

# Testovací stand převodovek kolejových vozidel

Bc. Jakub Chmelař

Ing. Karel Petr

## Abstrakt

*Práce shrnuje vývoj testovacího standu převodovek kolejových vozidel. Úvodní část práce stručně charakterizuje stand a jeho nejdůležitější části. Detailnější popis je zaměřen na konstrukční stránku paralelního mechanismu pro vnášení rázů do testované převodovky. Závěr práce je věnován tvarové optimalizaci svařovaných rámu na základě modální analýzy provedené za pomoci MKP programu.*

## Klíčová slova

*Testování převodovek, Testovací stand, Paralelní kinematika, Sférické vazby, Modální analýza.*

## 1. Úvod

Doložení vlastností výrobků provedenými experimenty nebo nejlépe zátěžovými testy, které probíhají v podmínkách blízkým podmínkám provozu, vzbuzuje v zákazníkovi důvěru a firmě dává náskok před konkurencí.

Nejinak tomu je i mezi výrobci převodovek kolejových vozidel. Kdy se v případě získání zakázky jedná o mnohamilionové kontrakty, které sebou přinášejí pro firmu práci a tím i další růst. Na druhé straně, také ale velkou míru odpovědnosti za případné škody, které by byly způsobeny dodáním nekvalitních výrobků hlavním dodavatelům kolejových vozidel.

Zkoušení převodovek probíhá již od počátku samotného vývoje. V první fázi se jedná o testy na virtuálních prototypoch za pomoci např. MKP analýzy. V dalších fázích se již pak přechází k prototypovým zkouškám, které mají potvrdit výsledky z předchozích výpočtů a přinést nové poznatky o chování převodovky.

### 1.1. Účel zařízení

Testování převodovky umístěním do vozu a její provoz na testovacím okruhu by bylo technicky náročné a ekonomicky nevýhodné. Toto řešení nenabízí takovou variabilitu a opakovatelnost zatěžovacích stavů, které mohou být realizovány v jednoúčelově navrženém standu. Další výhodou je i umístění zařízení přímo ve firmě vyrábějící převodovky, kdy mají k testovacímu standu přímý přístup lidé zabývající se vývojem a odpadají tak problémy spojené s dojížděním a transportem jak samotné převodovky, tak i personálu zajišťující průběh testů, montáž a servis převodovky.

Navrhovaný testovací stand slouží k dynamickým zkouškám převodovek kolejových vozidel. Účelem zařízení je generování dat při dopředu definovaných zatěžovacích stavech, které budou dále sloužit k:

- Studiu chování převodovky v reálném provozu.
- Predikci životnosti jednotlivých komponent převodovky.
- Analýze vibrací a přenosu rázů vstupujících do převodovky z náprav.
- Analýze hluku emitovaného převodovkou

## 2. Popis nejdůležitějších částí zařízení

### 2.1. Motory

Zařízení, jak je zobrazené na Obr. 2 je tvořeno dvěma asynchronními motory, z nichž jeden slouží jako hnací a druhý v generatorickém režimu simuluje zátěž na výstupním hřídeli z převodovky. Motory jsou vzájemně zapojeny v tzv. uzavřeném elektrickém okruhu [viz např. 1, str. 56], což přináší významnou úsporu energie při provozu testovacího stanoviště. Do okruhu se dodává pouze energie na pokrytí mechanických ztrát nebo při akceleraci.

Otáčky na vstupním hřídeli testované převodovky mohou v provozu dosahovat až  $4800 \text{ min}^{-1}$ . Dle Tab. 1 jsou otáčky hnacího motoru při krátkodobém přetížení pouze  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Aby bylo dosaženo požadovaných otáček na vstupním hřídeli, je mezi hnací motor a testovanou převodovku zařazena dvoustupňová akcelerační převodovka s převodovým poměrem  $i_a=0,6$ .

Tab. 1 Parametry hnacího motoru

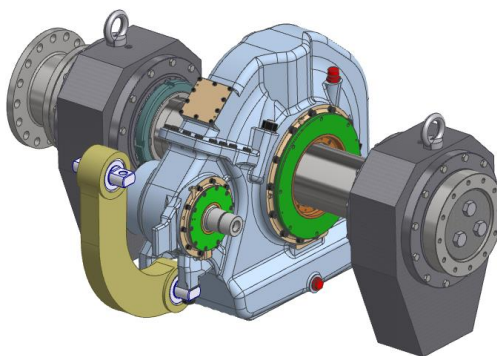
Typ:	Asynchronní motor 1,4MW (4 pól)	
$n_N$	$1492 \text{ min}^{-1}$	Jmenovité otáčky
$n_{\max}$	$3000 \text{ min}^{-1}$	Otáčky při přetížení
$M_{KN}$	8900 Nm	Jmenovitý moment

Tab. 2 Parametry zatěžovacího motoru

Typ	Asynchronní motor 1,4MW (10 pól)	
$n_N$	$625 \text{ min}^{-1}$	Jmenovité otáčky
$n_{\max}$	$1250 \text{ min}^{-1}$	Otáčky při přetížení
$M_{KN}$	21 500 Nm	Jmenovitý moment

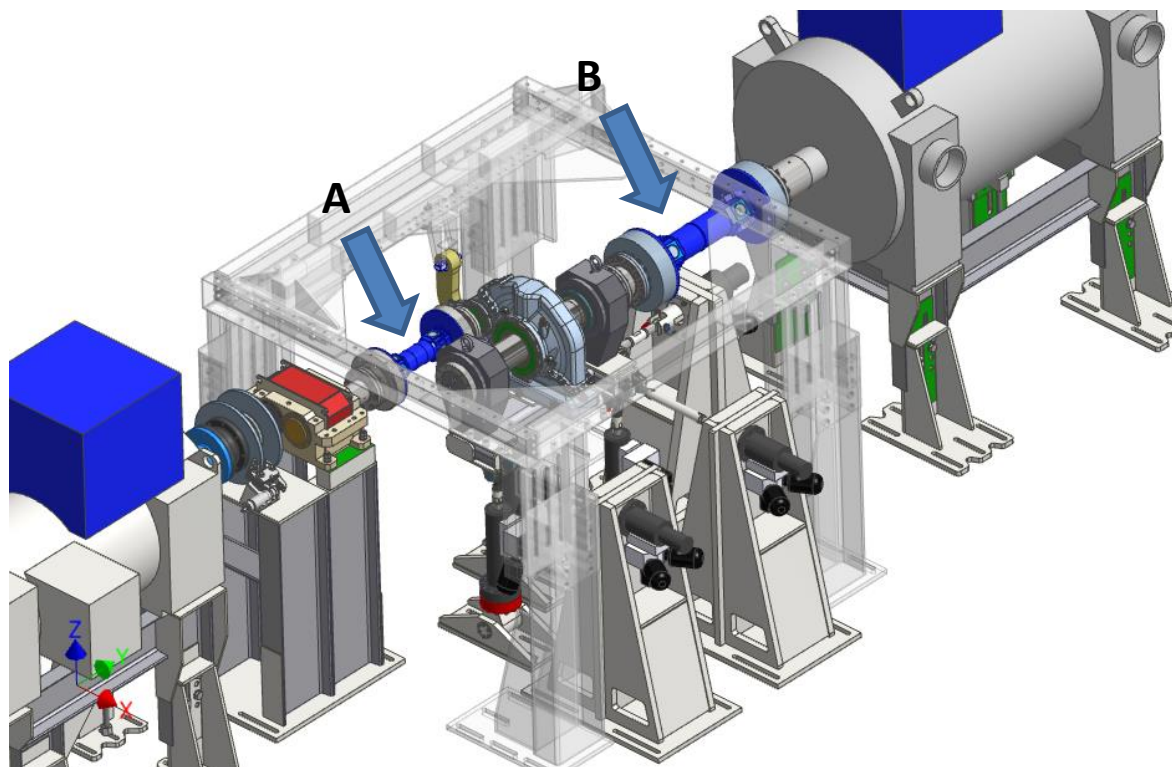
### 2.2. Homokinetické klouby

Testovaná převodovka je v zařízení, uložena podobným způsobem, jakým je osazena v lokomotivě – velké ložiskové domky na výstupním hřídeli nahrazují nápravy, skrze které se do ústrojí převodovky přenáší rázy vzniklé např. vadami na kolejovém svršku. U vstupní hřídele je převodovka uchycena k rámu pomocí závěsky se silentbloky, která ji zajišťuje v omezené míře možnost pohybu a zároveň částečně zabrání přenosu rázů dále do rámu kolejového vozidla.



Obr. 1 Testovaná převodovka s ložiskovými domky

Možnost převodovky se v zavěšení pohybovat, vyžadovala vyřešení jejího pohyblivého spojení s hnacím a zatěžovacím motorem. Nejlépe jsou k tomu uzpůsobeny kardanové klouby, které zajistí přenos točivého momentu v případě nesouososti a zaručí také rovnoměrný běh bez kolísání otáček na výstupu z kloubu.



Obr. 2 Výřez propojení zkoušené převodovky s motory

V případě našeho testovacího standu je dle Obr. 2 na vstupní hřídel testované převodovky napojen homokinetický kloub s elastickými vložkami *ISOPIN-Kupplung* od firmy Reich Kupplungen – (A). Elastické vložky zde byly i přes jejich vysokou cenu zvoleny na základě doporučení výrobce, aby při vysokých otáčkách, nedocházelo k přenosu vibrací a rázů mezi testovanou a akcelerační převodovkou.

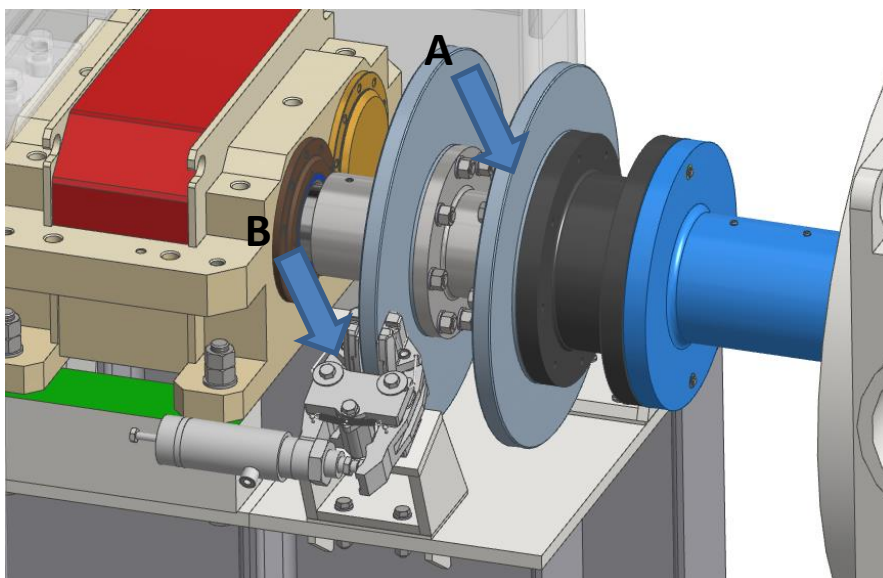
Výstupní hřídel z testované převodovky (B) je osazen kardanovým kloubem, který obsahuje také tlumící prvky. Ty však byly nakonec z důvodu finančních úspor ponechány pouze na straně testované převodovky. Na motorové straně je kloub připojen „natvrdo“ k motoru.

### 2.3. Zajištění bezpečnosti

Pro zajištění bezpečnosti v případě výskytu poruchy je v testovacím standu zařazeno několik prvků, které mají provést odpojení a zabrzdění rotujících částí soustavy.

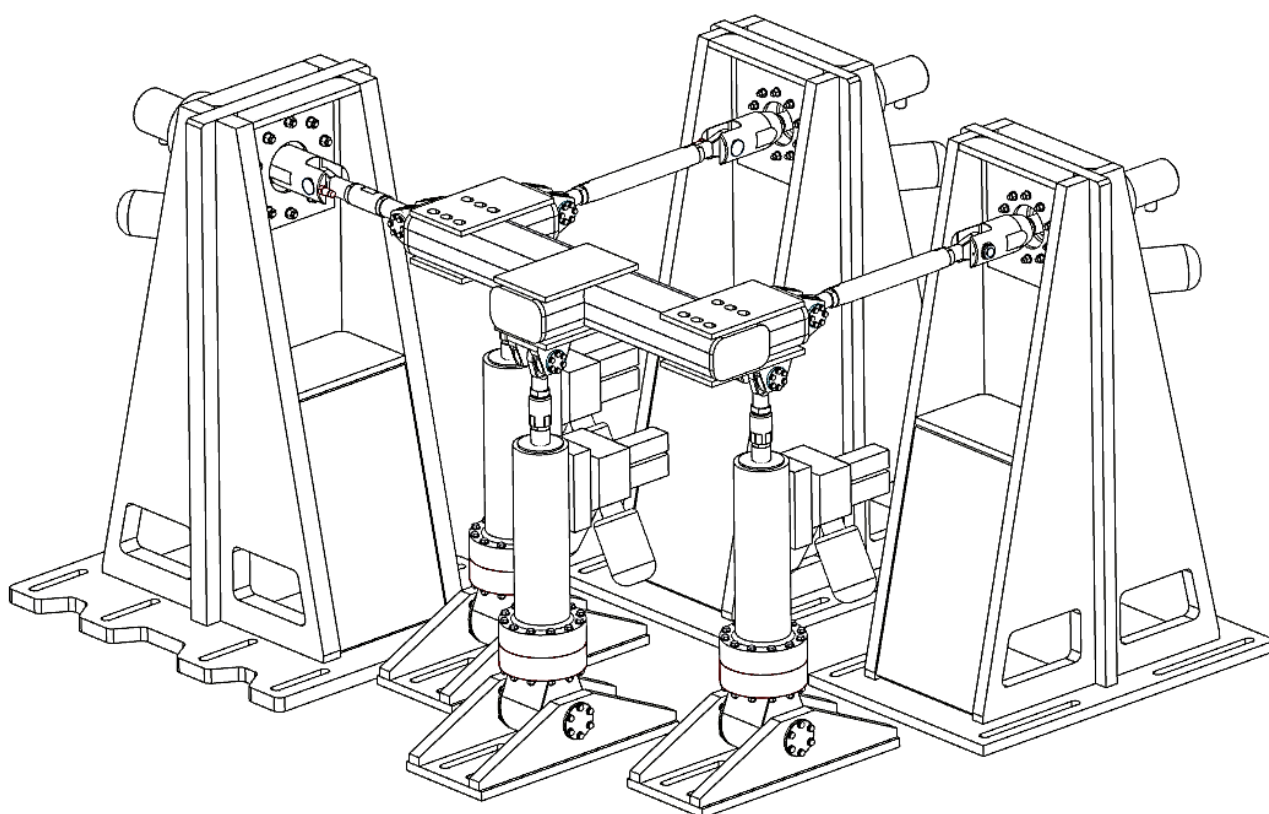
Bezpečnostní spojka – na Obr. 3 pozice A) se střížnými kolíky je zařazena na rychloběžný hřídel hned za hnacím motorem. Jejím úkolem je v případě výskytu náhlého přetížení např. při ulomení zubu ozubeného kola v převodovce, odpojení hnacího motoru od soustavy.

Dvě bezpečnostní pružinové brzdy HHS25 – na Obr. 3 pozice B), hydraulicky odbrzdňované od firmy PIVKO Brakes, jsou zařazeny hned za bezpečnostní spojku. Se sepnutím se počítá pouze v případě havárie, poté bude nutná jejich revize a výměna brzdových kotoučů. Brzdy jsou navrženy tak, aby zabrzdily celou soustavu do 15s od jejich sepnutí.



Obr. 3 Bezpečnostní prvky

### 3. Konstrukce zařízení vnášení rázů



Obr. 4 Sestava mechanismu pro vnášení rázů

### 3.1. Testování

Dynamické zkoušky převodovek na standu budou probíhat vnášením rázů do testované převodovky ve 3 osách. Velikost a četnost rázů v testovacím cyklu byla navržena na základě provedených měření, která proběhla za provozu na vlakových a tramvajových tratích v různých lokalitách. Jejich amplitudy jsou uvedeny pro jednotlivé osy v Tab. 3

Tab. 3 Parametry rázů v jednotlivých osách

Osa	Amplituda rázu [mm]	Zrychlení rázů $g=9,81 \text{ m.s}^{-2}$	Frekvence rázů [Hz]
X	6	10 g	2
Y	6	10 g	2
Z	25	10 g	2

### 3.2. Paralelní kinematika

Vnášení rázů do systému je realizováno skrze mechanismus s paralelní kinematikou. Jde o hexapod, ve kterém jsou řízeny posuvy všech 6 členů.

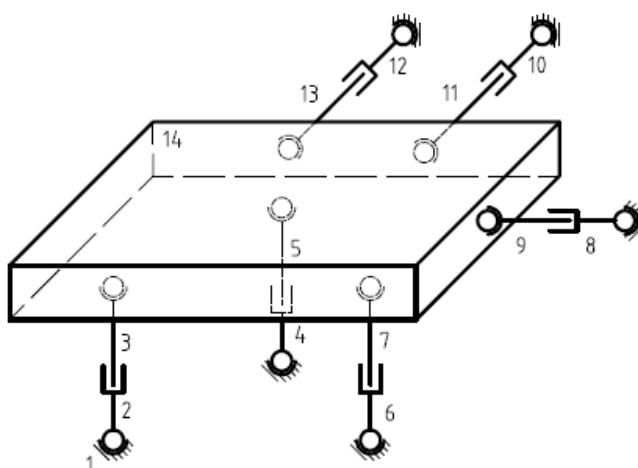
Stupně volnosti pro mechanismus při odemknutí resp. řízení všech členů byly určeny na základě vztahu dle Obr. 5:

$$n = 6 \cdot (u - 1) - 3 \cdot SF - 5 \cdot POS - PAR$$

$$n = 6 \cdot (14 - 1) - 3 \cdot 12 - 5 \cdot 6 - 6 = 6^\circ$$

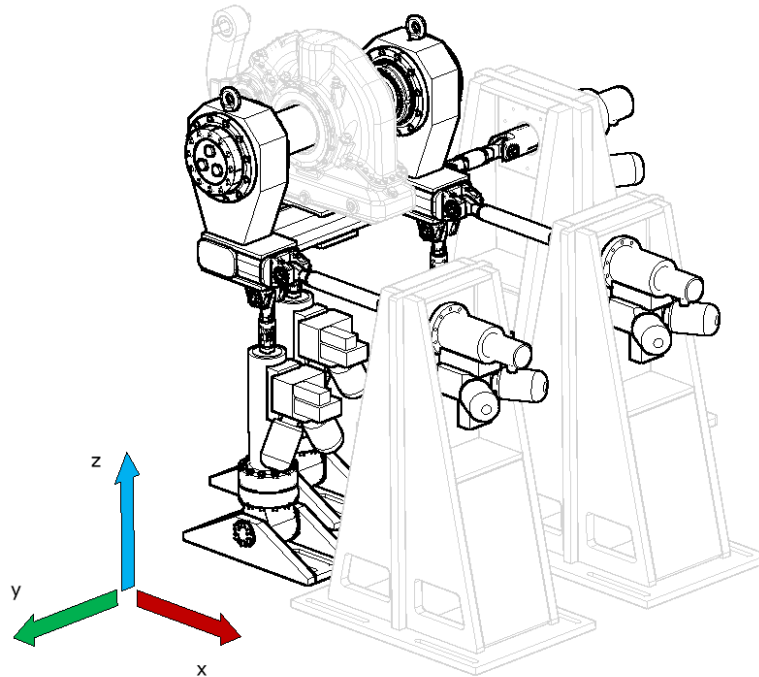
Výsledkem je  $6^\circ$  volnost, které odpovídají 6 řízeným členům mechanismu. Můžeme tedy systém prohlásit za stabilní.

Během testování je nutné brát na zřetel, že při výpadku byt jen jediného členu dojde ke kompletní ztrátě stability mechanismu, což může mít fatální následky. Zajištění bezpečnosti je v tomto případě stále předmětem vývoje.



Obr. 5 model paralelní kinematické struktury, zdroj [4]

Pro další popis mechanismu bude použit souřadný systém orientovaný dle Obr. 6



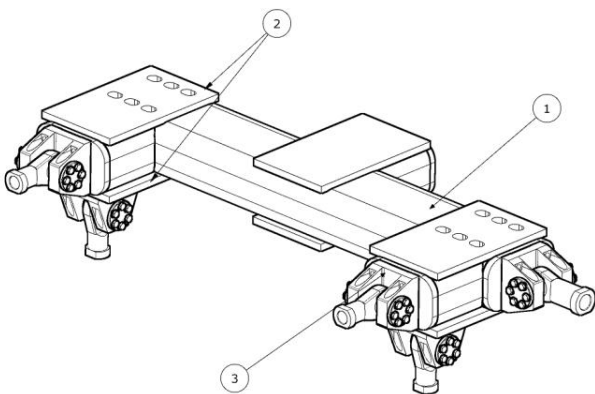
Obr. 6 Zavedený souřadný systém

### 3.3. Konstrukční řešení

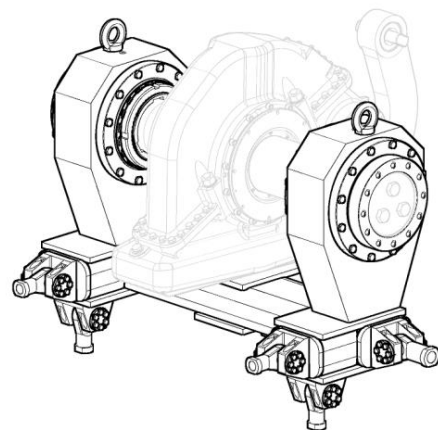
#### 3.3.1. Rám pro ukotvení testované převodovky

Nosným prvkem pro testovanou převodovku je rám, na který jsou prostřednictvím spojovacích tyčí a kulových kloubů připojeny hydraulické servováhy, které jsou popsány v kapitole 3.3.2

Rám je dle Obr. 7 svařen z obdélníkových profilů velikosti 200 x 100mm (1), tl. stěny 12mm. Na kritických místech, kde jsou např. dosedací plochy pro ložiskové domky testované převodovky, je vyztužen plechy o tloušťce 15mm (2). Kulové klouby jsou připojeny k rámu prostřednictvím ložiskových domků (3), kterým je věnována kapitola 3.3.3



Obr. 7 Detail rámu



Obr. 8 Rám s osazenou testovanou převodovkou

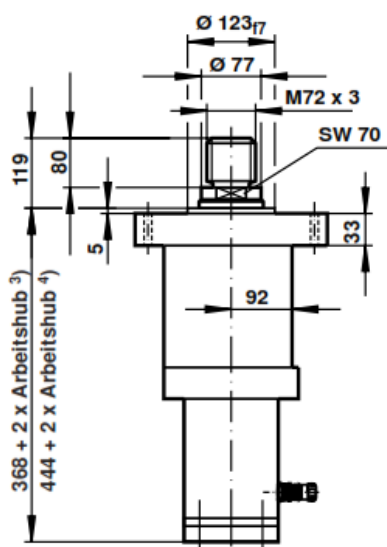
### 3.3.2. Hydraulické válce

Hlavní, aktivní část mechanismu tvoří šestice hydraulických servoválců CGS 280 od firmy Bosch Rexroth, které se starají o vnášení rázů v průběhu testování. Parametry jsou uvedeny v Tab. 4

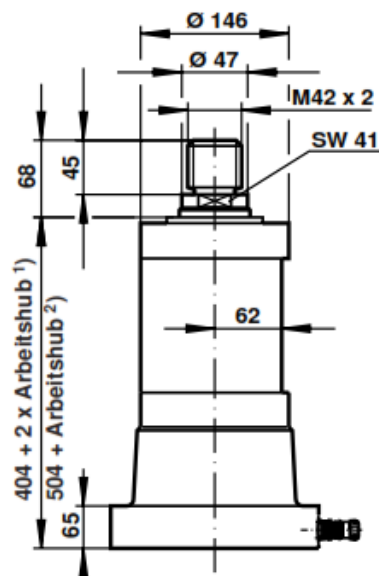
Tab. 4

Osa	X	Y	Z
Počet válců	2	1	3
Velikost válců	40kN	100kN	40kN
Pr. pístu	50mm	80mm	50mm
Uložení dle [2]	C	C	D

Schématické výkresy válců jsou na níže položených obrázcích.



Obr. 9 Ukázka uložení C dle [2]



Obr. 10 Ukázka uložení D dle [2]

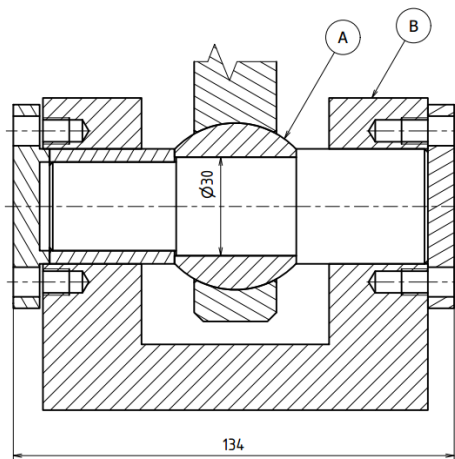
### 3.3.3. Sférické klouby

Realizace v kapitole 3.2 popsaného paralelního mechanismu vyžadovala konstrukčně vyvinout klouby, které by umožňovaly sférický pohyb ve spojení hydraulických válců k základové desce a k rámu pro usazení testované převodovky.

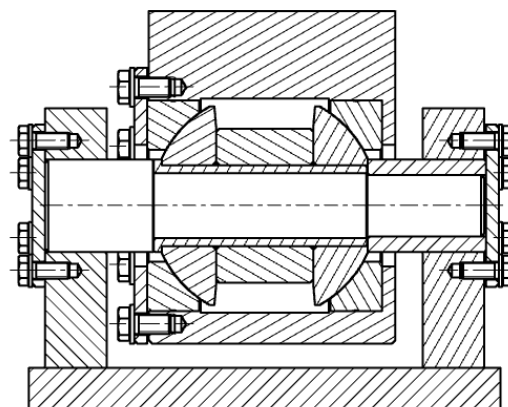
Na klouby jsou kladeny požadavky:

- Rozsah pohybu min  $\pm 2^\circ$  ve 3 osách
- Vysoká dynamická únosnost
- Snadná regulace předepnutí uložení ložiska v uzlu, aby byly eliminovány vůle vzniklé otláčením během testů.
- Snadná demontáž uzlu a výměna poškozených součástí.

Pro kloub na straně pístnice dle Obr. 11 bylo použito kulové ložisko od firmy *Rota Precision (A)*, viz katalog [3], pro který bylo vyvinuto uložení (B). Předepnutí je u tohoto kloubu řízeno dotažením šroubů na přítlačné desce v levé části obrázku. Předepnutí kulového ložiska, které je v tomto případě zobrazeno pouze schematicky je vyřešeno od výrobce.

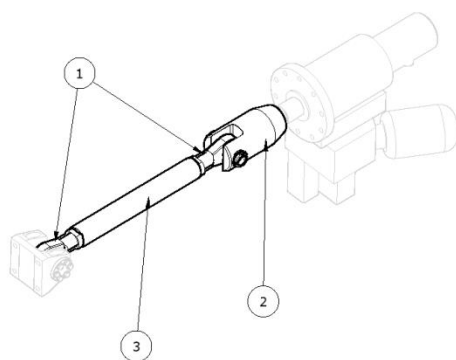


Obr. 11 Uložení kulového kloubu

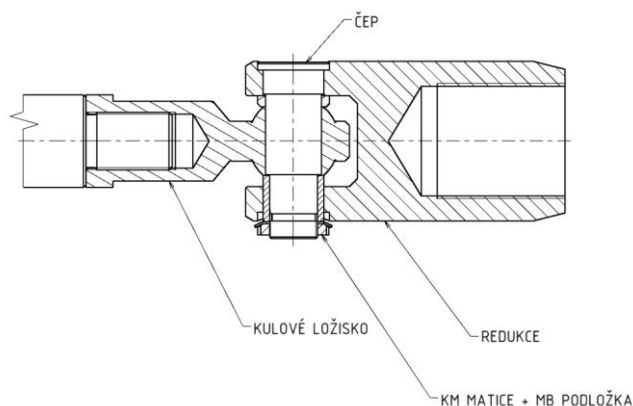


Obr. 12 Kulový kloub osy Z

U horizontálně položených válců bylo nutné umístit kulové klouby na spojovací tyče (3) mezi pístnice a rám uložení převodovky viz Obr. 13. Řez takovým kloubem (2) je na Obr. 14. Kulova ložiska (1) jsou v tomto případě přišroubována na spojovací tyč (3) a na straně hydraulického válce je pak našroubováno na pístnici. Byla proto vyvinuta redukce, která tvoří uložení kulového kloubu. Předepnutí je v tomto případě řízeno dotažením KM matice s MB podložkou.



Obr. 13



Obr. 14

Klouby, válců vertikálních os Z - Obr. 12, jsou tvořeny dvěma axiálními proti sobě položenými kulovými ložisky od firmy FAG, které jsou v uložení předepnuté proti sobě. Toto spojení dovoluje náklon osy až 6° kolem osy vedené kolmo k rovině obrázku, což je pro účely testovacího standu dostačující. Při návrhu spojení byl kladen důraz na jeho snadnou montáž. Byla proto v pozdějších etapách návrhu do spojení přidána trubka pod ložiska, díky které je možné provést servis kloubu velmi rychle a efektivně.

Předepnutí je u tohoto kloubu řešeno na dvou úrovních. První je předepnutí kulových ložisek, které je realizována přítlačnou deskou umístěnou v čele prostředního naklápějícího bloku. Předepnutí resp. axiální zajištění ložisek na ose je provedeno přes rozpěrnou trubku a přítlačnou desku v pravé části obrázku Obr. 12

#### 4. Rámy pod motory

Součástí vývoje testovacího standu byl i návrh svařovaných rámců pod motory, akcelerační převodovku, hlavní rám pro zavěšení testované převodovky a rámy uložení hydraulických válců.



Všechny rámy byly během návrhu podrobeny modální analýze v MKP programu a na jejím základě byla provedena jejich tvarová optimalizace.

#### 4.1. Návrh rámu

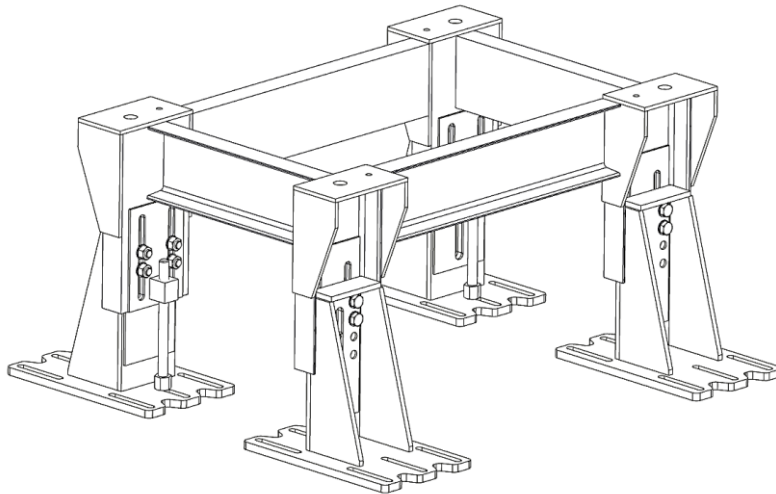
Při návrhu rámu pod motory byl dáván důraz na:

- Zatěžovací stavy a únosnost.
- Maximální tuhost rámu v pracovním rozsahu otáček motorů.
- Minimalizaci hmotnosti.
- Složitost dílu z hlediska výroby, zohlednění dostupných výrobních technologií
- Náročnost rámu na montáž.
- Výškovou stavitelnost rámu.

##### 4.1.1. Konstrukce

Nosnými prvky rámu jsou, jak je patrné na Obr. 15, 4 patky, které se starají o přímý přenos zatížení od motorů do základové desky a umožňují i jejich výškovou stavitelnost. Ve dvou patkách je vytvořeno vedení: kámen-drážka, které zajistí přímočarý posuv během výškového stavění rámu. Pro jemné doladění jsou všechny patky dále vybaveny odtlačovacími šrouby. Zajištění výškového nastavení rámu je provedeno celkem 16 šrouby velikosti M30, kterými je díky drážkám možné rám ukotvit v kterékoli poloze.

Motor je pak k patkám připevněn kotvicími šrouby dle doporučení výrobce.



Obr. 15 Rám pod zatěžovací motor

Patky jsou v horní části rámu svařeny do věnce běžně dostupnými U profily velikosti 300mm, které dodají rámu tvarovou určitost a také dostatečnou tuhost.

Rám jako celek, je ukotven k základové desce s T drážkami pomocí šroubů. Velikosti kotvicích patek je přizpůsobena velikosti a rozteči T- drážek.

Z hlediska technologie byl kladen důraz na maximální použití plechů, které se dnes nechají velmi přesně a ekonomicky vypálit laserem do požadovaných tvarů. Dále byly ve velké míře využity běžně dostupné nakupované profily. V kombinaci se svařováním, které zajistí spojení výše zmíněných součástí, jde o velmi efektivní a ekonomicky výhodný výrobní proces.

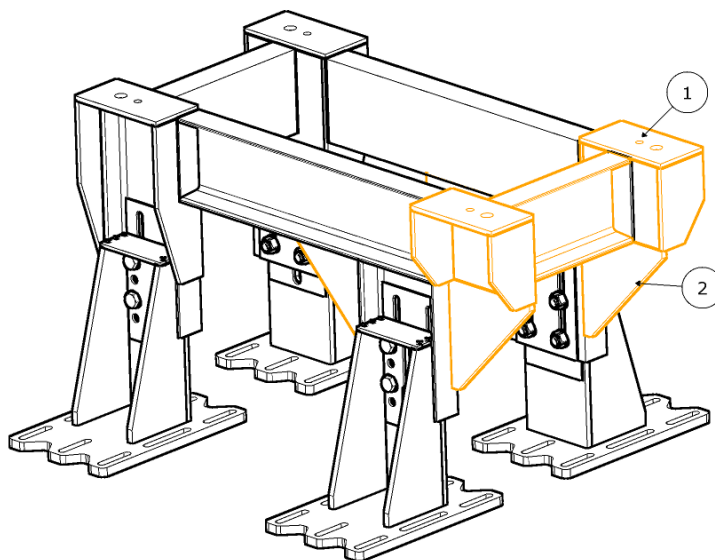
## 4.2. Úprava konstrukce rámu pod hnací motor

Během vývoje zařízení docházelo vlivem hledání nových cest a komunikace s potenciálními výrobci k postupnému upřesňování zadávacích podmínek, na které bylo nutné pružně reagovat.

Jednou z takových změn bylo zkrácení základové desky z 9000mm na 8500mm. To vyústilo k provedení revize téměř všech celků sestavy standu a jejich optimalizace za účelem minimalizace rozměrů.

U rámu pod motory se změna týkala rámu pod hnací motor. Ten byl zvolen, protože nese menší zatížení – hmotnost motoru je asi 5600kg, a jeho rozměry jsou menší, takže nedojde jeho úpravou k tak razantnímu snížení tuhosti.

Základní koncepce zůstala zachována dle předchozí kapitoly, pouze byly zadní patky dle Obr. 16 posunuty blíže ke středu rámu tak, aby se vešly na základovou desku. Rozteč dosedacích patek pod motor (1) tak mohla být zachována. Rám byl následně vyztužen vzpěrami (2), které starají o rovnoměrný přenos zatížení do patek.



Obr. 16 Upravený rám pod hnací motor

## 4.3. MKP analýza rámu

### 4.3.1. Modální analýza rámu pod zatěžovací generátor

Provedení modální analýzy rámu je důležitou součástí návrhu dynamicky zatížených ocelových konstrukcí, která kromě kritických, rezonančních frekvencí ukáže místa a směry, které vykazují při dynamickém namáhání nejmenší tuhost a je tedy nutné je vyztužit.

Vlastní frekvence, kterým bylo potřeba se při návrhu vyvarovat, jsou uvedeny v Tab. 5 sloupec *frekvence* odpovídá pracovnímu rozsahu otáček obou motorů. Sloupec *max. frekvence* pak udává frekvence při max. otáčkách v přetížení, které budou v průběhu testovacího cyklu přítomny pouze po velmi omezenou dobu, proto jim není přisuzována taková váha.

Tab. 5 Nebezpečné frekvence

Motor	Max rozsah otáček	Frekvence	Max. frekvence
Hnací motor	0-3000 ot/min	25Hz	50Hz
Zatěžovací motor	0-1250 ot/min	10Hz	21Hz

Větec rámu je modelován jako *svařený prvek*. Stejným způsobem byly vytvořeny i patky. Rám s patkami jsou spojeny šrouby (modelovány jako *beam prvky*) se vzájemným kontaktem s nastaveným třecím koeficientem 0.7. Vnesené předepnutí šroubů zde nebylo uvažováno, protože na základě předchozích modálních analýz nemělo téměř žádný vliv na výsledek; viz např. [5, str. 7]

Tab. 6 Použité prvky v MKP programu

Název prvku	Počet elementů	Počet uzlů
C3D4 (Tetrahedral)	530818	134703

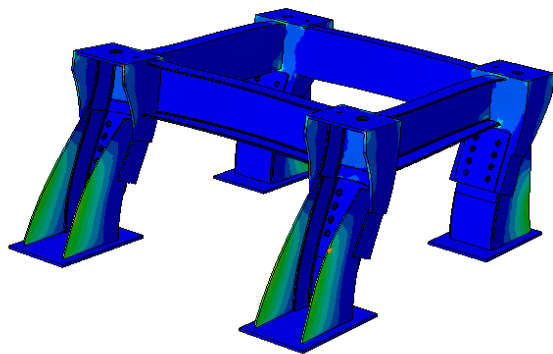
Vlastní frekvence byly spočívány v rozsahu (5-150) Hz. Tento rozsah je pro analýzu chování vzhledem k budícím frekvencím dostačující a pokrývá i vyšší harmonické frekvence budícího zatížení.

Výsledky analýzy jsou závislé na výšce nastavení rámu. Pro zjednodušení byl proveden výpočet při výšce nastavení dosedacích ploch pro motor 935mm nad úrovní základové desky, což odpovídá předpokladu nejvyššího nastavení rámu.

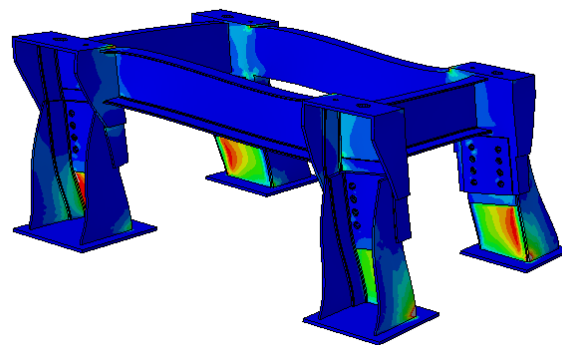
Tab. 7 Vlastní frekvence rámu

Číslo	Frekvence před optimalizací [f] = Hz	Frekvence po optimalizaci [f] = Hz
1	43,3	51,6
2	52,9	57,7

Vlastní frekvence rámu před provedením optimalizace jsou na Obr. 17 a Obr. 18. Je možné si povšimnout, že nejnižší frekvence 43,3Hz se týká vzpěr a patek, kdy dochází k jejich vlnění a i tuhost proti houpání ve směru kratšího rozměru rámu je nízká. Pro posun této frekvence do vyšších pásem je potřeba zvýšit tuhost uzlu patky. Byly proto všechny vzpěry zesíleny a v horní části uzavřeny plechem. Druhá vlastní frekvence 52,9Hz je již mimo pracovní rozsah motoru. Nebyla jí věnována příliš velká pozornost a očekávalo se, že po optimalizaci také vzroste.

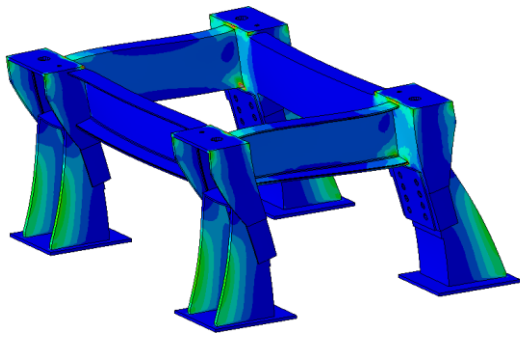


Obr. 17 f = 43,3 Hz

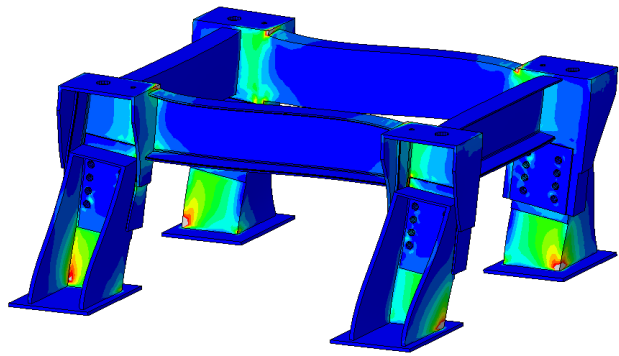


Obr. 18 f = 52,9 Hz

Ukázky vlastních tvarů kmitů pro vypočtené vlastní frekvence po optimalizaci se zvýrazněním toku deformační energie jsou zobrazeny na obrázcích Obr. 19 a Obr. 20.



Obr. 19  $f = 51,6 \text{ Hz}$



Obr. 20  $f = 57,7 \text{ Hz}$

Z výsledků je patrné, že po optimalizaci patek byla nejnižší vlastní frekvence posunuta mimo nebezpečné pásmo. Druhá vlastní frekvence také vzrostla díky zvýšení tuhosti. Dalo by se samozřejmě pokračovat ve zvyšování tuhosti celku. Bylo by to však na úkor ekonomickým aspektům. Proto je tento návrh rámu prohlášen za finální.

Ukazatelem deformace ve vizualizacích je použit tok deformační energie, protože je možné na základě jeho rozložení rozhodnout, kde je nutné doplnit materiál, anebo naopak kde je jej odebrat a snížit tím hmotnost.

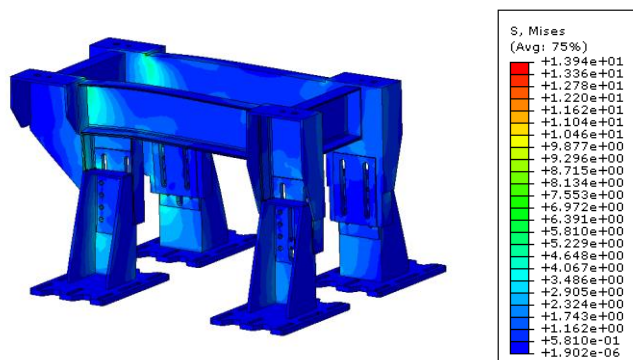
#### 4.3.2. Statická analýza rámu pod hnací motor

Po provedené úpravě rámu popsané v kapitole 4.2, byla konstrukce podrobena statické MKP analýze, jejímž úkolem bylo zjistit rozložení napětí na zatíženém rámu, hlavně pak v místech napojení přesazené dosedací plochy motoru k profilům věnce.

Rám byl z časových důvodů pro zjednodušení výpočtů modelován jako svařený celek. Zatížení pak jako síla působící v těžišti motoru přenesená do patek skrze vazby typu *coupling – kinematic*.

Výše popsaným zjednodušením byly do výpočtu zaneseny chyby, které je nutné brát při interpretaci výsledků v potaz. Na skutečném rámu jsou věnce s patkami spojeny šrouby a přenos zatížení je tak prostřednictvím tření v kontaktních plochách. Rozložení napětí na patkách v tomto případě nemusí být tak rovnoměrné. Spojení jednotlivých částí bude realizováno svarovými spoji, kde je možné vlivem výrobních nepřesností očekávat výskyt lokálních špiček napětí.

Přesto však je z výsledků analýzy patrné, že napětí na rámu při zatížení silou 60000 N se pohybuje kolem  $15 \text{ N/mm}^2$ , což nepředstavuje z hlediska namáhání ocelové konstrukce žádný problém. Můžeme tedy návrh rámu prohlásit za konečný.



Obr. 21 Statická MKP analýza

## 5. Závěr

V práci byl shrnut přibližně roční vývoj hlavních částí testovacího stanoviště převodovek kolejových vozidel, který byl realizován ve spolupráci s firmou Wikov MGI a.s. v rámci vývojového projektu FR-TI3/261.

Omezený rozsah této práce neumožnil blíže popsat dílčí vývojové etapy, kterými celé zařízení proběhlo. Je zde proto prezentována jeho finální podoba k datu 25. 1. 2013. Bližší popis jednotlivých částí je možný nalézt v dílčích výzkumných zprávách k projektu FR-TI3/261.

Do vývoje byly zapojeny v průběhu řešení dílčích úseků kolegové z ústavu konstruování a částí strojů U12113, a také vývojoví pracovníci z firmy Wikov MGI, v jejíž spolupráci tento projekt vzniká.

### Jmenovitě za FS ČVUT, U12 113:

Ing. Karel Petr	<i>Vedení projektu ze strany ČVUT, první koncepce zařízení, konstrukce akcelerační převodovky.</i>
Ing. Ondřej Berka	<i>Možné způsoby řešení sférických vazeb, konzultant k řešení kinematiky systému vnášení rázů.</i>
Ing. Martin Dub	<i>Konzultant k řešení kinematiky systému vnášení rázů.</i>

### Za Wikov MGI a.s.:

Ing. Jan Křepela, Ph.D.	<i>Vedoucí a vizionář projektu, komunikace s třetími stranami.</i>
Bc. Jan Hruška	<i>Výpočet akcelerační převodovky</i>

V současné době probíhá již na půdě firmy Wikov MGI a.s. dokončení vývoje a příprava výkresové výrobní dokumentace. Realizace standu je plánována na období léto 2013.

## 6. Seznam symbolů

$i_a$	[1]	Převodový poměr akcelerační převodovky
$n_N$	[min-1]	Jmenovité otáčky
$n_{max}$	[min-1]	Maximální otáčky
$M_{KN}$	[Nm]	Jmenovitý moment
$M_{Kmax}$	[Nm]	Maximální krouticí moment při přetížení
$m$	[kg]	Hmotnost
$J$	[kgm <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti
$c_T$	[kNm/rad]	Torzí tuhost
$u$	[1]	Počet těles
SF	[1]	Počet sférických vazeb
POS	[1]	Počet posuvných vazeb
PAR	[1]	Počet tzv. <i>parazitních</i> stupňů volnosti

## 7. Použitá literatura

- [1] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009, 152 s. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [2] MANESMANN REXROTH. *Servozyylinder Baureihe CGS 280. RD 57 310/07.96, Ersetzt 11.92*.
- [3] <http://www.rotaprecision.com/pdf/RodobaCatalog1601.pdf>
- [4] Petr, K. - Chmelař, J. - Vintera, M. *Návrh zařízení pro vnášení vibrací pomocí hydraulických členů - paralelní kinematická struktura*. [Výzkumná zpráva]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2012. 22/2012/FR-TI3-261. 16 s
- [5] Petr, K. - Vintera, M. - Mertlík, P. - Chmelař, J. *Návrh zkušebního zařízení - rámy pro zavěšení motorů*. [Výzkumná zpráva]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2012. 09/2012/FR-TI3-261. 20 s.