
Tab. 4.: Výsledné rozběhové momenty	43
Tab. 5.: Základní vypočtené hodnoty	52
Tab. 6.: Parametry převodovek s dutou hřídelí.....	61
Tab. 7.: Základní vypočítané hodnoty kontroly na třecí plochy	63
Tab. 8.: Zvolené parametry.....	69
Tab. 9.: Parametry dvoustupňové přídavné převodovky	70
Tab. 10.: Výsledné kritické otáčky zátěžného motoru	70
Tab. 11.: Parametry pro program Abaqus.....	73
Tab. 12.: Parametry ocele.....	74

Příloha A – Hodnoty potřebné pro výpočet

V příložené tabulce je uveden rozsah zkoušených převodovek jak pro převodovky s nápravou, tak i pro převodovky s dutou hřídelí.

	Převodovky s nápravou			Převodovky s dutou hřídelí		
	Převodový poměr	Vstupní otáčky	Výstupní otáčky	Převodový poměr	Vstupní otáčky	Výstupní otáčky
Nejnižší převodový poměr	3,85	4 200	1 088,9	5,255	4 913	555,066
Nejvyšší převodový poměr	9,382	4 000	426,34	8,8512	5 250	999
Nejnižší výstupní otáčky	9,382	4 000	426,34	5,418	4 075	276,875
Nejvyšší výstupní otáčky	3,85	4 200	1 088,9	5,933	6 590	1 110,737

Příloha B – Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírub

Pro případ objímka – příruba

Název		Hodnota	Jednotka
Reakční třecí moment (maximální moment)	Mt	143	Nm
Přetížení (bezpečnost)	Ka	2	
Roztečná kružnice šroubů	ds	65	mm
Součinitel tření mezi přírubami	f1	0,15	
Počet šroubů	s	4	ks
Velikost šroubů	M	8	
Pevnostní třída šroubu		8.8	
Stoupání závitu	p	1,25	mm
Velikost hlavy šroubu	D	13	mm
Efektivní součinitel smykového tření v závitu	f2'	0,13	
Součinitel smykového tření hlava/podložka	f3	0,15	

Celková třecí síla mezi přírubami:

$$F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} = \frac{(143 \cdot 2)}{\frac{65}{2000}} = 8\,800 \text{ N}$$

Potřebná přitlačná síla přírub:

$$F_n = \frac{F_t}{f_1} = \frac{8\,800}{0,15} = 58\,666,7 \text{ N}$$

Potřebná tahová síla na jeden šroub:

$$F_V = \frac{F_N}{s} = \frac{58\,666,7}{4} = 14\,666,7 \text{ N}$$

Mez kluzu (smluvní):

$$R_{p0,2\%} = 640 \text{ MPa} \Rightarrow \text{pro pevnost šroubu 8.8}$$

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{SD} = 0,8 \cdot R_{p0,2\%} = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ MPa}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = M8 - (0,6495 \cdot p) = 8 - (0,6495 \cdot 1,25) = 7,188 \text{ mm}$$

Průmět nosného průřezu šroubu:

$$A_j = \pi \cdot (M8 - (1,2268 \cdot p))^2 = \pi \cdot (-(1,2268 \cdot 1,25))^2 = 32,84 \text{ mm}^2$$

Skutečné tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{F_v}{A_j} = \frac{14\,666,7}{32,84} = 446,6 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v krutu šroubu:

$$\tau_s = M_z \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (M8 - (1,2268 \cdot p))^{\frac{3}{16}}$$

$$\tau_s = 9,84 \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (8 - (1,2268 \cdot 1,25))^{\frac{3}{16}} = 185,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = (\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_s^2)^{\frac{1}{2}} = (446,6^2 + 3 \cdot 185,4^2)^{\frac{1}{2}} = 550 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči σ_{SD} :

$$k_1 = \frac{\sigma_{SD}}{\sigma_{red}} = \frac{512}{550} = 0,93$$

Bezpečnost vůči Rp0,2 %:

$$k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{550} = 1,16$$

Bezpečnost musí být vyšší než 1,1.

Úhel stoupání závitu:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17^\circ$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi_z = \tan^{-1}(f_2') = \tan^{-1}(0,13) = 7,41^\circ$$

Třecí moment v závitu:

$$M_z = d_2 \cdot 0,0005 \cdot F_v \cdot \tan(\beta + \varphi_z) = 7,188 \cdot 0,0005 \cdot 14\,666,7 \cdot \tan(3,17 + 7,41)$$

$$M_z = 9,84 \text{ Nm}$$

Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_h = F_v \cdot f_3 \cdot \frac{D + M8}{2} \cdot 0,0005 = 14\,666,7 \cdot 0,15 \cdot \frac{13 + 8}{2} \cdot 0,0005 = 11,6 \text{ Nm}$$

Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_z + M_h = 9,84 + 11,63 = 21,4 \text{ Nm}$$

Pro případ příruba – příruba spojky

Název		Hodnota	Jednotka
Reakční třecí moment (maximální moment)	Mt	143	Nm
Přetížení (bezpečnost)	Ka	2	
Roztečná kružnice šroubů	ds	140	mm
Součinitel tření mezi přírubami	f1	0,15	
Počet šroubů	s	6	ks
Velikost šroubů	M	8	
Pevnostní třída šroubu		8.8	
Stoupání závitu	p	1,25	mm
Velikost hlavy šroubu	D	13	mm
Efektivní součinitel smykového tření v závitu	f2'	0,13	
Součinitel smykového tření hlava/podložka	f3	0,15	

Celková třecí síla mezi přírubami:

$$F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} = \frac{(143 \cdot 2)}{\frac{140}{2000}} = 4\,085,7 \text{ N}$$

Potřebná přitlačná síla přírub:

$$F_n = \frac{F_t}{f_1} = \frac{4\,085,7}{0,15} = 27\,238,1 \text{ N}$$

Potřebná tahová síla na jeden šroub:

$$F_V = \frac{F_n}{s} = \frac{27\,238,1}{6} = 4\,539,7 \text{ N}$$

Mez kluzu (smluvní):

$$R_{p0,2\%} = 640 \text{ MPa} \Rightarrow \text{pro pevnost šroubu 8.8}$$

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{SD} = 0,8 \cdot R_{p0,2\%} = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ MPa}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = M8 - (0,6495 \cdot p) = 8 - (0,6495 \cdot 1,25) = 7,188 \text{ mm}$$

Průmět nosného průřezu šroubu:

$$A_j = \pi \cdot (M8 - (1,2268 \cdot p))^2 = \pi \cdot (8 - (1,2268 \cdot 1,25))^2 = 32,84 \text{ mm}^2$$

Skutečné tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{F_v}{A_j} = \frac{4\,539,7}{32,84} = 138,2 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v krutu šroubu:

$$\tau_s = M_z \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (M8 - (1,2268 \cdot p))^{\frac{3}{16}}$$

$$\tau_s = 3,05 \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (8 - (1,2268 \cdot 1,25))^{\frac{3}{16}} = 57,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = (\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_s^2)^{\frac{1}{2}} = (138,2^2 + 3 \cdot 57,4^2)^{\frac{1}{2}} = 170,2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči σ_{SD} :

$$k_1 = \frac{\sigma_{SD}}{\sigma_{red}} = \frac{512}{170,2} = 3,01$$

Bezpečnost vůči $R_{p0,2\%}$:

$$k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{170,2} = 3,76$$

Bezpečnost musí být vyšší než 1,1.

Úhel stoupání závitu:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17^\circ$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi_z = \tan^{-1}(f_2) = \tan^{-1}(0,13) = 7,41^\circ$$

Třecí moment v závitu:

$$M_z = d_2 \cdot 0,0005 \cdot F_v \cdot \tan(\beta + \varphi_z) = 7,188 \cdot 0,0005 \cdot 4\,539,7 \cdot \tan(3,17 + 7,41)$$

$$M_z = 3,05 \text{ Nm}$$

Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_h = F_v \cdot f_3 \cdot \frac{D + M8}{2} \cdot 0,0005 = 4\,539,7 \cdot 0,15 \cdot \frac{13 + 8}{2} \cdot 0,0005 = 3,6 \text{ Nm}$$

Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_z + M_h = 3,05 + 3,6 = 6,65 \text{ Nm}$$

Příloha C – Kontrola únosnosti čelních třecích ploch přírub (zkušební zařízení 2)

Pro případ příruba – příruba spojky

Název		Hodnota	Jednotka
Reakční třecí moment (maximální moment)	Mt	143	Nm
Přetížení (bezpečnost)	Ka	2	
Roztečná kružnice šroubů	ds	205	mm
Součinitel tření mezi přírubami	f1	0,15	
Počet šroubů	s	6	ks
Velikost šroubů	M	8	
Pevnostní třída šroubu		8.8	
Stoupání závitu	p	1,25	mm
Velikost hlavy šroubu	D	13	mm
Efektivní součinitel smykového tření v závitu	f2'	0,13	
Součinitel smykového tření hlava/podložka	f3	0,15	

Celková třecí síla mezi přírubami:

$$F_t = \frac{(M_t \cdot K_A)}{\frac{d_s}{2000}} = \frac{(143 \cdot 2)}{\frac{205}{2000}} = 2\,790,2 \text{ N}$$

Potřebná přitlačná síla přírub:

$$F_n = \frac{F_t}{f_1} = \frac{2\,790,2}{0,15} = 18\,601,6 \text{ N}$$

Potřebná tahová síla na jeden šroub:

$$F_V = \frac{F_N}{s} = \frac{18\,601,6}{6} = 3\,100,3 \text{ N}$$

Mez kluzu (smluvní):

$$R_{p0,2\%} = 640 \text{ MPa} \Rightarrow \text{pro pevnost šroubu 8.8}$$

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{SD} = 0,8 \cdot R_{p0,2\%} = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ MPa}$$

Střední průměr závitu:

$$d_2 = M8 - (0,6495 \cdot p) = 8 - (0,6495 \cdot 1,25) = 7,188 \text{ mm}$$

Průmět nosného průřezu šroubu:

$$A_j = \pi \cdot (M8 - (1,2268 \cdot p))^{\frac{2}{4}} = \pi \cdot (-(1,2268 \cdot 1,25))^{\frac{2}{4}} = 32,84 \text{ mm}^2$$

Skutečné tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{F_v}{A_j} = \frac{3\,100,3}{32,84} = 94,4 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v krutu šroubu:

$$\tau_s = M_z \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (M8 - (1,2268 * p))^{\frac{3}{16}}$$

$$\tau_s = 2,08 \cdot \frac{1000}{\pi} \cdot (8 - (1,2268 * 1,25))^{\frac{3}{16}} = 39,2 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = (\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau_s^2)^{\frac{1}{2}} = (94,4^2 + 3 \cdot 39,2^2)^{\frac{1}{2}} = 116,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči σ_{SD} :

$$k_1 = \frac{\sigma_{SD}}{\sigma_{red}} = \frac{512}{116,3} = 4,40$$

Bezpečnost vůči Rp0,2 %:

$$k = \frac{R_{p0,2\%}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{116,3} = 5,50$$

Bezpečnost musí být vyšší než 1,1.

Úhel stoupání závitu:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17^\circ$$

Třecí úhel v závitu:

$$\varphi_z = \tan^{-1}(f_2') = \tan^{-1}(0,13) = 7,41^\circ$$

Třecí moment v závitu:

$$M_z = d_2 \cdot 0,0005 \cdot F_v \cdot \tan(\beta + \varphi_z) = 7,188 \cdot 0,0005 \cdot 3\,100,3 \cdot \tan(3,17 + 7,41)$$

$$M_z = 2,08 \text{ Nm}$$

Třecí moment pod hlavou šroubu:

$$M_h = F_v \cdot f_3 \cdot \frac{D + M8}{2} \cdot 0,0005 = 3\,100,3 \cdot 0,15 \cdot \frac{13 + 8}{2} \cdot 0,0005 = 2,4 \text{ Nm}$$

Potřebný utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_z + M_h = 2,08 + 2,4 = 4,48$$