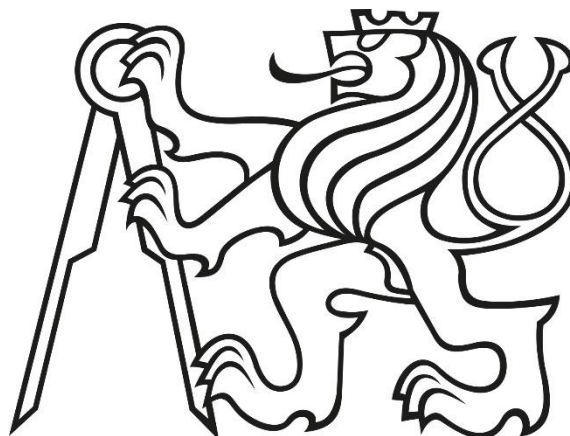


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

12120 – ÚSTAV AUTOMOBILŮ,
SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH
VOZIDEL



**DIPLOMOVÁ PRÁCE
2019**

**Úpravy uzavřeného zkušebního stavu
automobilních převodovek
Design and control improvements of
automotive gearbox back-to-back test rig**

Bc. JAKUB
MANSFELD

ZADÁNÍ



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mansfeld** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **437736**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Úpravy uzavřeného zkušebního stavu automobilních převodovek

Název diplomové práce anglicky:

Design and control improvements of automotive gearbox back-to-back test rig

Pokyny pro vypracování:

Student by měl v rámci této práce dokončit úpravy na uzavřeném zkušebním stavu pro automobilní převodovky v laboratorních ČVUT pro dlouhodobý provoz v režimu vícehladinových zkoušek. Měly by být splněny následující body:

- 1) Vytvořit 3D model celého zkušebního stavu bez modelů převodovek a bloků motorů (Catia).
- 2) Nadimenzovat a zkonstruovat kryty kloubových hřídelů ve středové části stavu včetně výrobní dokumentace (Abaqus).
- 3) Pomocí FEM analýzy simulovat chování (kmitání) konstrukce stavu - stanovit vlastní frekvence a příslušné vlastní tvary kmitů konstrukce stavu.
- 4) Na základě analýzy naměřených dat (Diadem) navrhnout parametry podpůrného členu pro planetové předepínací zařízení včetně jeho výrobní dokumentace.
- 5) Vylepšit regulaci planetového předepínacího zařízení pro změny momentu v programu Labview (PID regulátor).
- 6) Zjistit dynamické možnosti tohoto stavu (rampy změn zátěžného momentu) pro jednotlivé rychlostní stupně.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Ondřej Miláček, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Ondřej Miláček
podpis vedoucí(ho) práce

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

prof. Ing. Michael Valášek, Dr.Sc.
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.

10.4.2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jakub
Příjmení autora:	Mansfeld
Název práce:	Úpravy uzavřeného zkušebního stavu automobilních převodovek
Anglický název:	Design and control improvements of automotive gearbox back-to-back test rig
Akademický rok:	2018/2019
Studijní program:	Strojní inženýrství
Ústav/odbor:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí:	Ing. Ondřej Miláček
Konzultant:	Ing. Václav Zoul, CSc.
Bibliografické údaje:	počet stran: 77 počet obrázků: 85 počet příloh: 11
Klíčová slova:	uzavřený zkušební stav, točivý moment, pevnostní analýza, frekvenční analýza, vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů, vibrace, regulátory
Keywords:	automotive gearbox back-to-back test rig, torque, strength analysis, frequency analysis, eigenfrequency and eigenmode, vibrations, controllers
Abstrakt:	<p>Předmětem diplomové práce <i>Úpravy uzavřeného zkušebního stavu automobilních převodovek</i> je dokončení úprav na uzavřeném zkušebním stavu pro automobilní převodovky v laboratořích ČVUT pro dlouhodobý provoz v režimu více hladinových zkoušek. Úpravy obnáší vytvoření 3D modelu uzavřeného zkušebního stavu a jeho následné využití pro návrh ochranných krytů proti rotujícím hřídelům a pro simulaci kmitání stavu. Mezi další úkoly patří zpřesnění regulace zátěžného momentu v okruhu stavu PID regulátorem, zjištění dynamických možností stavu a návrh podpůrného členu planetového předepínacího zařízení za účelem snížení jeho kmitání.</p>

Abstract:

The subject of diploma thesis Design and control improvements of automotive gearbox back-to-back test rig is finishing of modifications on automotive gearbox back-to-back test rig placed in laboratories of CTU for long-term operation in regime of multilevel tests. Modifications involve creation of 3D model of the test rig, which is further used for design of protection covers against rotating shafts, 3D model is also used for vibration simulation of the test rig. Other tasks are precisising of regulation of load torque of test rig by PID controller, determination of dynamic capabilities of the test rig and design of supporting element of planetary preloading device in order to reduce its vibration.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu této diplomové práce Ing. Ondřeji Miláčkovi za odborné vedení, vstřícný přístup, ochotu a čas, který mi po celou dobu vytváření této diplomové práce věnoval. Rovněž tímto děkuji Ing. Václavu Zoulvi, CSc. za pomoc při realizaci úloh týkajících se frekvenčních analýz, Ing. Michalovi Vašíčkovi, Ph.D. za pomoc při realizaci úloh v programu Abaqus, Ing. Jaroslavovi Buškovi za pomoc při realizaci úlohy regulace točivého momentu a Ing. Zdeňce Jeníkové, Ph.D. za pomoc při získání potřebných materiálových vlastností.

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Úpravy uzavřeného zkušebního stavu automobilních převodovek* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Miláčka. Veškerou použitou literaturu a zdroje uvádím na konci této práce.

V Praze dne

.....

Jakub Mansfeld

Obsah

1.	Úvod	8
1.1.	Otevřený zkušební stav	8
2.	Uzavřený zkušební stav	9
2.1.	Popis uzavřeného zkušebního stavu ve VTP.....	10
2.1.1.	Princip zkoušky	10
2.1.2.	Předepínací zařízení.....	11
2.1.3.	Cíle	13
3.	3D model uzavřeného zkušebního stavu.....	14
4.	Kryty rotujících hřídelů	15
4.1.	Požadavky na kryty	15
4.1.1.	Tuhá konstrukce	15
4.1.2.	Jednoduchá konstrukce.....	15
4.1.3.	Umožnění chlazení kloubů	16
4.1.4.	Zachycení uvolněných šroubů	16
4.1.5.	Zachycení maziva z planžet	16
4.2.	3D modely krytů	16
4.3.	Pevnostní analýza krytů hřídelů	19
4.3.1.	Part	19
4.3.2.	Property.....	20
4.3.3.	Assembly.....	22
4.3.4.	Step.....	23
4.3.5.	Interaction	23
4.3.6.	Load	24
4.3.7.	Mesh	27
4.3.8.	Job	28
4.3.9.	Visualization	28
4.3.10.	Zachycení maziva z planžet a šroubů	32
4.4.	Frekvenční analýza krytů hřídelů.....	35
4.4.1.	Měření vibrací v místech uložení krytů	35
4.4.2.	Analýza naměřených dat	36
4.4.3.	Vlastní frekvence krytů.....	39
4.4.4.	Zhodnocení frekvenční analýzy	41
4.5.	Shrnutí kapitoly krytů rotujících hřídelů.....	41
5.	Vlastní frekvence a příslušné vlastní tvary kmitů konstrukce stavu.....	42

6.	Podpůrný člen elektromotoru planetového předepínacího zařízení	44
6.1.	Popis nebezpečného kmitání a následné poruchy	44
6.2.	Současné řešení	44
6.3.	Ověření současného řešení	45
6.3.1.	Vlastní tvar kmitu planetového předepínacího zařízení ve svislém směru z	46
6.3.2.	Kmitání za chodu	50
6.3.3.	Zhodnocení podpůrného členu	52
6.4.	Měření výchylek ve směru x a ve směru y	52
6.5.	Shrnutí	54
7.	Přesnější regulace předpětí v okruhu pomocí PID regulátoru	56
7.1.	Vyvození požadovaného zatížení	56
7.2.	Regulátory	56
7.2.1.	PID-regulátor	58
7.3.	Nastavení požadovaného předpětí	59
7.3.1.	Blokový diagram pro řízení planetového předepínacího zařízení	60
7.4.	Vložení PID regulace	62
7.4.1.	Nastavení konstant	64
7.5.	Shrnutí	68
8.	Dynamické možnosti uzavřeného zkušebního stavu	69
9.	Závěr	71
10.	Seznamy	73
10.1.	Seznam obrázků	73
10.2.	Seznam příloh	75
10.3.	Seznam použitých označení	75
10.4.	Seznam použité literatury	77

1. Úvod

V současné době jsou pro pohon vozidel v největší míře stále využívány spalovací motory, které transformují chemickou energii paliva na energii mechanickou. Hlavními nevýhodami těchto motorů je, že nepracují v nulových otáčkách, největší výkon jsou schopny dodávat pouze v úzké otáčkové oblasti a jejich spotřeba paliva je závislá na pracovní oblasti. Z těchto důvodů je pro správné využití spalovacího motoru nutné použít ve vozidle převodové ústrojí.

Mezi hlavní požadavky na převodové ústrojí patří otáčkové a momentové přizpůsobení režimu vstupu (motoru) s režimem výstupu (vozidla). Tuto funkci zajišťuje převodovka.

Dále je nutné, aby převodové ústrojí zajistilo rozjezd z nulové rychlosti. Tento požadavek lze zajistit použitím spojky (mechanické nebo hydrodynamické, aj.).

Na převodové ústrojí se vztahuje spousta dalších požadavků, jako je např. umožnění otáčení levého pohaněného kola a pravého pohaněného kola rozdílnou úhlovou rychlostí. To je především nutné během průjezdu obloukem. Tento požadavek je zajištěn použitím diferenciálu. Mezi další komponenty hnacího ústrojí patří např. rozvodovka a kloubové hřídele, aj. [1]

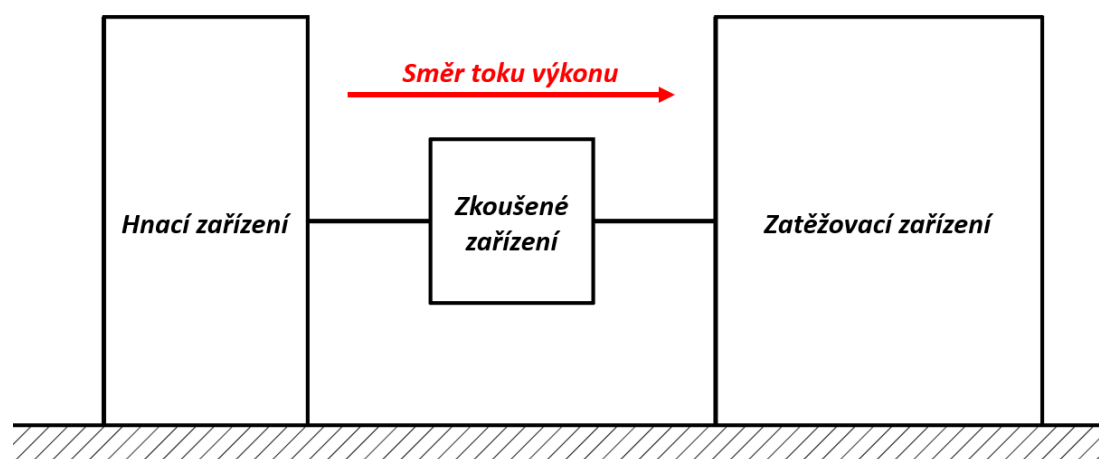
Jednotlivé komponenty jsou podrobeny různým zkouškám za účelem ověření jejich správné funkce. Zkoušky mohou být prováděny buď ve skutečném provozu nebo ve zkušebnách.

Předmětem této práce jsou úpravy na zařízení, které slouží k testování životnosti převodovek. Dalšími sledovanými parametry mohou být v případě zkoušek převodovek např. mechanická účinnost, hluk a vibrace, oteplení aj.

Životnost převodovek se v laboratorních podmínkách vyhodnocuje pomocí zkušebního stavu. Rozlišujeme otevřený a uzavřený zkušební stav.

1.1. Otevřený zkušební stav

Schéma otevřeného zkušebního stavu je zobrazeno na obr. 1.



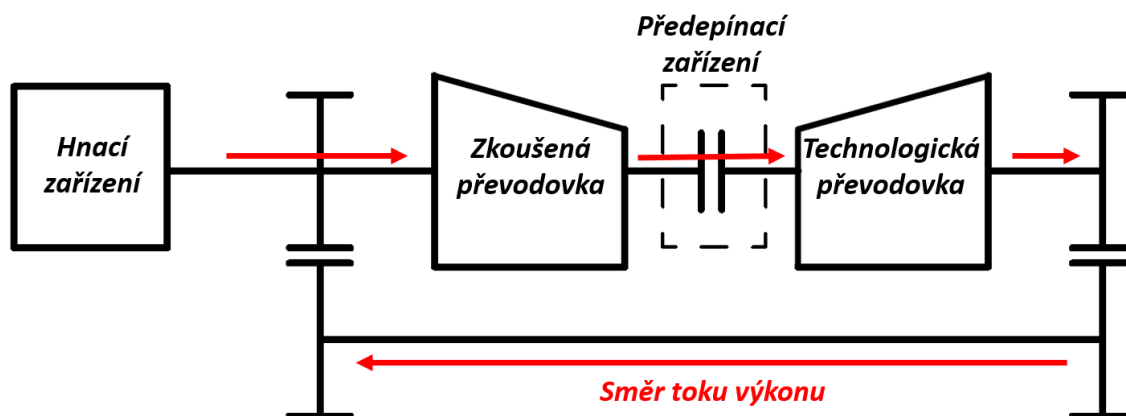
Obrázek 1 - Schéma otevřeného zkušebního stavu

Výkon je přiváděn z hnacího zařízení (např. dynamometr) na zkoušené zařízení (např. převodovka) přes které je odváděn do zatěžovacího zařízení (např. výkonová brzda), kde je následně mařen. Tímto způsobem je testovaný objekt během zkoušky zatížen. Za účelem urychlení zkoušky bývá zatížení testovaného objektu vyšší než zatížení při běžném

provozu. Nevýhodou tohoto řešení jsou vysoké investiční a provozní náklady, jelikož celý protékající výkon je mařen v zatěžovacím zařízení. Tyto energetické ztráty je možné snížit, pokud zatěžovací zařízení umožňuje rekuperaci vynaložené energie do sítě. [2]

2. Uzavřený zkušební stav

Schéma uzavřeného zkušebního stavu je zobrazeno na obr. 2.



Obrázek 2 - Schéma uzavřeného zkušebního stavu

Vzhledem k tomu, že se jedná o uzavřený okruh, tak výkon v této smyčce cirkuluje. Pohon (např. elektromotor) zde tedy slouží pouze k pokrytí ztrát soustrojí. Výkon prochází zkoušenou převodovkou a pokračuje přes předepínací zařízení, které vnáší do okruhu zatížení. Dále výkon z předepínacího zařízení pokračuje do technologické převodovky, která slouží k uzavření okruhu. Z technologické převodovky je výkon veden zpět na vstup do zkoušené převodovky. Tímto způsobem je testovaný objekt během zkoušky zatížen. Za účelem urychlení zkoušky bývá zatížení testovaného objektu vyšší než zatížení při běžném provozu. Nevýhodou je v tomto případě nutnost použití dvou převodovek. Mezi výhody patří malé provozní a investiční nároky. [2]

2.1. Popis uzavřeného zkušebního stavu ve VTP

Předmětem této práce jsou úpravy na uzavřeném zkušebním stavu umístěném ve vědeckotechnickém parku v Roztokách (VTP). Slouží k testování životnosti převodovek a je zobrazen na obr. 3.

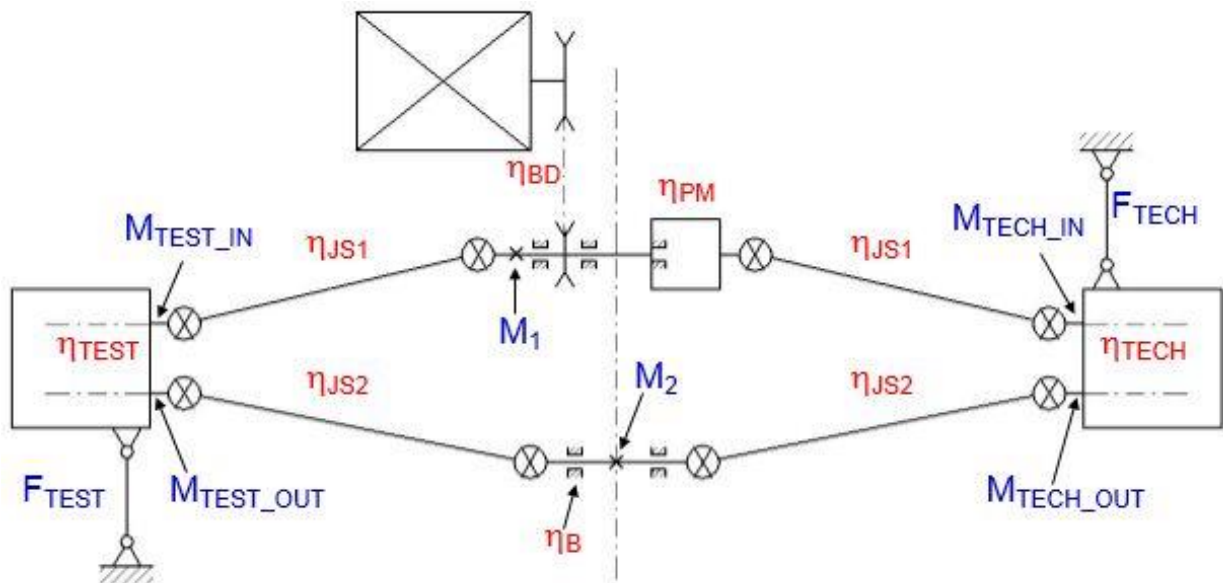


Obrázek 3 - Uzavřený zkušební stav ve VTP

Skládá se z rámu, který je převážně tvořen nosníky profilu H a U, které jsou svařeny nebo spojeny šroubovými spoji. K rámu jsou pomocí silentbloků připevněny dva bloky motoru s příslušnými převodovkami. Na jedné straně je převodovka zkoušená a na druhé straně je převodovka technologická, která slouží k uzavření okruhu. Podmínkou pro správnou funkci uzavřeného zkušebního stavu není použití dvou shodných převodovek, ale použití dvou převodovek se shodným převodovým poměrem. U tohoto stavu jsou obě převodovky shodné. Mezi další hlavní prvky stavu patří elektromotor ABB M3BP180M2 s výkonem 22 [kW], kloubové hřídele a předepínací zařízení, které do okruhu vnáší požadované zatížení.

2.1.1. Princip zkoušky

Na začátku se na testovací a technologické převodovce nastaví shodný převodový stupeň. Poté se okruh stavu předepne, resp. se vyvodí točivý moment pomocí předepínacího zařízení. Tento moment reprezentuje zatížení zkoušené převodovky. Následně se spustí elektromotor ABB, který roztočí celý okruh na požadované otáčky. Díky tomu, že se jedná o uzavřený okruh, tak výkon v této smyčce cirkuluje a elektromotor ABB tak v okruhu slouží jen k pokrytí ztát, které vznikají např. v ložiskách a na ozubení. Schematicky je tento okruh zobrazen na obr. 4.



TEST – tested gbx., TECH – technological gbx., JS – joint shaft,
B – bearing, BD – belt drive, PM – pretension mechanism

Obrázek 4 – Schéma uzavřeného zkušebního stavu ve VTP

Otáčky horních hřídelí mohou být během zkoušky až 4000 [1/min] a v okruhu může být předpětí až 200 [Nm]. Takto vysoké hodnoty jsou zvoleny za účelem urychlení zkoušky. Hodnota maximálních otáček je omezena otáčkami elektromotoru a řemenovým převodem. Hodnota maximálního momentu je omezena únosností kloubových hřídelů. Stav byl konstruován pro převodovky MQ200.

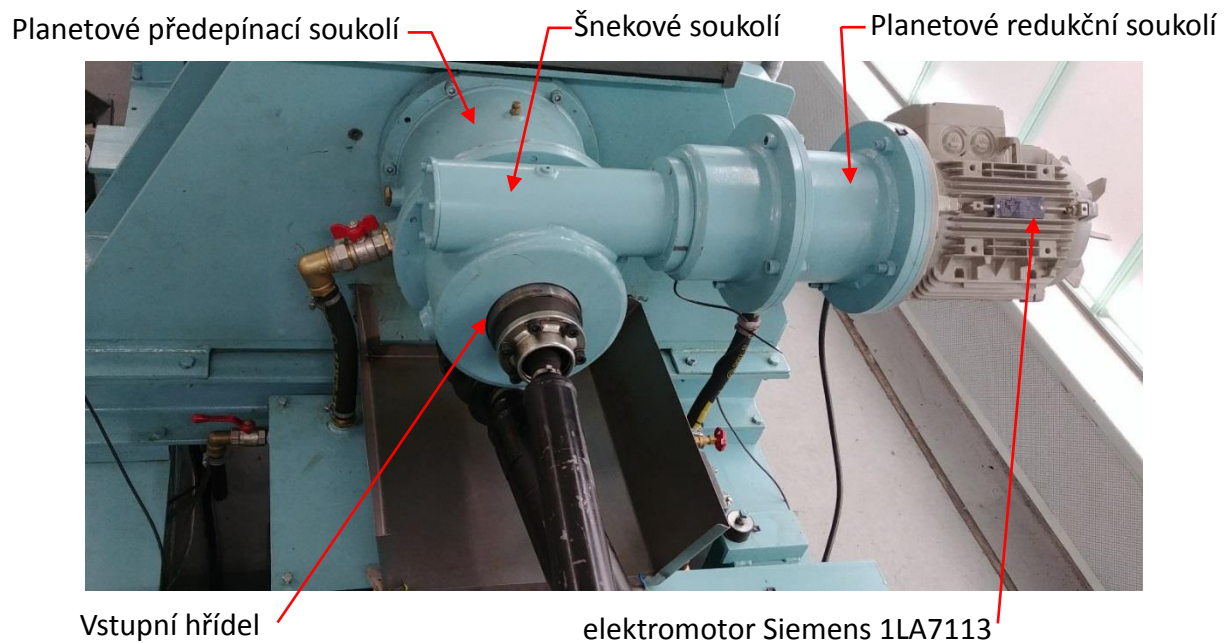
Tímto způsobem je testovaná převodovka zatížena po dobu několika hodin až dní, dokud nedojde k příliš velkému opotřebení. Okamžik velkého opotřebení je vyhodnocen operátorem na základě měřených vibrací testované převodovky, hluku a jiných aspektů. Operátor ukončí zkoušku jejímž výsledkem jsou opotřebovaná ozubená soukolí a jim odpovídající naměřená data (např. kolik cyklů ozubené kolo vydrží).

Pro tento zkušební stav jsou k dispozici dvě předepínací zařízení, která vytváří požadované zatížení.

2.1.2. Předepínací zařízení

Jedním zařízením je šnekové předepínací zařízení s třecí spojkou ETP-Techno, které se využívá pro jedno hladinové zkoušky. U jedno hladinové zkoušky nelze měnit zatížení převodovky za chodu a nastavené předpětí je tak konstantní po celou dobu zkoušky. Toho je docíleno natočením horních souosých hřídelů ve středu stavu proti sobě a jejich následnou aretací zmíněnou třecí spojkou. Tomuto zařízení není v této práci věnována velká pozornost.

Pro více hladinové zkoušky, u kterých lze měnit zatížení za chodu, se používá planetové předepínací zařízení. To je zobrazeno na obr. 5.

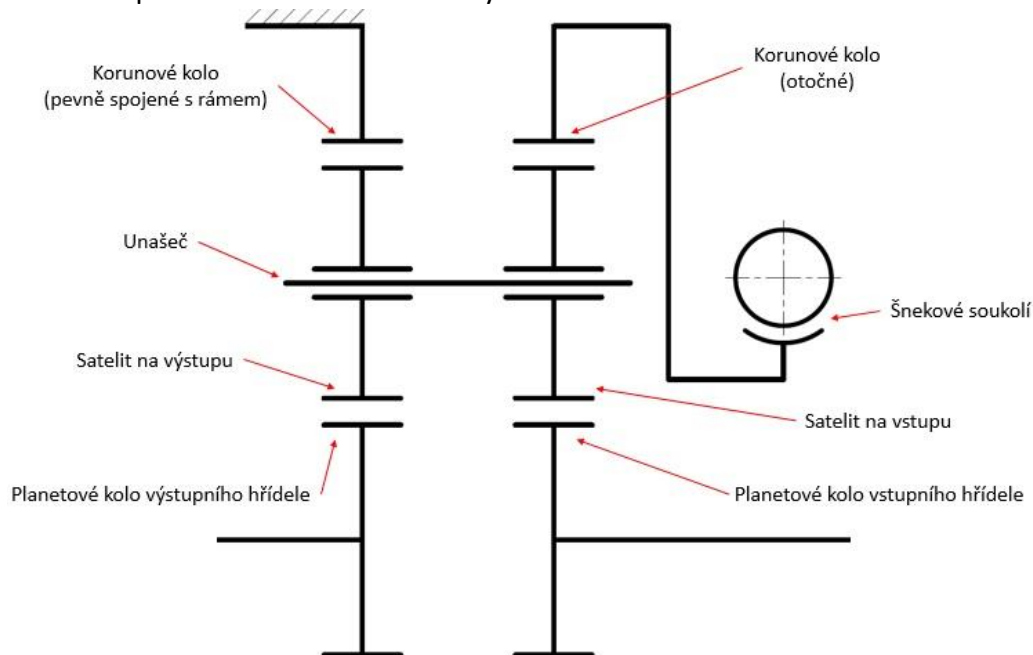


Obrázek 5 - Planetové předepínací zařízení s popisem

Princip vzniku předpětí je patrný z obr. 6.

Koruna planetového předepínacího soukolí výstupního hřídele je nepohyblivá (pevně spojená s rámem) a koruna planetového soukolí vstupního hřídele je otočná. Předpětí je tedy v tomto případě vyvoláno natočením otočného korunového kola. Natočení otočné koruny provádí elektromotor.

Samotný elektromotor by planetovému předepínacímu soukolí dodával malý točivý moment a vysoké otáčky. Pro nastavení požadovaného předpětí v okruhu je vhodné pohánět planetové předepínací soukolí vyšším momentem a nízkými otáčkami. Z tohoto důvodu je mezi šnekové soukolí a elektromotor vloženo planetové redukční soukolí s převodovým poměrem 1:10. Výstupní otáčky z planetového redukčního soukolí jsou tedy desetkrát nižší a moment je vlivem účinnosti převodu téměř desetkrát vyšší.



Obrázek 6 - Schéma planetového předepínacího soukolí

Tímto způsobem lze tedy měnit natočení sousých hřídelí, resp. obou jejich planetových kol za chodu a provádět tak více hladinové zkoušky.

2.1.3. Cíle

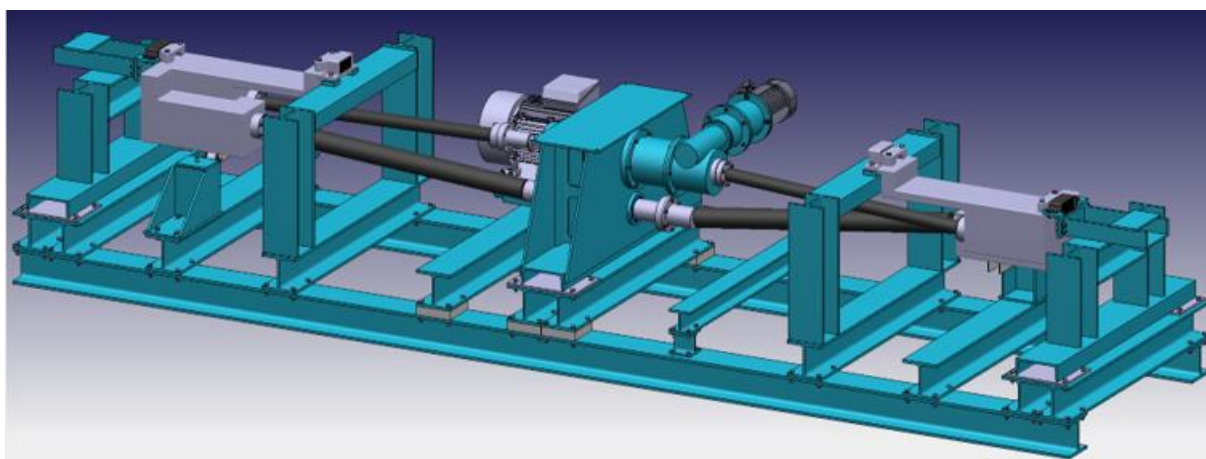
Cílem této práce je zkonstruovat kryty kloubových hřídelů ve středové části stavu včetně jejich výrobní dokumentace, dále stanovit vlastní frekvence a jim příslušné vlastní tvary kmitů konstrukce stavu a navrhnout parametry podpůrného členu pro planetové předepínací zařízení včetně jeho výrobní dokumentace. Pro tyto úkoly je také potřeba vytvořit 3D model uzavřeného zkušebního stavu. Dalšími úkoly je vylepšení regulace planetového předepínacího zařízení pro změny momentu a také zjištění ramp změn zátěžného momentu pro jednotlivé rychlostní stupně.

Řešení jednotlivých úkolů je popsáno v následujících kapitolách.

3. 3D model uzavřeného zkušebního stavu

Vytvořený model poslouží k návrhu tvarů a rozměrů krytů a dále k výpočtu vlastních frekvencí a jim odpovídajícím vlastním tvarům kmitů.

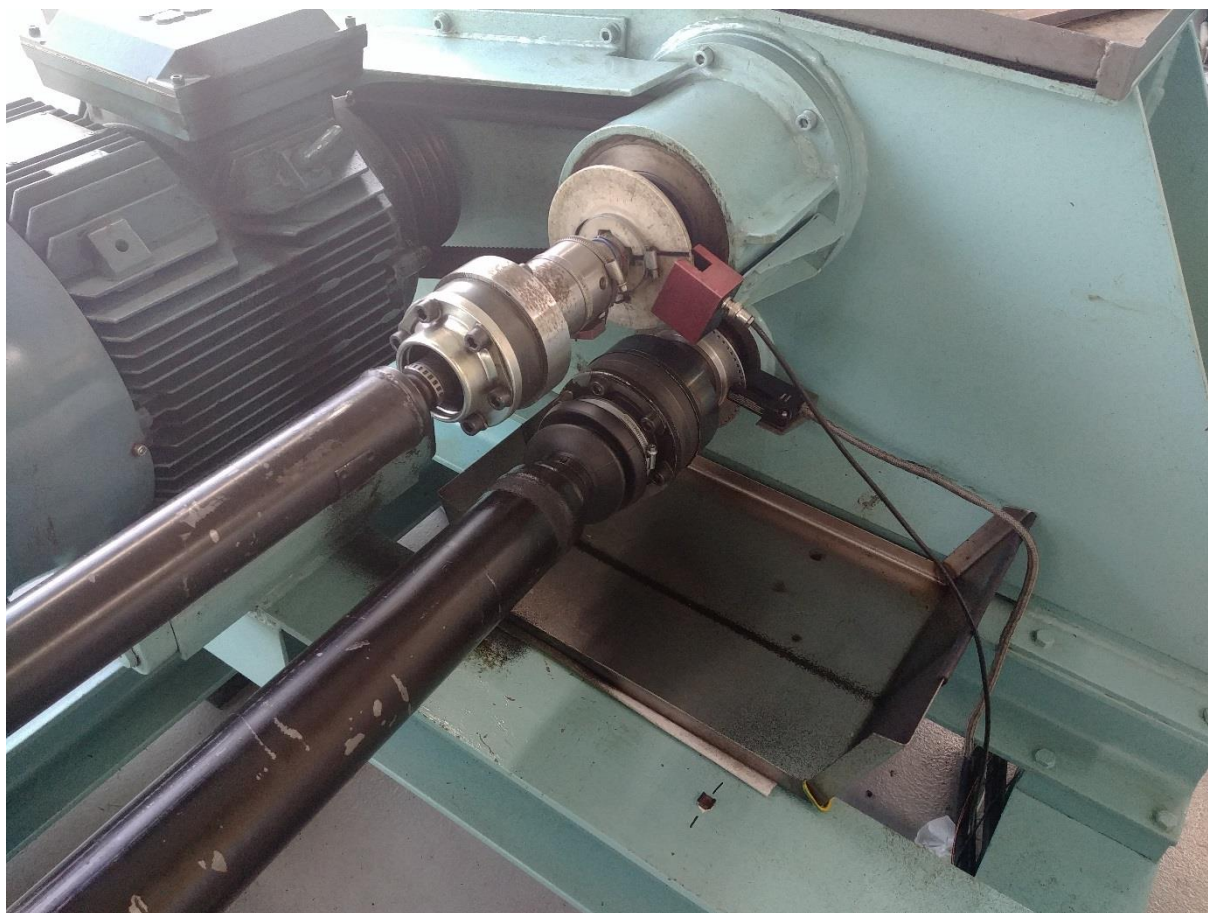
3D model uzavřeného zkušebního stavu je vytvořen v programu Catia V5-6R2018. Většina součástí modelu jsou tvarově jednoduché prvky. Jedná se převážně o nosníky typu H nebo U, u kterých stačí nakreslit příslušný profil do 2D roviny a ten následně vytáhnout do prostoru. Analogicky podobným přístupem byly modelovány ostatní součásti jako šrouby, podložky, matice, hřídele, řemenice, příruby, svařované součásti atd. Modely strojních součástí jako ložiska a elektromotory byly staženy z webové stránky www.traceparts.com. Místo tvarově složitých součástí jako např. testovaná a technologická převodovka jsou v modelu vytvořena hranatá tělesa, která respektují skutečnou polohu uložení kloubových hřídelů. Ta je důležitá pro manipulaci s hřídelemi v další úloze této práce. Některé části stavu jsou symetrické, což jistě snížilo náročnost při tvorbě modelu. Celý 3D model je nahrán na CD v příloze. Výsledný zpracovaný model je zobrazen na obr. 7.



Obrázek 7 - 3D model uzavřeného zkušebního stavu

4. Kryty rotujících hřídelů

Cílem této úlohy je vytvoření bezpečnostního opatření proti volnému pohybu kloubových hřídelů ve středových částech stavu, ke kterému by mohlo dojít vlivem uvolnění šroubů kloubových hřídelů nebo vlivem jiné poruchy. Ukázka středové části na straně stavu se zkoušenou převodovkou je zobrazena na obr. 8.



Obrázek 8 - Středová část stavu, zkoušená strana

4.1. Požadavky na kryty

Nejprve je vhodné stanovit požadavky, které je pro vytvoření krytů potřeba splnit.

4.1.1. Tuhá konstrukce

Kryty rotujících hřídelů budou upevněny přímo k rámu uzavřeného zkušebního stavu pomocí šroubových spojů. Konstrukce krytů musí být dostatečně tuhá, aby v případě uvolnění rotujícího hřídele došlo k jeho zastavení. Dále je tuhá konstrukce vhodná, jelikož kryty jsou umístěny na vibrující konstrukci, ze které se na ně budou přenášet vibrace.

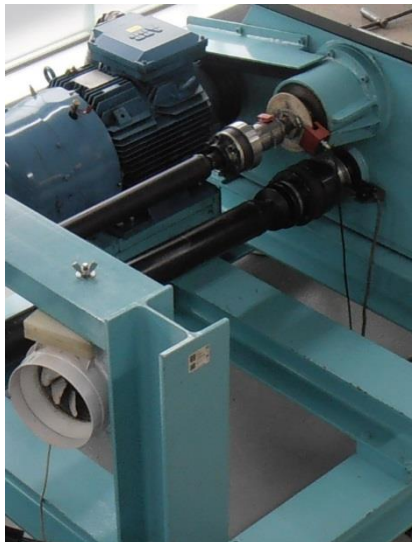
4.1.2. Jednoduchá konstrukce

Jednoduchá konstrukce je vhodná z důvodu použití nenáročné technologie výroby. Jednoduchou konstrukcí krytu se rozumí běžné geometrické tvary.

Dále je také vhodné, aby kryt co možná nejméně komplikoval výměnu předepínacího zařízení.

4.1.3. Umožnění chlazení kloubů

Zkouška životnosti testované převodovky v uzavřeném zkušebním stavu může trvat až několik dní. Otáčky horních hřídelí mohou být při těchto testech až 4000 [1/min], což způsobuje zahřívání kloubů hřídelů. Z tohoto důvodu jsou k rámu stavu připevněny ventilátory, které směřují chladicí proud vzduchu do míst kloubů hřídelů. To je zobrazeno na obr. 9.



Obrázek 9 - Chlazení kloubů ventilátorem

Z toho plyne, že kryty rotujících hřídelů musí umožnit průchod proudu vzduchu do míst kloubů a nelze tedy části krytu umístit těsně ke kloubům nebo do takové polohy, aby bránily chlazení.

4.1.4. Zachycení uvolněných šroubů

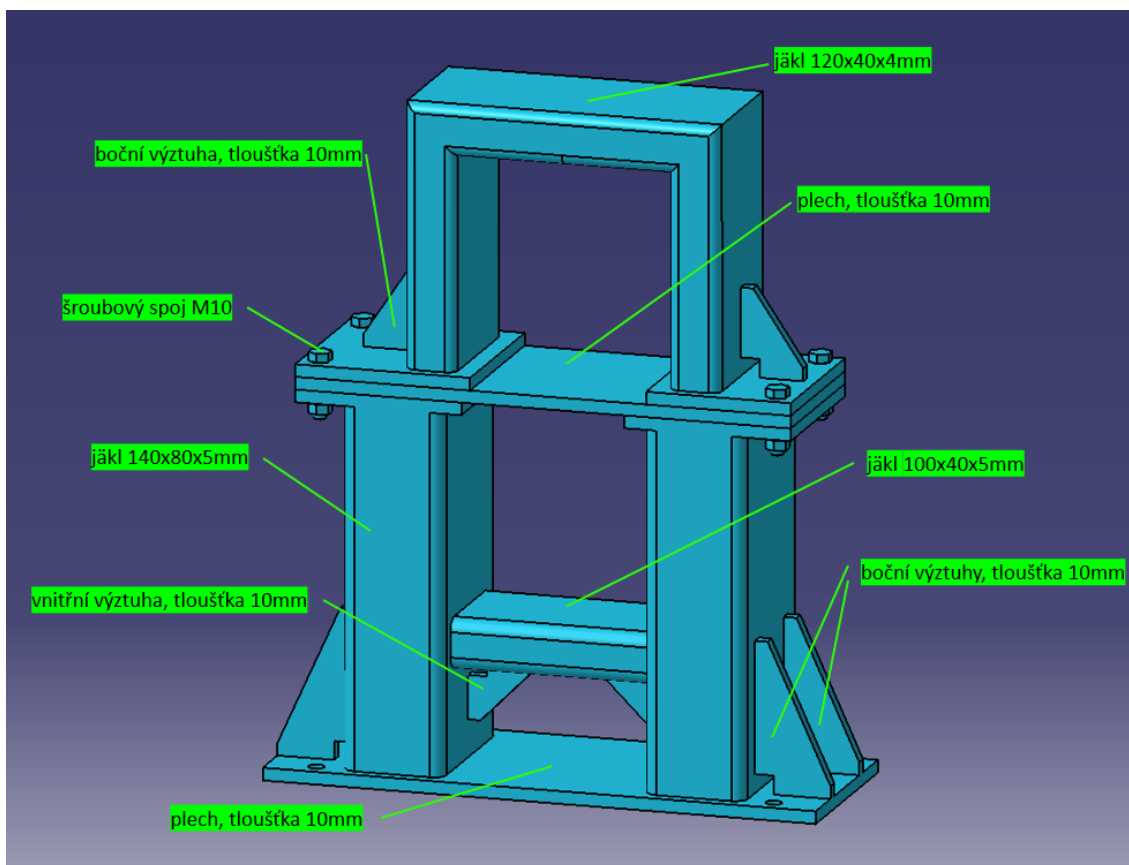
Vlivem poruchy, která by způsobila uvolnění šroubů rotujících kloubových hřídelů, by tyto šrouby mohly být odstředivou silou uvolněny do okolí. Je tedy nutné, aby šrouby vymrštěné do okolí byly zachyceny.

4.1.5. Zachycení maziva z planžet

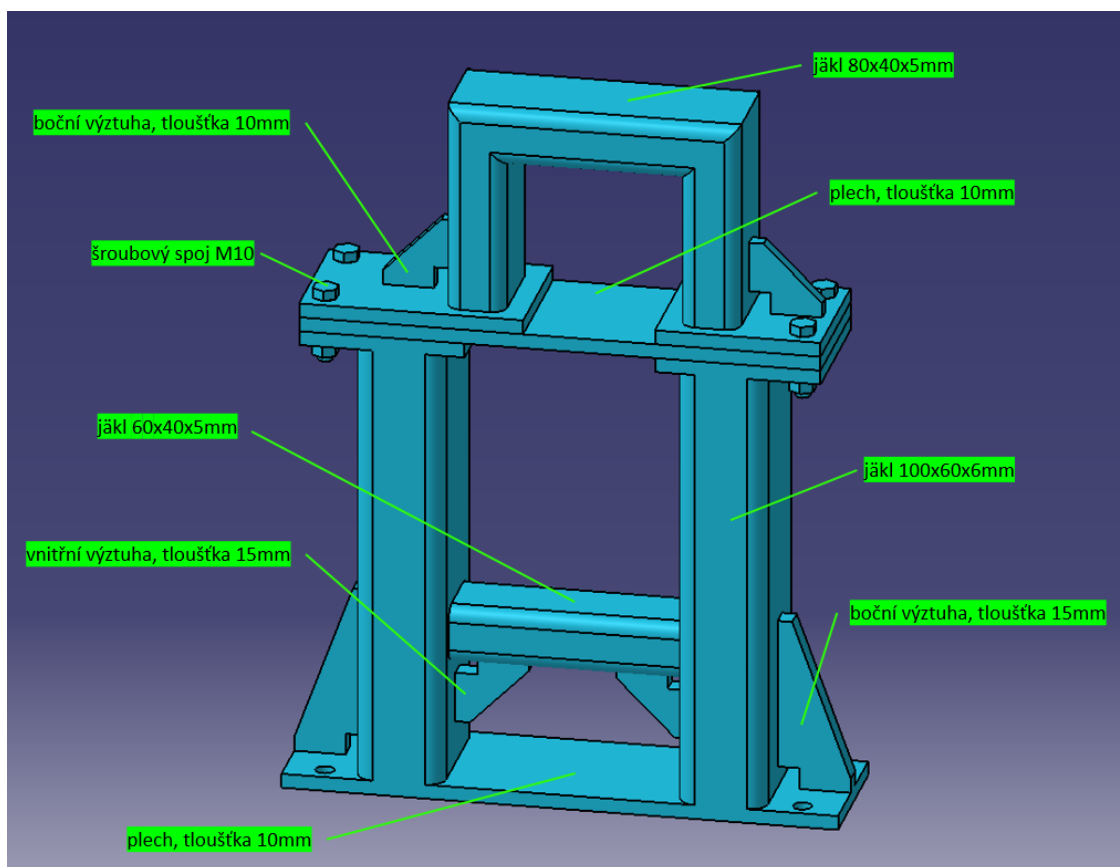
V místech kloubů kloubových hřídelů často dochází během zkoušky vlivem odstředivé síly k úniku maziva, které je potřebné pro správnou funkci kloubového spoje. Mazivo je tak volně rozstříkováno do prostoru a dopadá na okolní zařízení. Ideálně by měl kryt tomuto problému také zamezit.

4.2. 3D modely krytů

Podle požadavků byly vytvořeny 3D modely krytů, které jsou zobrazeny na obr. 10 a na obr. 11.

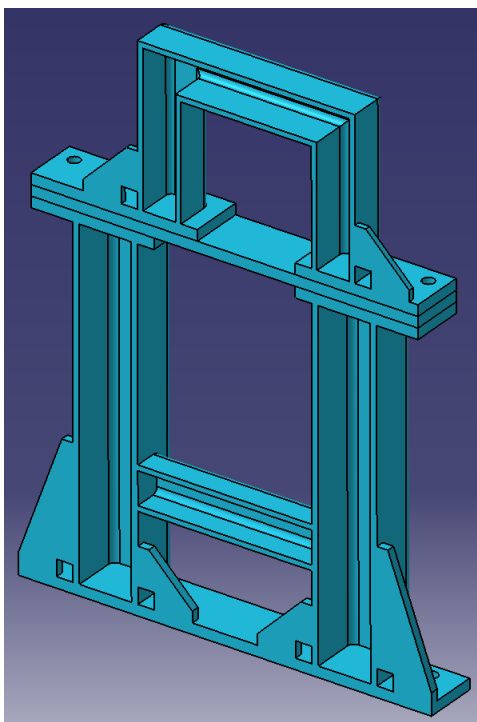


Obrázek 10 - 3D model krytu u elektromotoru ABB



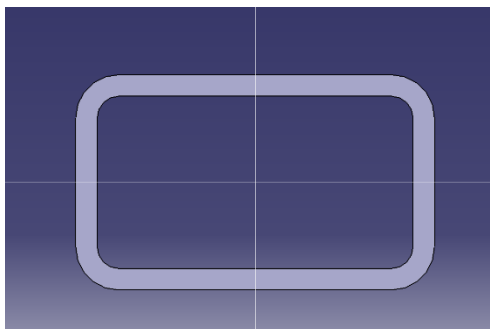
Obrázek 11 - 3D model krytu u předepínacího zařízení

Pro názornost je na obr. 12 zobrazen řez sestavy krytu na zkoušené straně stavu.



Obrázek 12 - Řez krytu technologické strany

Sestava krytu se skládá ze tří součástí, které jsou k sobě spojeny šroubovými spoji M10. K upevnění k rámu stavu slouží čtyři díry pro šroubové spoje M12. Konstrukce se skládá z ocelových plechů a dutých profilů s obdélníkovým průřezem. Tento profil zajišťuje dostatečnou tuhost a je zobrazen na obr. 13.



Obrázek 13 - Dutý profil s obdélníkovým průřezem

Materiálem tohoto profilu je ocel S235JRH (obdobná 11 375) vhodná ke svařování. Plechy a profily, resp. jákly jsou vybrány z webových stránek <https://online.ferona.cz>. Jednotlivé díly jsou k sobě svařeny podle výkresů v příloze.

V případě výměny předepínacího zařízení se vyjme horní část krytu, poté se uvolní hřídel, a nakonec se vymění předepínací zařízení.

Kryty jsou od rotujících hřídelí vzdáleny ve všech směrech přibližně o 20 [mm] tak, aby se proud chladícího vzduchu dostal do míst kloubů. Simulace proudění vzduchu ke kloubu není v této práci realizována. Pokud by se vlivem umístění krytů na uzavřený zkušební stav

nedostávalo ke kloubu dostatečné množství vzduchu, bylo by vhodné lépe nasměrovat ventilátor na klouby nebo použít deflektory pro optimalizaci proudění vzduchu.

Zachycení uvolněných šroubů je řešeno samostatně spolu se zachycením maziva na konci kapitoly pevnostní analýzy krytů hřídelů.

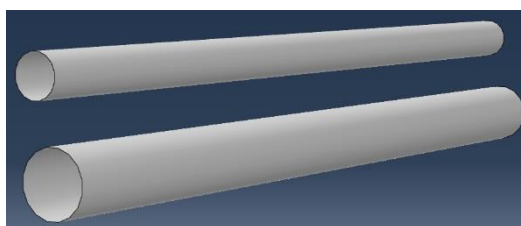
4.3. Pevnostní analýza krytů hřídelů

Pevnostní analýza krytů je řešena metodou konečných prvků v programu Abaqus 6.14-5 CAE, kde je simulována úloha nárazu hřídele do krytu. Dále budou vysvětleny podmínky výpočetní úlohy pro kryt na straně stavu zkoušené převodovky, které se v programu Abaqus nastavují v jednotlivých modulech. Analogickým postupem je řešen i kryt na straně stavu s technologickou převodovkou. Základní jednotky užívané ve výpočtu jsou milimetry, tuny a sekundy.

4.3.1. Part

Modul part slouží k vytvoření geometrie testovaných součástí. Všechny součásti jsou modelovány jako 2D plochy ve 3D prostoru, kterým jsou v následujícím modulu Property přiřazeny tloušťky. Tento postup se běžně používá za účelem snížení výpočetního času.

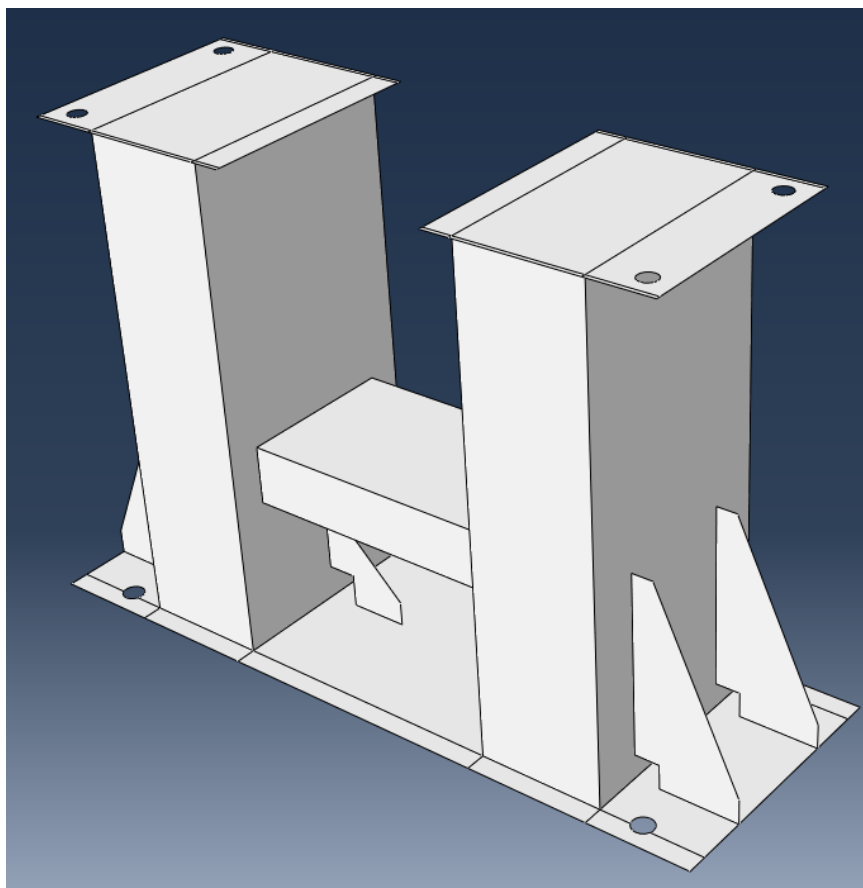
Vytažením 2D náčrtu kružnice jsou vytvořeny ve 3D prostoru dvě hřídele. Ty jsou zobrazeny na obr. 14.



Obrázek 14 - Hřídele pro simulaci nárazu

Simulace je zjednodušena na náraz ocelových hřídelí stejného průřezu a délky jako jsou hřídele skutečné. Klubová vazba na konci hřídele není modelována, ale po předepsání tlouštěk budou hmotnosti těchto hřídelů dostatečně odpovídat hmotnosti hřídelů skutečných. Délka hřídelů je přibližně 1,2 [m]. Hornímu hřídeli je v modulu property předepsána tloušťka 5 [mm] a dolnímu hřídeli tloušťka 8 [mm].

V případě větších sestav a geometricky složitějších součástí lze do modulu part importovat modely z CAD programů. V tomto případě jsou do modulu Part importovány tři součásti (spodní, střední a vrchní část krytu). Ukázka importované součásti z programu Catia V5 6R2018 do programu Abaqus 6.14-5 CAE je zobrazen na obr. 15.



Obrázek 15 - Ukázka importované součásti z programu Catia do programu Abaqus

Zaoblení uzavřených obdélníkových profilů nejsou modelovány za účelem vytvoření rovnoměrně rozložené sítě. V případě jejich uvažování by totiž vznikaly velmi malé elementy, což by mělo za následek delší výpočetní čas.

4.3.2. Property

Modul Property slouží k definování materiálu součástí, k definování tloušťek ploch, k definování polohy těžiště tuhých těles atd.

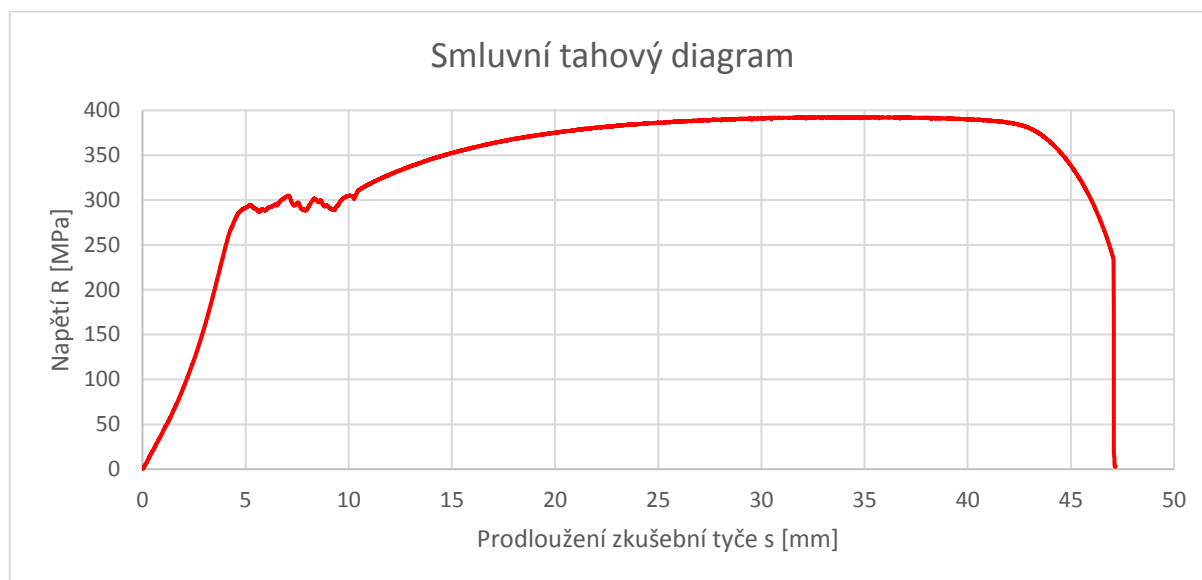
V tomto případě je nejprve nutné definovat materiál a ten se následně přiřadí příslušné součásti. Materiálem je ocel S235JRH, resp. výrobcem udávaná obdobná ocel 11 375.

K definování materiálu je potřeba do programu vyplnit hustotu materiálu, modul pružnosti v tahu, resp. Youngův modul, Poissonovu konstantu materiálu a plastické vlastnosti materiálu. Hustota oceli je $7,85 \cdot 10^{-9} [t/mm^3]$, modul pružnosti oceli je přibližně $200000 [MPa]$ a Poissonova konstanta $0,3 [-]$. Plastickými vlastnostmi materiálu se rozumí souřadnice bodů v plastické oblasti skutečného tahového diagramu. Z internetových nebo jiných zdrojů se nepodařilo vyhledat tahový diagram příslušného materiálu, a tak byla ve školních laboratořích na Karlově náměstí na ústavu materiálového inženýrství provedena tahová zkouška zkušební tyče kruhového průřezu z oceli 11 375. Délka zkušební tyče před zkouškou je $l_0 = 140 [mm]$ a její průměr je $d = 14 [mm]$. Ta je zobrazena na obr. 16.



Obrázek 16 - Přetržená zkušební tyč

Zaznamenaný průběh prodloužení tyče v závislosti na napětí je zobrazen na obr. 17.



Obrázek 17 - Získaná závislost prodloužení zkušební tyče

V porovnání s ostatními naměřenými diagramy na ústavu materiálového inženýrství je tento diagram na straně bezpečnosti, jelikož napětí smluvního diagramu nedosahuje ani 400 [MPa]. U ostatních smluvních tahových diagramů se dosahovalo meze pevnosti v tahu i 455 [Mpa] při delším prodloužení zkušební tyče. Internetové zdroje uvádějí hodnotu tohoto napětí až 510 [MPa]. [3] Síla při přetržení zkušební tyče byla přibližně 36,4 [kN] a průměr tyče byl v místě přetržení přibližně 7 [mm]. Napětí při přetržení je přibližně

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{F}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)} = \frac{36400}{\left(\frac{\pi \cdot 7^2}{4}\right)} = 945 \text{ [MPa]} \quad (1)$$

Body rovnoměrné plastické deformace lze získat následujícím postupem. Zaznamenané napětí R je vztažené k původnímu průřezu nedeformované tyče S_0 podle vztahu

$$R = \frac{F}{S_0} \quad (2)$$

kde F je síla potřebná k prodloužení zkušební tyče o délku s . Jedná se tedy o smluvní napětí, které nezohledňuje změnu průřezu zkušební tyče.

Pro simulaci nárazu je nutné definovat v modulu Property body skutečného tahového diagramu $\sigma = f(\varphi)$. Skutečné napětí σ se určí podle vztahu

$$\sigma = R \cdot (1 + e) . \quad (3)$$

Relativní (poměrné) prodloužení e lze spočítat z okamžité měřené délky deformované tyče l a původní délky tyče l_0 vztahem

$$e = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{s}{l_0} . \quad (4)$$

Okamžité prodloužení φ se spočítá podle vztahu

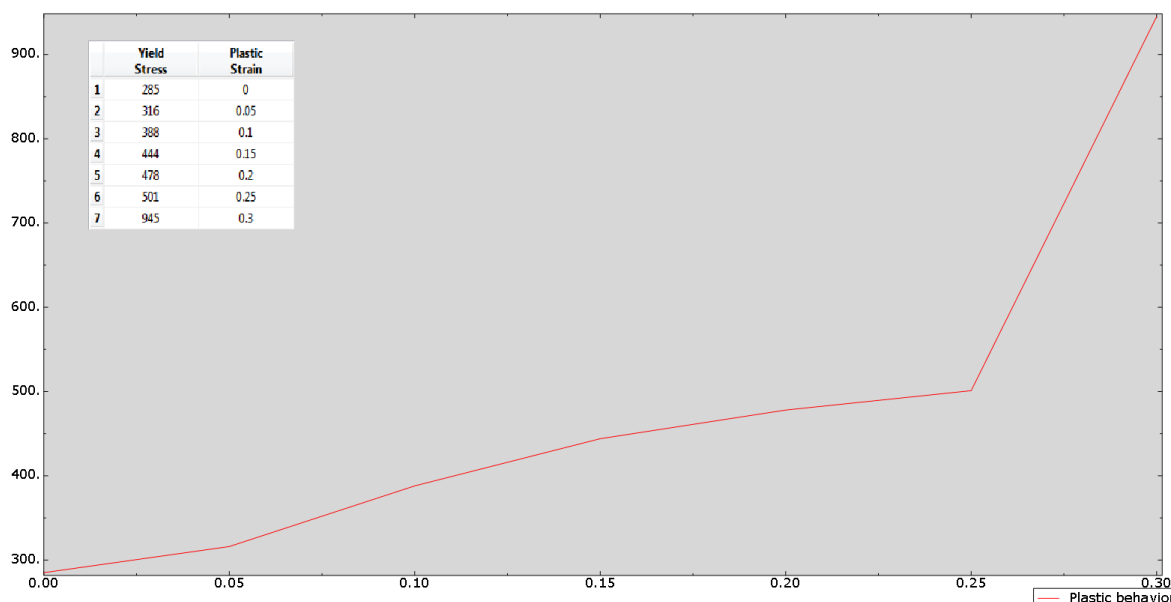
$$\varphi = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) = \ln\left(\frac{l_0 + s}{l_0}\right) = \ln(1 + e) . \quad (5)$$

Pro bod o souřadnicích $s = 7,18$ [mm] a $R = 300,98$ [MPa] jsou z obr. 17 vypočteny souřadnice bodu skutečného tahového diagramu jako

$$\sigma = R \cdot \left(1 + \frac{s}{l_0}\right) = 300,98 \cdot \left(1 + \frac{7,18}{140}\right) \approx 316 \text{ [MPa]} , \quad (6)$$

$$\varphi = \ln\left(1 + \frac{s}{l_0}\right) = \ln\left(1 + \frac{7,18}{140}\right) \approx 0,05 \text{ [-]} . \quad (7)$$

Takto bylo analogicky vybráno z obr. 17 několik bodů, ze kterých byly podle vzorců (3) a (5) vypočteny souřadnice bodů v plastické oblasti skutečného tahového diagramu. Ty byly zavedeny do programu podle obr. 18.



Obrázek 18 - Plastické vlastnosti materiálu

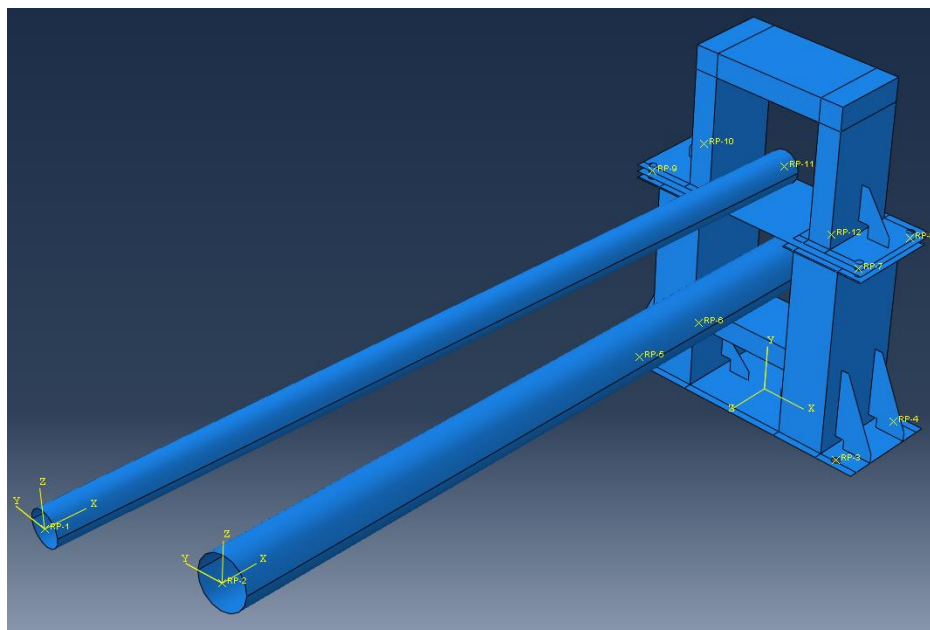
Tento definovaný materiál byl následně přiřazen jednotlivým částem krytu. Dále byla v tomto modulu krytům předepsána tloušťka jejich jednotlivých částí.

Označení materiálů ocelových hřídelů bohužel není k dispozici, a tak byly hřídelům předepsány stejné materiálové vlastnosti jako krytům. Neznalost průběhu napětí hřídelů v oblasti plastických deformací negativně výsledkem neovlivní, jelikož z hlediska simulace je podstatné, aby model hřídele reprezentoval skutečné těleso jeho délkou, hmotností a okrajovými podmínkami jako jsou např. předepsané otáčky.

4.3.3. Assembly

Modul Assembly slouží k vytvoření sestavy, lokálních souřadných systémů atd.

V tomto případě se všechny díly umístí do správné pozice v prostoru tak, jako je to zobrazeno na obr. 19.



Obrázek 19 - Vytvořená sestava v modulu Assembly

4.3.4. Step

Modul Step slouží k definování typu úlohy. Úloha může být definována jako statická, dynamická nebo jako výpočet vlastních frekvencí a mnoho dalších variant.

V tomto případě je zvolena dynamická explicitní úloha. To znamená, že každému výpočtovému kroku je nutné předepsat čas jeho trvání. Simulace nárazu je rozdělena do třech kroků.

První krok slouží k předepsání úhlové rychlosti hřídelům. Jedná se o část úlohy, ve které hřídele pouze rotují bez jakékoliv poruchy. Délka kroku je 0,01 [s].

Druhý krok slouží k uvedení rotujících hřídelí do pohybu proti krytu. Délka tohoto kroku je 0,0005 [s].

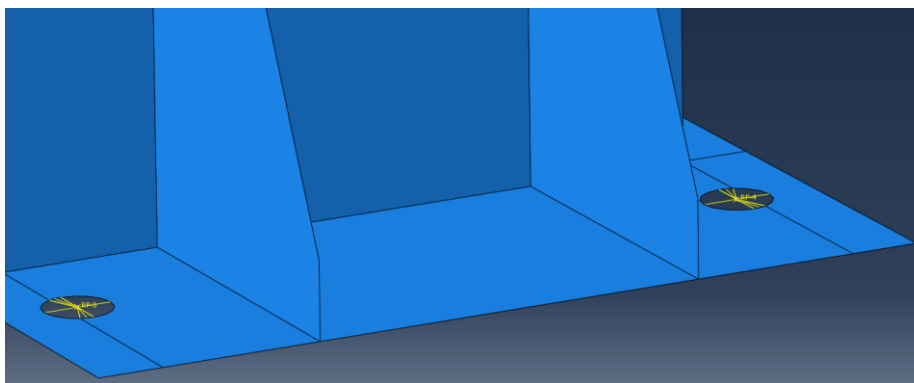
Ve zbylých krocích se jen již sledují dopady zátěžných podmínek na kryt.

4.3.5. Interaction

Modul Interaction slouží k vytvoření referenčních bodů vzájemných vazeb a kontaktů mezi tělesy.

V tomto případě je na celý model definovaná interakce mezi všemi tělesy v normálovém směru jako hard contact a v tečném směru jako penalty, resp. tření ocel-ocel o hodnotě 0,3 [–].

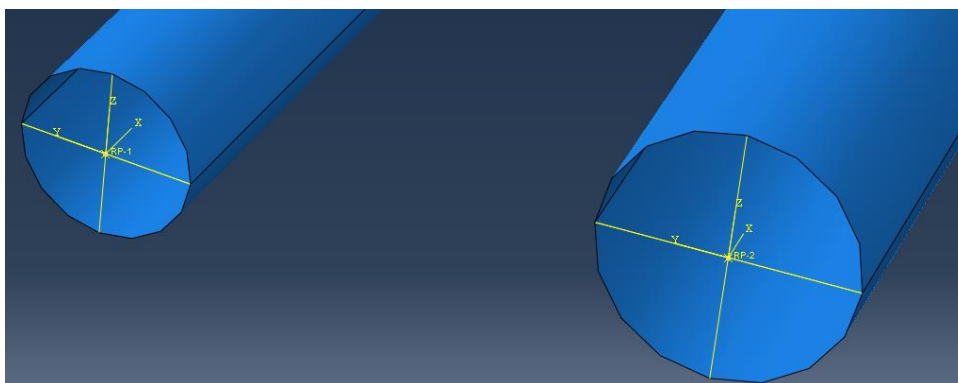
Dále jsou vytvořeny referenční body, které jsou vazbou coupling svázány s dírami pro šrouby krytu podle obr. 20.



Obrázek 20 – Ukázka vazeb k uložení krytu

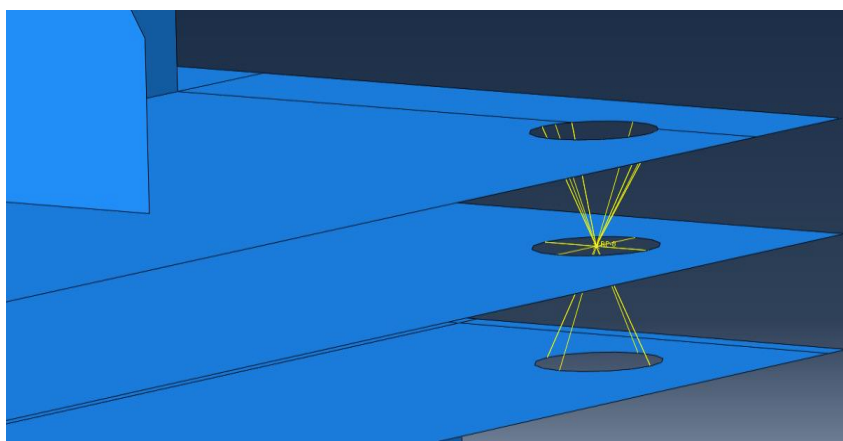
Referenčním bodům jsou předepsány v modulu Load nulové posuvy a natočení, což reprezentuje uložení krytu.

Analogicky jsou vytvořeny referenční body pro uložení hřídelů, které jsou s nimi také svázány vazbou coupling podle obr. 21.



Obrázek 21 - Vazba k uložení hřídelí

Spojení jednotlivých částí krytů k sobě je také zjednodušeně řešeno vazbou coupling podle obr. 22.



Obrázek 22 – Vazby ke spojení jednotlivých částí krytu

4.3.6. Load

Modul load slouží k uložení součásti, k definování zatížení součásti aj.

V tomto případě je součástí uložena vetknutím referenčních bodů v místech šroubových spojů spodní části krytu, které reprezentuje upevnění k rámu stavu. Těmto referenčním bodům je tedy předepsána podmínka nulových posuvů a nulových natočení ve všech směrech.

Vytvořeným referenčním bodům hřídelů jsou předepsány pouze nulové posuvy ve všech směrech. To reprezentuje kloubové uložení hřídelů.

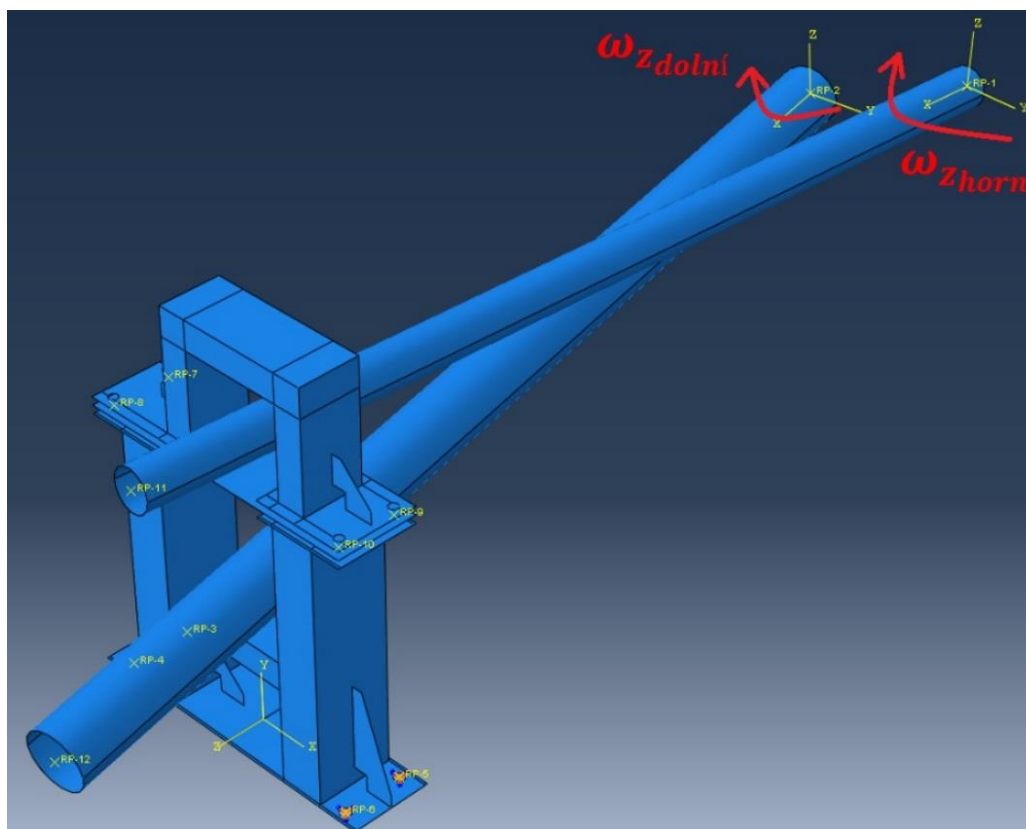
Otáčky hřídelí jsou uvažovány nejvyšší možné, tj. 4000 [1/min] pro horní hřídel a 1433 [1/min] pro hřídel dolní. Otáčky je do programu nutné zadat jako úhlovou rychlost. Do programu jsou tedy zapsány úhlové rychlosti hřídelů se jako

$$\omega_{x \text{ horní}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4000}{60} \cong 419 \text{ [rad/s]} \quad (8)$$

$$\omega_{x \text{ dolní}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1433}{60} \cong 150 \text{ [rad/s]} \quad (9)$$

Na hřídele je rovněž aplikováno gravitační zrychlení $g = 9810 \text{ [mm/s}^2\text{]}$.

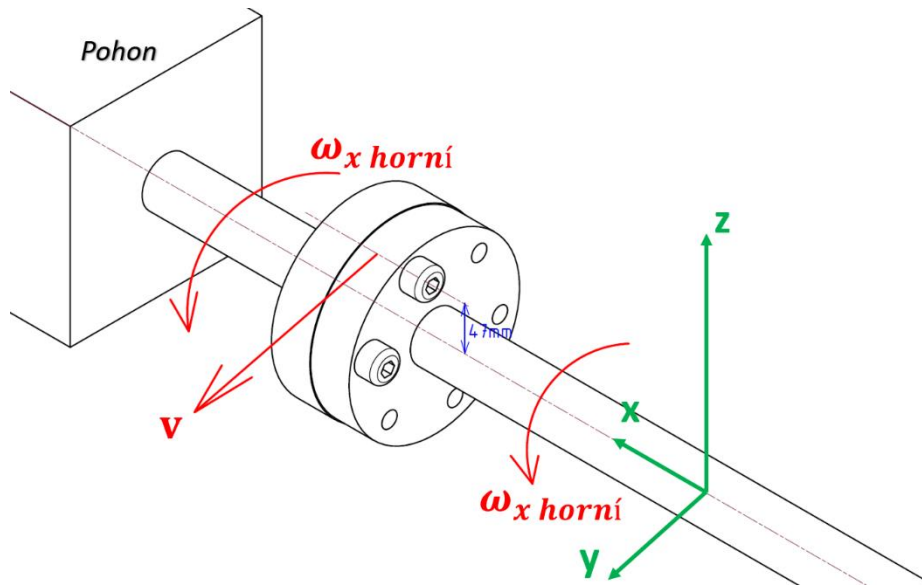
Impuls představující odtržení hřídele je zde charakterizován předepsáním úhlové rychlosti ω_z hřídelím podle obr. 23.



Obrázek 23 - Zobrazení předepsání úhlové rychlosti nárazu

Hodnoty těchto úhlových rychlostí vycházejí z následujícího výpočtu. Výpočet je znázorněn pro horní rotující hřídel.

Je předpokládáno, že k poruše dojde vlivem postupného uvolňování šroubů kloubu hřídele. Zjednodušený výpočet úhlové rychlosti, kterou hřídel narazí do krytu vychází z obr. 24.



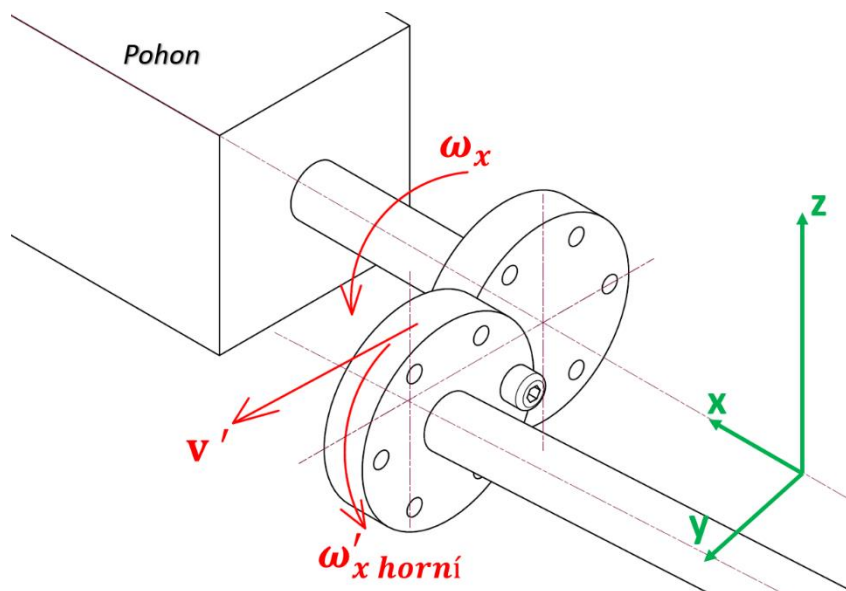
Obrázek 24 - Předpokládaná zjednodušená situace před uvolněním kloubu

Úhlová rychlost horního hřídele je $\omega_x = 419 \text{ [rad/s]}$. Obvodová rychlost kloubu je v tomto případě

$$v_k = \omega_x \cdot r = 419 \cdot 0,047 = 19,69 \text{ [m/s]}, \quad (10)$$

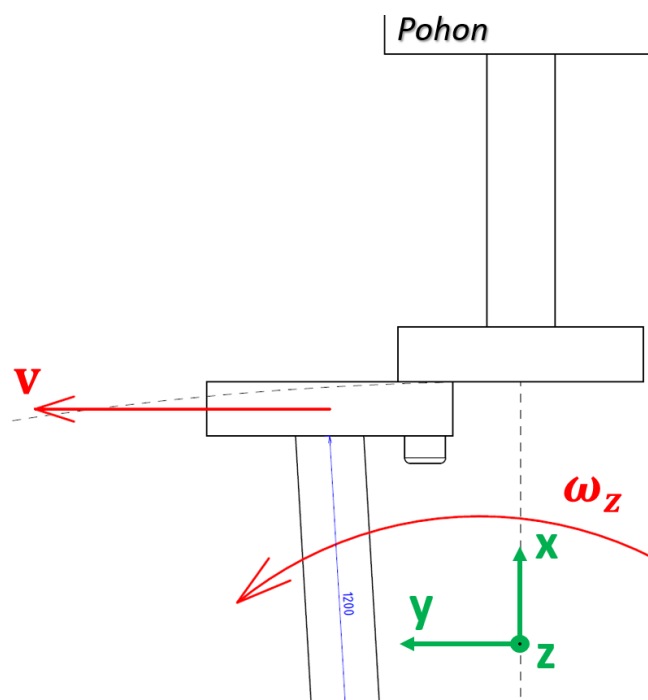
kde r je roztečný poloměr šroubů kloubového hřídele.

Po uvolnění předposledního šroubu by mohlo dojít k situaci, během které by hřídel rotující kolem své osy x mohl navíc rotovat kolem osy posledního rotujícího šroubu. To je zobrazeno na obr. 25.



Obrázek 25 - Předpokládaná zjednodušená situace po uvolnění kloubu

V tomto okamžiku by výsledná úhlová rychlost $\omega'_x \text{ horní}$ byla dvojnásobkem původní úhlové rychlosti $\omega_x \text{ horní}$. Dvojnásobná by rovněž byla i obvodová rychlost, která by působila na konec hřídele. Z této obvodové rychlosti v' lze podle obr. 26 určit úhlovou rychlost hřídele kolem osy z .



Obrázek 26 – Zobrazení zjednodušené situace uvolnění kloubu pro výpočet úhlové rychlosti nárazu

Délka l horního i dolního hřídele je přibližně 1,2 [m]. Výsledná úhlová rychlost horního hřídele je

$$\omega_{z \text{ horní}} = \frac{v}{l} = \frac{2 \cdot \omega_x \cdot r}{l} = \frac{2 \cdot 419 \cdot 0,047}{1,2} \cong 33 \text{ [rad/s]} \quad (11)$$

Analogickým způsobem je vypočtena výsledná úhlová rychlost dolního hřídele jako

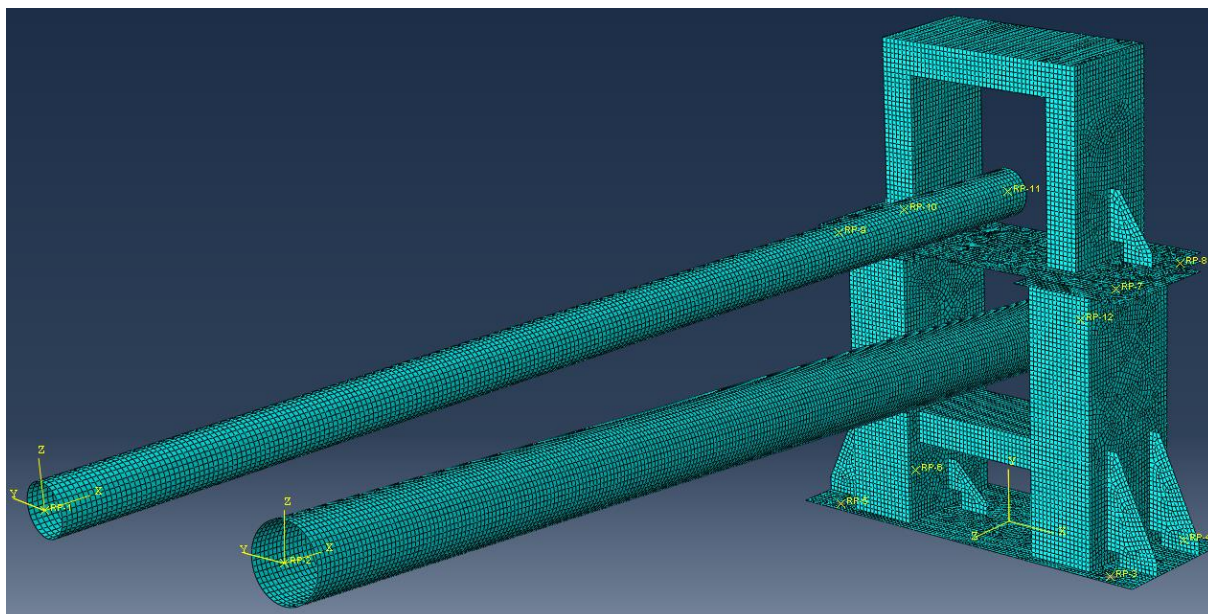
$$\omega_{z \text{ dolní}} = \frac{v}{l} = \frac{2 \cdot \omega_x \cdot r}{l} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 0,067}{1,2} \cong 17 \text{ [rad/s]} \quad (12)$$

Tyto úhlové rychlosti jsou v programu předepsány hřídelům.

4.3.7. Mesh

Modul Mesh slouží k vytvoření konečně prvkové sítě.

V tomto případě je síť tvořena quad-dominated elementy. Velikost elementů jednotlivých dílů je 5 [mm]. Sestava s vytvořenou sítí je zobrazena na obr. 27.



Obrázek 27 - Konečně prvková síť krytu na zkoušené straně stavu

4.3.8. Job

Modul Job slouží k odeslání připravené úlohy k výpočtu. Lze zde nastavovat např. výpočetní výkon atd.

K výpočtu bylo odesláno několik simulací, které se od sebe liší směry, kterými byly hřídele uvedeny do pohybu proti krytu.

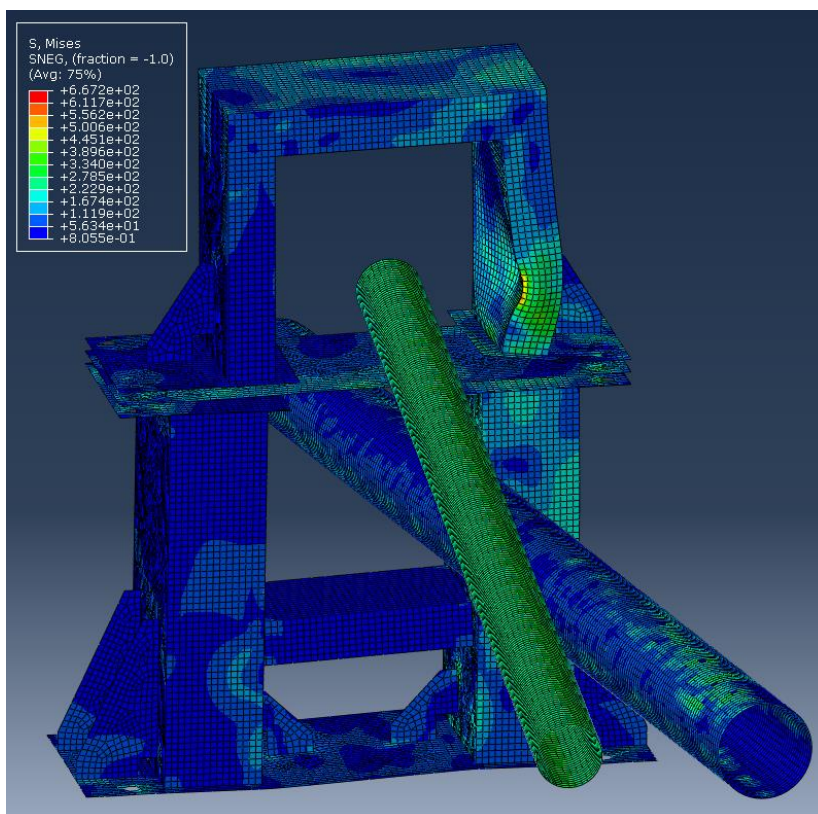
4.3.9. Visualization

Modul Visualization slouží k zobrazení výsledků, vykreslení grafů atd.

Výsledky simulací, během kterých přibližně 1,2 [m] dlouhý horní hřídel rotující provozními otáčkami 4000 [1/min] dopadl na kryty úhlovou rychlostí kolem jeho osy z (podle obr. 23) 33 [rad/s] (to odpovídá otáčkám 5,25 [1/s]) spolu s dolním přibližně 1,2 [m] dlouhým hřídelem rotujícím provozními otáčkami 1433 [1/min] a úhlovou rychlostí kolem jeho osy z (podle obr. 23) 17 [rad/s] (to odpovídá otáčkám 2,7 [1/s]) jsou zobrazeny na následujících obrázcích.

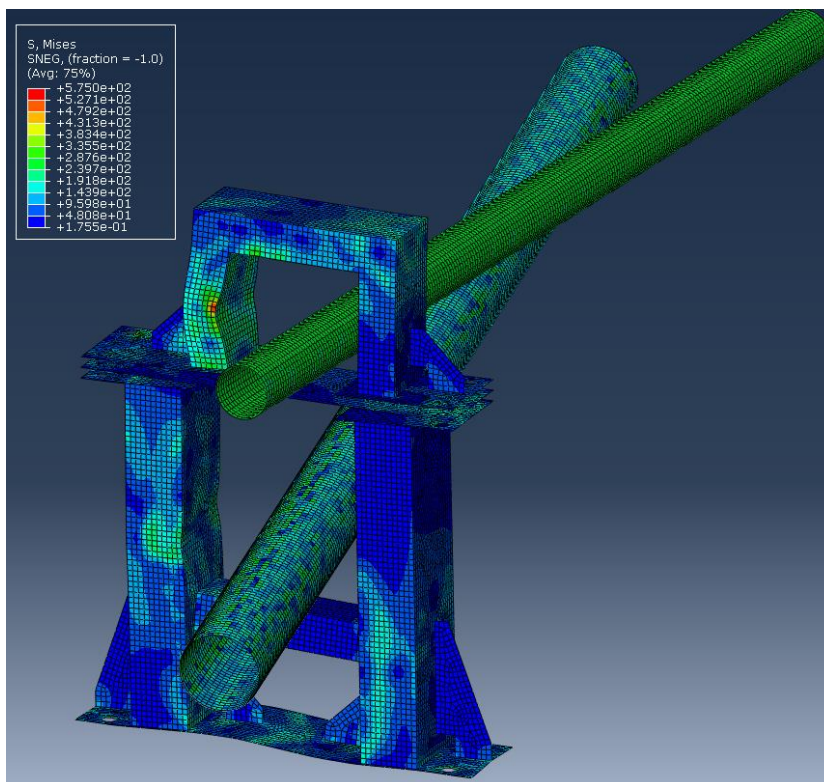
Během simulací byl uvažován vždy nejhorší případ, kdy se oba uvolněné hřídele pohybují stejným směrem a do krytu narazí v přibližně stejném okamžiku.

Výsledek simulace s krytem na zkoušené straně je zobrazen na obr. 28.



Obrázek 28 - Výsledek simulace nárazu na zkoušené straně stavu

Výsledek simulace s krytem na technologické straně je zobrazen na obr. 29.



Obrázek 29 - Výsledek simulace nárazu na technologické straně stavu

Z výsledku simulací je vidět, že i přes relativně velké tloušťky jednotlivých částí krytů dojde při takto velkých zátěžných podmínkách k rozsáhlé plastické deformaci krytů nejen v místě prvního střetu hřídelí s krytem, kde je značná plastická deformace očekávána.

Hlavním cílem krytů je zamezit volnému pohybu hřídelů, nikoli aby deformace krytů byla v elastické oblasti apod. Takové nároky by vyžadovaly ještě mohutnější řešení, které by bylo pro tento stav zbytečné a z některých důvodů uvedených v části požadavků na kryty nevhodné.

Maximální deformace a napětí je v těch místech krytů, ve kterých dojde k prvnímu střetu hřídelí s krytem. V těchto místech se napětí během simulace pohybuje převážně v rozmezí 550 – 600 [MPa]. Maximální napětí v těchto místech dosahuje v jednom okamžiku až 749 [MPa]. Takto vysoké napětí je během simulace dosaženo díky nejhorší uvažované situaci nárazu, ke které by mohlo dojít a je jí dosaženo pouze v jednom bodě krytu.

Během skutečné poruchy by napětí a deformace krytu byly menší, jelikož předpokládaná simulace nárazu nezahrnuje několik skutečných vlivů.

Simulace nezahrnuje zaoblení uzavřených obdélníkových profilů krytů, a tak dochází k nárazu na kryt v místě ostré hrany vymodelovaného obdélníkového profilu. Tato náhlá změna geometrie se jistě nemalým přínosem podílí na výsledné hodnotě maximálního napětí.

Mezi další vlivy patří to, že uložení hřídele není dokonale tuhé jako v simulaci. Hřídel je připevněn k převodovce, která je spolu s blokem motoru uložena pomocí silentbloků. Díky tomu má hřídel v místě svého uložení možnost se do jisté míry vychylovat z původní polohy v prostoru a nenarazí do krytu rotací kolem pevné osy.

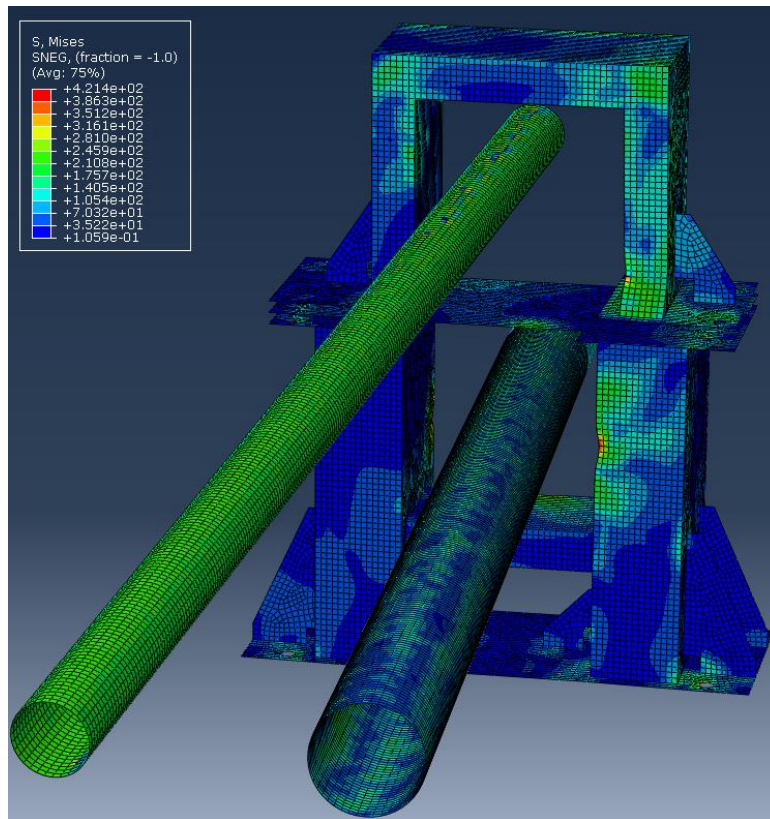
Dále není ve výpočtu úhlových rychlostí při nárazu zahrnuta skutečnost, že reálné hřídele nejsou souosé, díky čemuž výslednice úhlových rychlostí budou ve skutečnosti menší.

Další nezahrnující okolností je vliv kloubu uvedeného do pohybu, který se může na uvolněném konci hřídele volně natáčet.

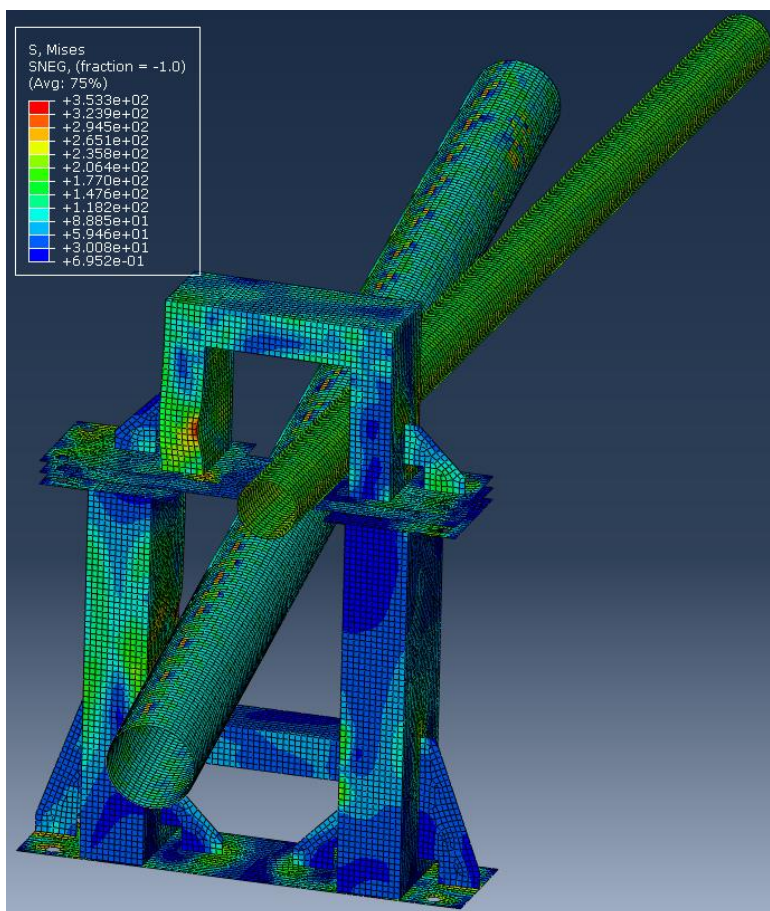
Vzhledem k výše zmíněným důvodům je výsledek simulace považován z pevnostního hlediska za dostatečný.

Dále následují pro zajímavost obrázky s výsledky simulací, během kterých jsou hřídele uvedeny do pohybu polovičními úhlovými rychlostmi ω_z horní a ω_z dolní. Tyto simulace tedy nezahrnují teoreticky možnou nejhorší situaci, ke které by v praxi nemělo dojít. To je situace, kdy jsou oba hřídele vlivem poruchy vymrštěny stejným směrem a naráží do krytu vypočtenou úhlovou rychlostí podle vztahu (8) a (9).

Obr. 30 a obr. 31 zobrazuje výsledky simulací při kterých jsou oba hřídele uvedeny do pohybu stejným směrem a polovičními úhlovými rychlostmi ω_z horní a ω_z dolní.

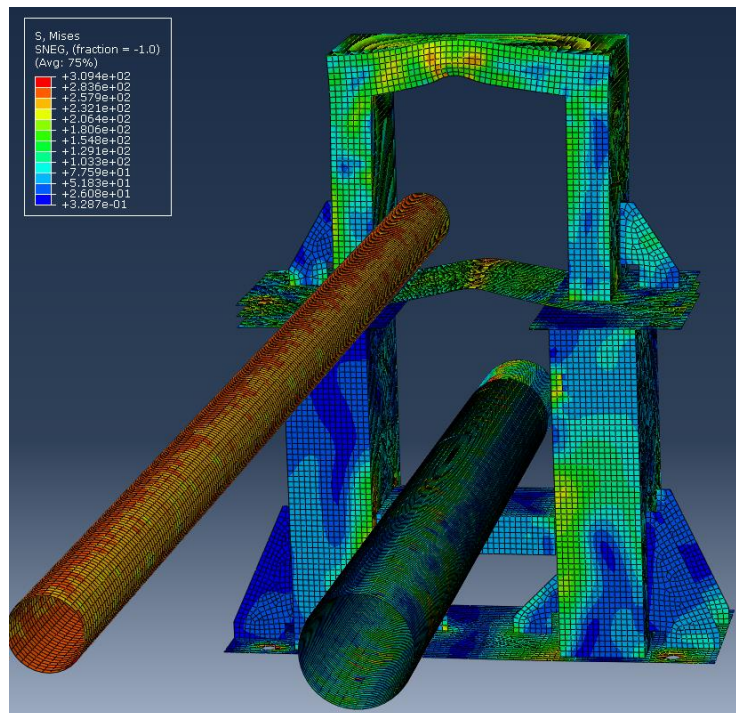


Obrázek 30 - Výsledek simulace s polovičními úhlovými rychlostmi (zkoušená strana)



Obrázek 31 - Výsledek simulace s polovičními úhlovými rychlostmi (technologická strana)

Analogické výsledky byly dosaženy při uvedení hřídelí do pohybu v ostatních směrech. Příklad výsledku simulace s vymršťenými hřídelemi svisle vzhůru je zobrazen na obr. 32.

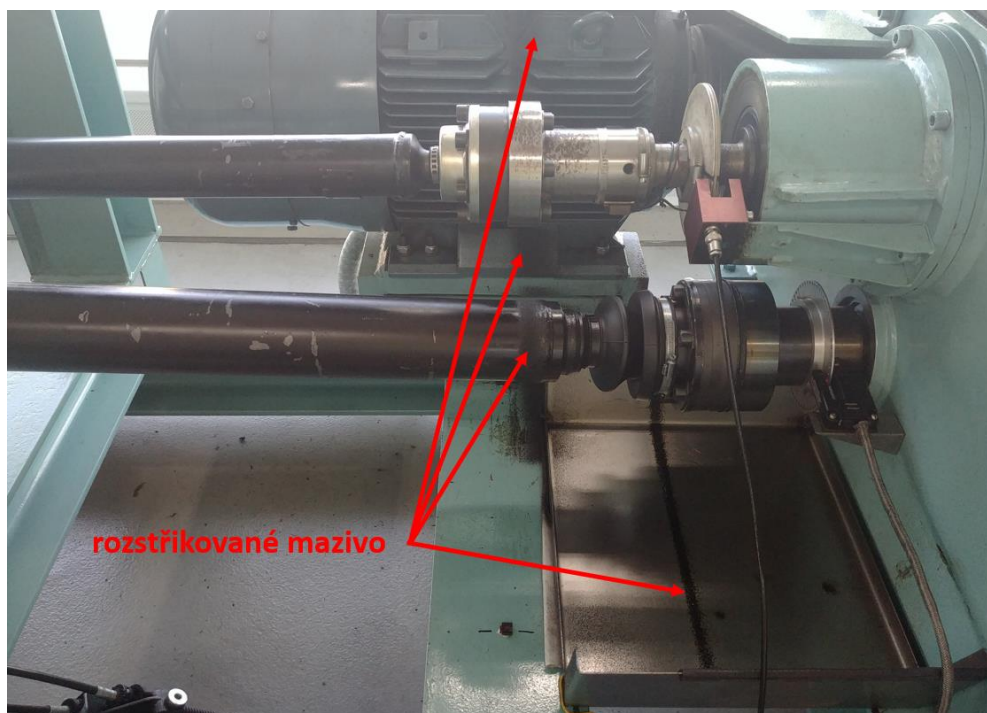


Obrázek 32 - Simulace vymršťení hřídele směrem vzhůru

4.3.10. Zachycení maziva z planžet a šroubů

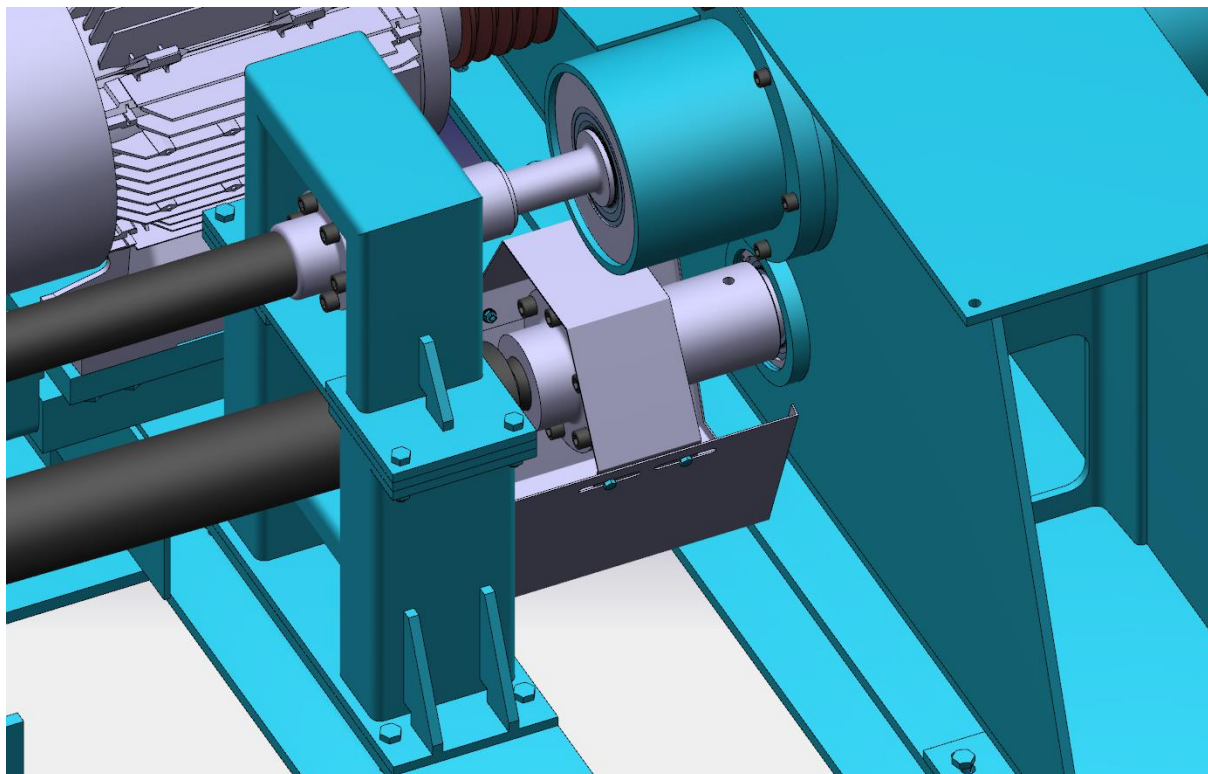
K rozstřiku maziva dochází v místech kloubů, odkud je mazivo unášeno nejen odstředivou silou, ale i proudem chladícího vzduchu.

Současné řešení částečně eliminuje rozstřik maziva kloubů spodních hřídelů a je viditelné na obr. 33.



Obrázek 33 - Současné řešení rozstřiku maziva spodního kloubu

Zabránění volnému rozstříkávání maziva kloubů do okolí pomocí vytvořených krytů není pro klouby dolních hřídelí vhodné, jelikož se od krytů nachází ve velké vzdálenosti. Současné řešení je co do jednoduchosti nejvhodnější, avšak pro zachycení veškerého maziva je nutné, aby byl plech umístěn do všech směrů, kterými je mazivo rozstříkáváno. Toto lze provést umístěním plechu ideálně kolem celého kloubu. To je zobrazeno na obr. 34.

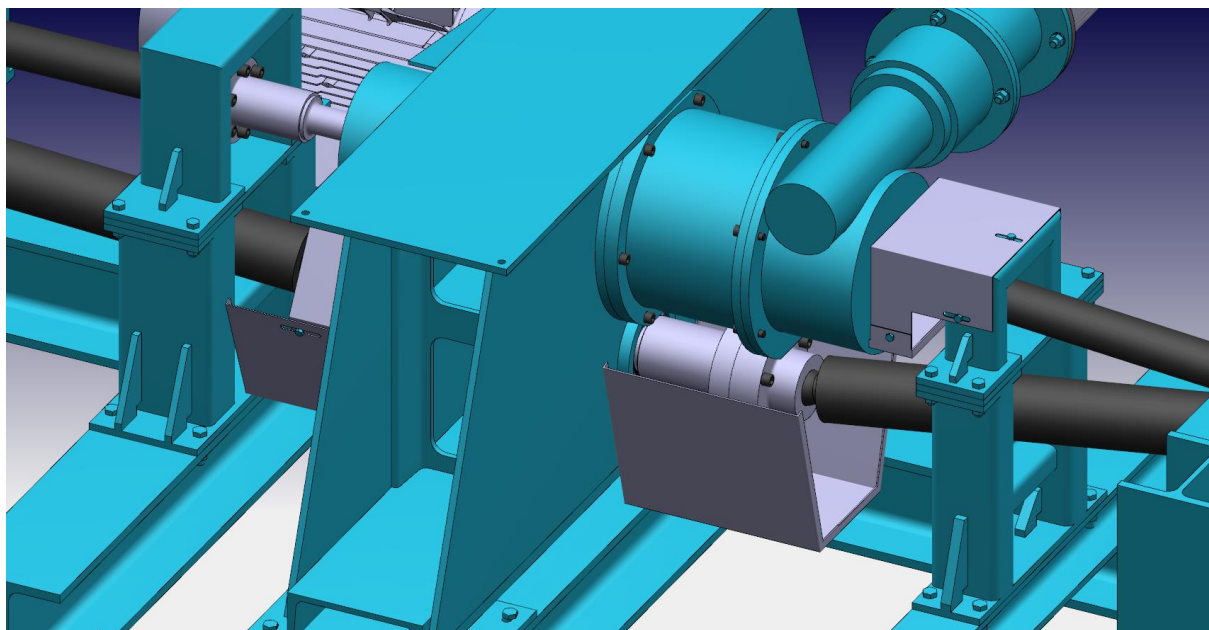


Obrázek 34 - Zakrytování kloubu proti rozstříku maziva na zkoušené straně stavu

Spodní část plechu vymodelovaného řešení je rozměrově menší proti současnému řešení na obr. 33. V případě, že by prostorově rozměrný současný plech bylo možné ponechat, lze jen analogicky vytvořit příslušný vrchní plech k současnému řešení.

Stejným způsobem je řešen plech u spodního kloubu na technologické straně.

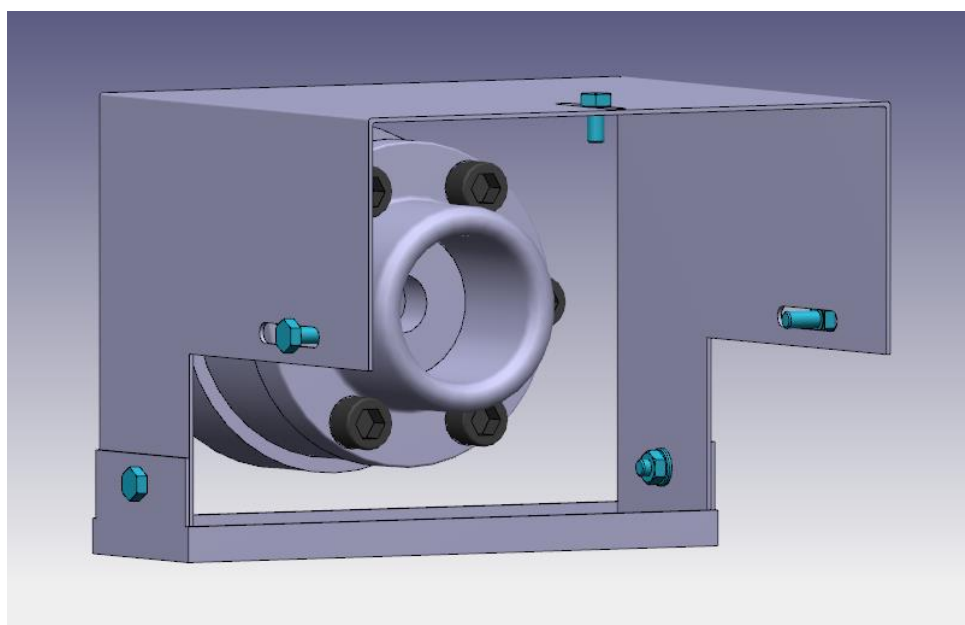
Zde bohužel díky předepínacímu zařízení není nad kloubem žádný prostor pro umístění vrchní části plechu. Jediné jednoduché řešení, které tak přichází v úvahu je analogické použití většího plechu, který by zachytil mazivo ve větší oblasti, viz obr. 35. Tento plech by nevisel samovolně ve vzduchu, ale byl by umístěn na tělese, které slouží ke chlazení předepínacího zařízení. Malou část tohoto tělesa je možné vidět na obr. 3.



Obrázek 35 – Kryty proti rozstříku maziva na technologické straně stavu

Vrchní kloub na zkroušené straně je zakryt vrchní částí bezpečnostního krytu sloužícího pro případ uvolnění rotujících hřídelů. To je vidět i na obr. 34 a 35.

Zbývající horní kloub na technologické straně není díky dostupným rozměrům bezpečnostním krytem zakryt. Vzhledem k tomu, že lze měnit předepínací zařízení, je nutné uchytit kryt maziva k vrchní části bezpečnostního krytu. Analogicky se jedná o řešení vhodné ohnutého plechu, které se skládá ze dvou částí spojených šroubovými spoji M6. Upevnění ke krytu je řešeno taktéž šrouby M6. Místo děr pro šrouby je vhodné použít drážky, které umožní nastavení vhodné pozice krytu zachycujícího chladicím vzduchem unášené mazivo. Tento kryt je s částí kloubu zobrazen na obr. 36.



Obrázek 36 - Vrchní kryt maziva s kloubem

Takto realizované kryty maziva by snížily znečištění okolního prostředí.

Řešení je nenáročné na výrobu, jelikož se jedná hlavně o ohýbání 1,5 [mm] plechu, jehož primární funkce je pouze zachycení maziva a případně uvolněných šroubů kloubových hřídelů.

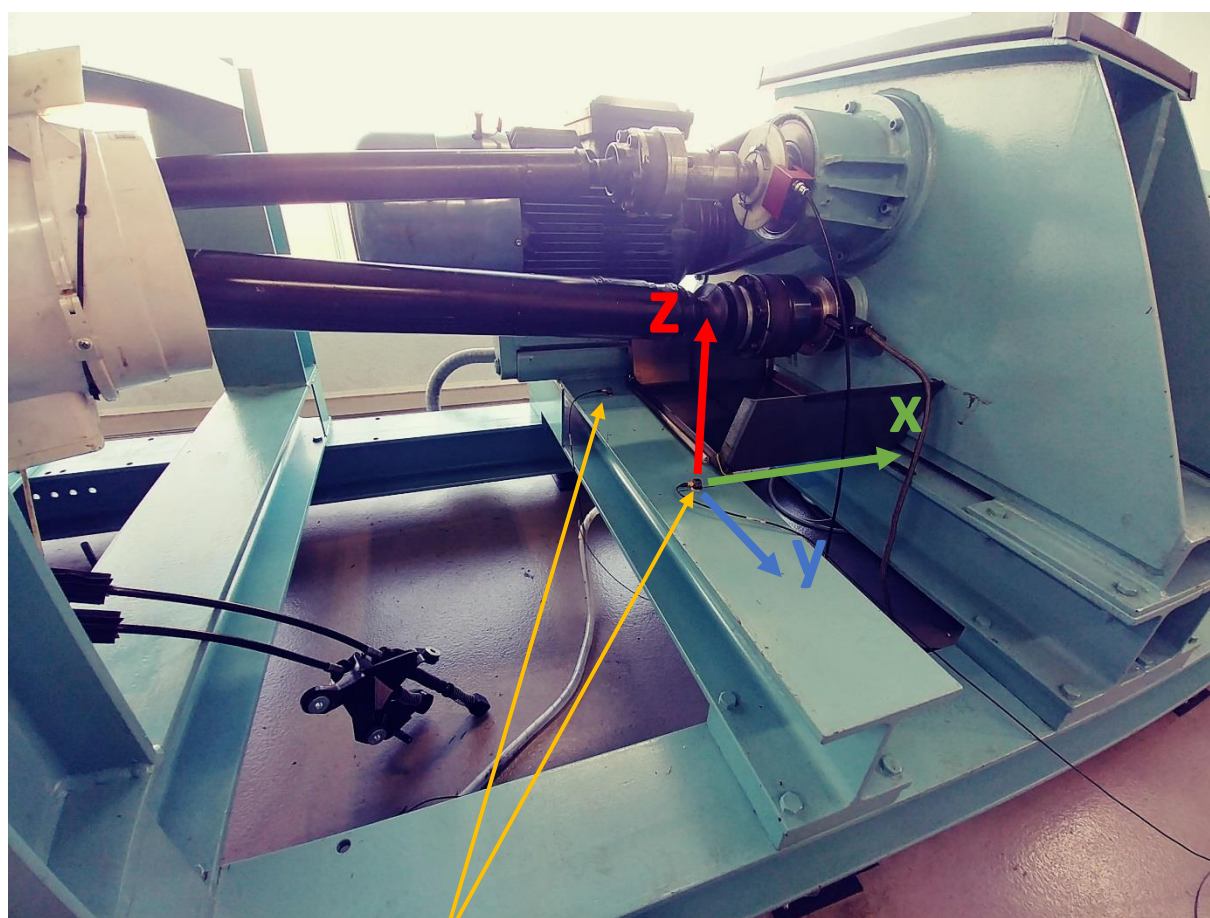
4.4. Frekvenční analýza krytů hřídelů

Hlavní myšlenkou frekvenční analýzy krytů je, aby po upevnění krytů na stav nedošlo při provozním režimu k příliš velkému rozkmitání krytů od vibrující konstrukce. K tomuto stavu by mohlo dojít, pokud by budící frekvence působící na kryty byly rovny některým z vlastních frekvencí krytů. Tento stav je obecně známý pod pojmem rezonance. Z tohoto důvodu je nutné, aby frekvence kinematického buzení (tj. vibrující stav) nebyly v blízkosti vlastních frekvencí krytů.

Budící frekvence nelze v této úloze ovlivnit, jelikož jsou tvořeny jednotlivými zařízeními uzavřeného zkušebního stavu a ty nelze měnit. V této úloze lze měnit hodnoty vlastních frekvencí krytů změnou jejich rozměrů a tvaru, jelikož tyto změny způsobí změnu hmotnosti a tuhosti krytu, na které jsou vlastní frekvence závislé.

4.4.1. Měření vibrací v místech uložení krytů

Kryty budou upevněné na stavu šroubovými spoji. V místech jejich uložení budou kinematicky buzeny vibrujícím stavem. Z tohoto důvodu byly přibližně do míst uložení krytů umístěny tříosé akcelerometry. Ukázka nalepených akcelerometrů na zkoušené straně je zobrazena na obr. 37.



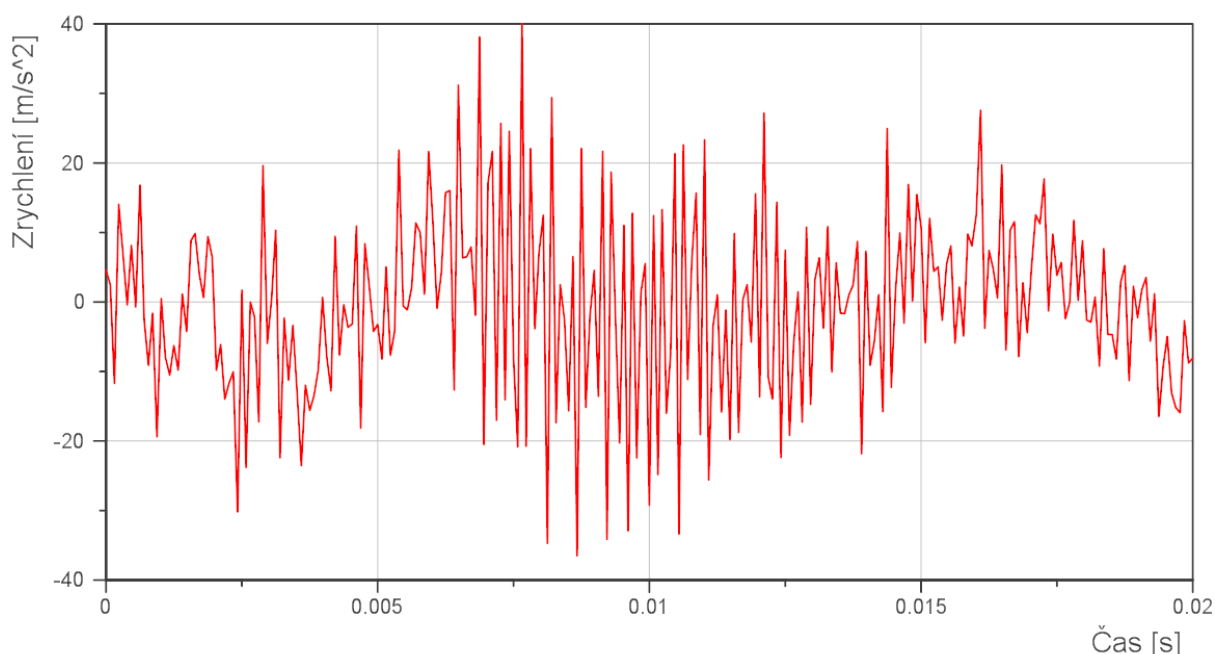
Přípevněné akcelerometry

Obrázek 37 - Přípevněné akcelerometry na zkoušené straně stavu

Jedná se o akcelerometry Brüel&Kjær 4524-B-001. Vzorkovací frekvence, se kterou akcelerometry snímají hodnoty zrychlení je 12800 [Hz]. Osy, ve kterých oba akcelerometry snímají zrychlení odpovídají souřadnému systému zobrazenému na obr.

Měření zrychlení bylo provedeno pro všechny převodové stupně testované, a tedy i technologické převodovky. V každém rychlostním stupni byly nastaveny otáčky horního hřídele od 1000 [1/min] po 4000 [1/min] s krokem 1000 [1/min]. Při těchto konkrétních otáčkách a konkrétním zařazeném rychlostním stupni byly měřeny vibrace pro tři nejčastěji používané hodnoty předpětí, tj. pro 100 [Nm], 150 [Nm] a 200 [Nm]. Časový úsek každého měření je pět sekund.

Na obr. 38 je zobrazen příklad naměřeného zrychlení na straně zkoušené převodovky při zařazeném šestém převodovém stupni, při otáčkách 4000 [1/min] a při předpětí 200 [Nm].



Obrázek 38 - Průběh naměřeného zrychlení na zkoušené straně stavu (6. převodový stupeň, 4000 [1/min], 200 [Nm])

S rostoucími otáčkami rostly i hodnoty zrychlení ve všech směrech na obou stranách stavu. Dále bylo z naměřených dat vidět, že hodnota předpětí nemá výrazný vliv na velikost zrychlení. Na technologické straně bylo největších hodnot zrychlení dosahováno v podélném směru x (30 [m/s²]), méně ve svislém směru z (25 [m/s²]) a nejméně v příčném směru y (20 [m/s²]).

Na zkoušené straně bylo největších hodnot zrychlení dosahováno v podélném směru x (40 [m/s²]), méně ve svislém směru z (25 [m/s²]) a nejméně v příčném směru y (20 [m/s²]).

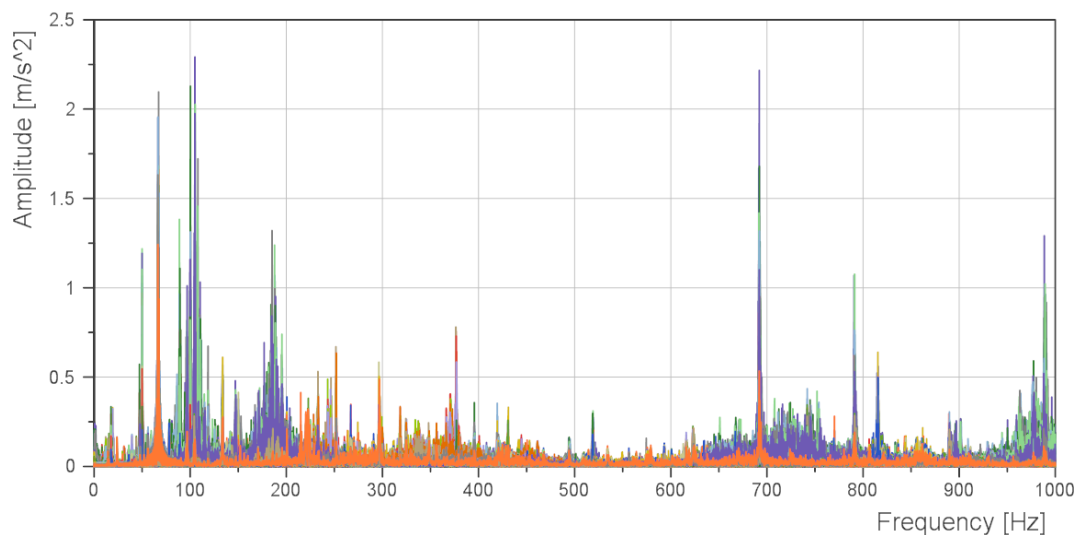
4.4.2. Analýza naměřených dat

K analýze naměřených dat je použit program Diadem, který nabízí mnoho funkcí pro analýzu signálů. V tomto případě bude v programu provedena frekvenční analýza naměřených signálů příkazem FFT (Fast Fourier Transformation). Frekvenční analýzou jsou získány jednotlivé složky chvění, které se v naměřeném signálu vyskytují. Složky jsou charakterizovány jejich frekvencí

a amplitudou. Nejvyšší možná zaznamenaná frekvence je rovna polovině frekvence vzorkovací. [4] V tomto případě je možné maximálně zaznamenat složky naměřeného signálu o frekvenci 6400 [Hz]. Při takto vysokých frekvencích se už spíše jedná doslova o vibrace než o kmitání. Doslovnými vibracemi je myšleno chvění, které může způsobovat rušivé zvukové efekty.

Z tohoto důvodu jsou v této úloze vykresleny budící frekvence do 1000 [Hz].

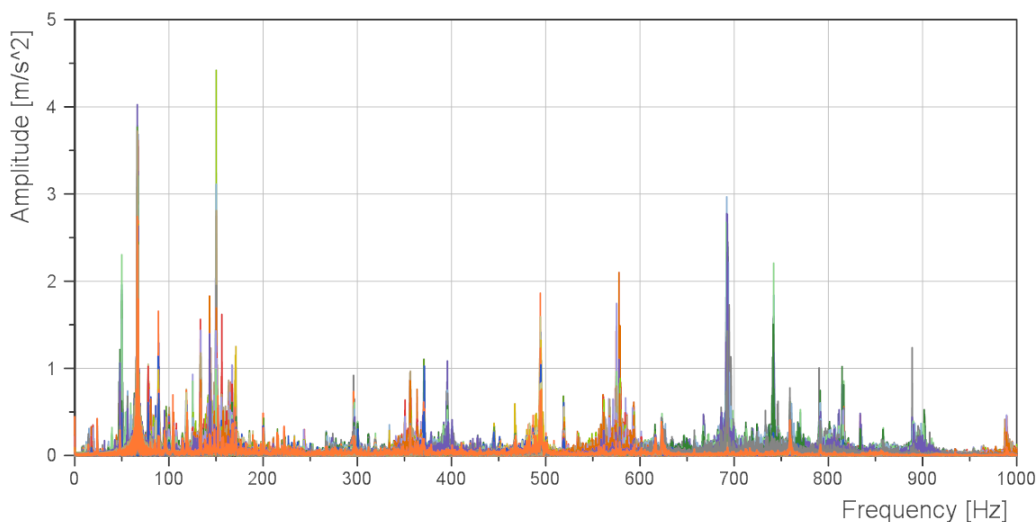
Na obr. 39 jsou zobrazeny výsledky frekvenční analýzy naměřených zrychlení ze dvou akcelerometrů umístěných přibližně v místech uložení krytu na straně stavu se zkoušenou převodovkou.



Obrázek 39 - Výsledek frekvenční analýzy zrychlení pro kryt na zkoušené straně

Tyto výsledky byly získány ze zrychlení při otáčkách horních hřídelí od 1000 [1/min] po 4000 [1/min] s krokem 1000 [1/min] pro jednotlivé převodové stupně a pro předpětí 100 [Nm], 150 [Nm] a 200 [Nm].

Analogicky je na obr. 40 zobrazen výsledek frekvenční analýzy naměřených zrychlení ze dvou akcelerometrů umístěných přibližně v místech uložení krytu na straně stavu s technologickou převodovkou.



Obrázek 40 - Výsledek frekvenční analýzy zrychlení pro kryt na technologické straně

Zjištěné složky jsou charakterizovány jejich frekvencí a amplitudou podle vztahu

$$a = A \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (13)$$

kde $a [m/s^2]$ je hodnota zrychlení, $A [m/s^2]$ je amplituda zrychlení získané složky, $\omega [rad/s]$ je úhlová frekvence získané složky a $t [s]$ je čas. Úhlovou frekvenci lze též vyjádřit ve tvaru

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f. \quad (14)$$

Integrací zrychlení a lze získat rychlost a integrací rychlosti lze následně získat hledanou výchylku, která způsobuje kinematické buzení krytů. Integrace zrychlení $a [m/s^2]$ k získání rychlosti $v [m/s]$ je dána vztahem

$$v = \int a dt = \int A \cdot \sin(\omega \cdot t) dt = -\frac{A}{\omega} \cdot \cos(\omega \cdot t) + C_1, \quad (15)$$

kde A/ω je amplituda rychlosti.

Integrace rychlosti $v [m/s]$ k získání výchylky $x [m]$ je dána vztahem

$$x = \int v dt = -\int \frac{A}{\omega} \cdot \cos(\omega \cdot t) + C dt = \frac{A}{\omega^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + C_1 \cdot t + C_2 \quad (16)$$

kde A/ω^2 je amplituda výchylky. Nyní lze pomocí vztahu

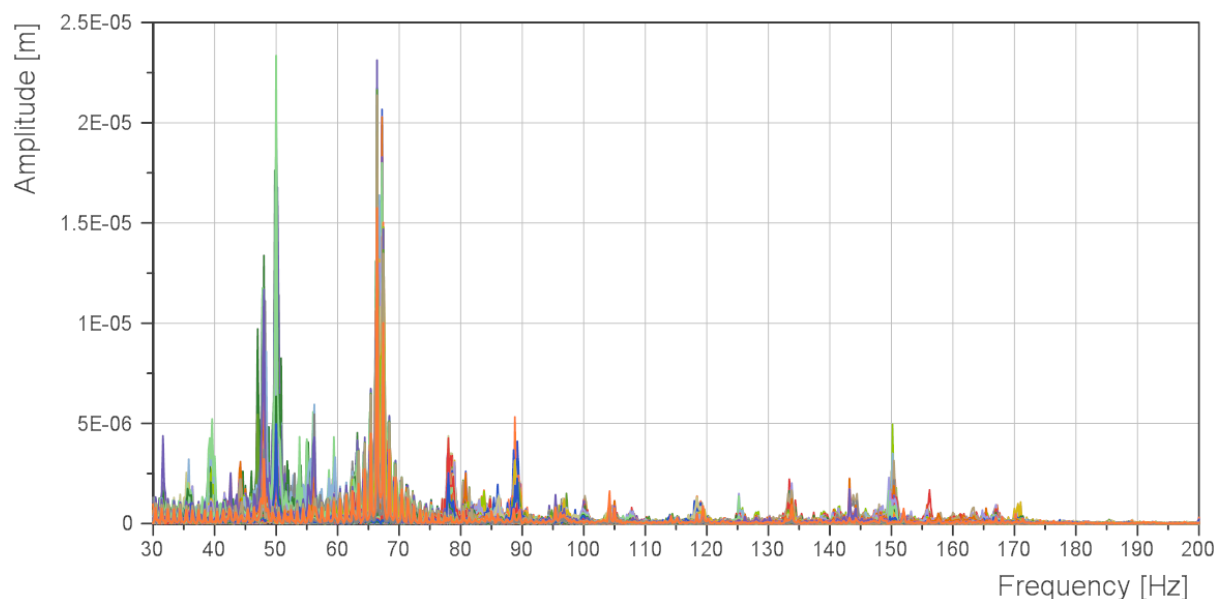
$$A_v = \frac{A}{\omega^2} \quad (17)$$

převést frekvenční analýzu zrychlení na frekvenční analýzu výchylky. Hodnoty konstant C_1 a C_2 vycházejí z počátečních podmínek a na výsledku se v tomto případě projeví jako amplituda nulté frekvence, která při sledování kmitání nemá význam.

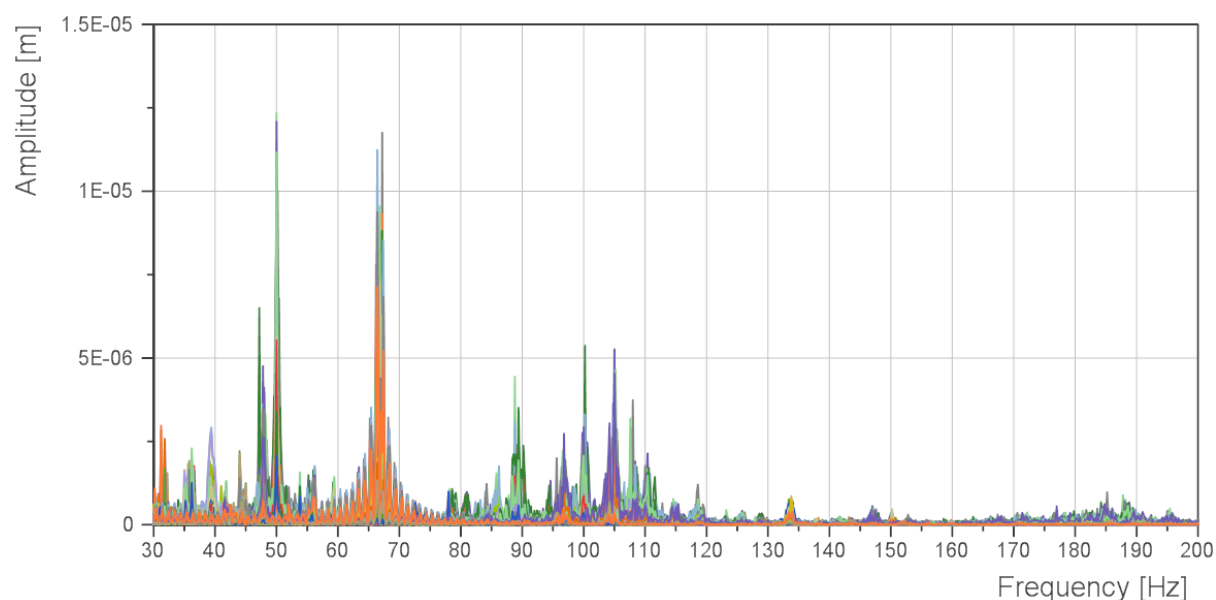
Výpočet je názorně ukázán např. pro bod $A = 1,22 [m/s^2]$, $f = 50 [Hz]$ z výsledků frekvenční analýzy zrychlení na straně stavu se zkoušenou převodovkou na obr. Amplituda výchylky je

$$A_v = \frac{A}{\omega^2} = \frac{A}{(2 \cdot \pi \cdot f)^2} = \frac{1,22}{(2 \cdot \pi \cdot 50)^2} = 1,24 \cdot 10^{-5} [m]. \quad (18)$$

Takto jsou analogicky získány amplitudy výchylek pro zbylé frekvence. Amplitudy výchylek s frekvencemi nad $100 [Hz]$ jsou značně menší než amplitudy s frekvencí desítek hertz. Z tohoto důvodu je pozornost věnována oblastem podstatných budících frekvencí na technologické a zkoušené straně stavu do $200 [Hz]$. Ty jsou zobrazeny na obr. 41 a na obr. 42.



Obrázek 41 – Výsledek frekvenční analýzy výchylky pro kryt na technologické straně



Obrázek 42 - Výsledek frekvenční analýzy výchylky pro kryt na zkoušené straně

4.4.3. Vlastní frekvence krytů

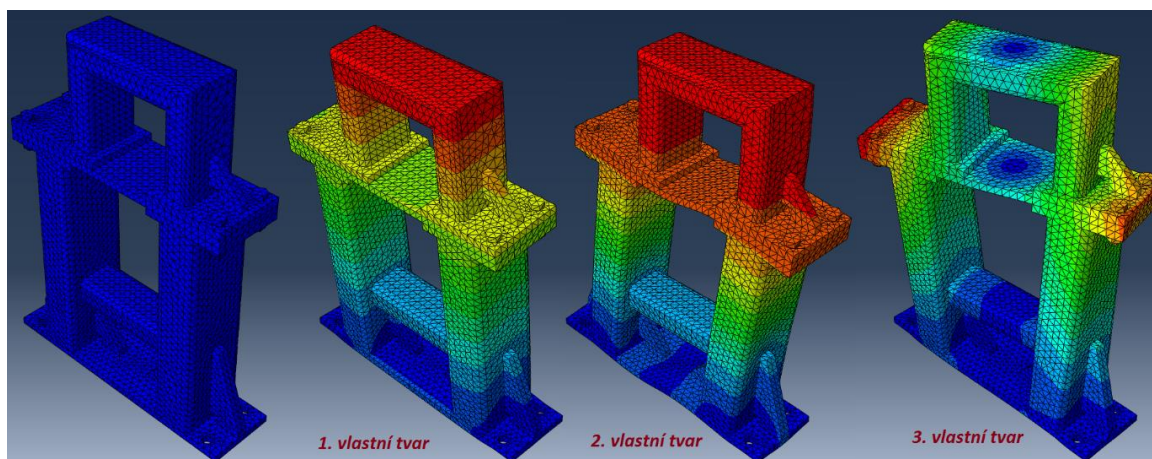
Výpočet vlastních frekvencí krytů je rovněž proveden v programu Abaqus 6.14-5 CAE. V porovnání se simulací nárazu hřídele do krytu je výpočet vlastních tvarů kmitů a jim odpovídajících frekvencí relativně jednoduchý. Vlastní frekvence jsou závislé na hmotnosti a tuhosti zkoumaného tělesa. Materiál aplikovaný na celou importovanou sestavu krytu je tedy ocel s Youngovým modulem $E = 200000 [MPa]$, Poissonovým číslem $\nu = 0,3 [-]$ a hustotou $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} [t/mm^3]$.

Síť konstrukce je tvořena tetrahedral elementy. Globální velikost elementů je nastavena na $10 [mm]$. Sestava je uložena v místech šroubových spojů vetknutím. Na celou sestavu jsou aplikovány kontaktní vazby v normálovém a tečném směru z důvodu, aby během simulace vlastních tvarů kmitů nedocházelo k průchodu některých dílů sestavy mezi sebou. Tyto vazby jinak nemají na hodnoty vlastních frekvencí žádný vliv. V modulu step je zvolen typ úlohy jako

Linear perturbation – Frequency. Po spuštění výpočtu jsou výsledkem vlastní frekvence a jim odpovídající vlastní tvary kmitů.

4.4.3.1. Kryt na straně stavu s technologickou převodovkou

Na obr. 43 jsou zobrazeny první tři vlastní tvary kmitů krytu na technologické straně a v tabulce jsou zobrazeny jim odpovídající vlastní frekvence. Červená oblast krytu představuje místo krytu s největší výchylkou a modrá oblast představuje místo krytu s nejmenší výchylkou.

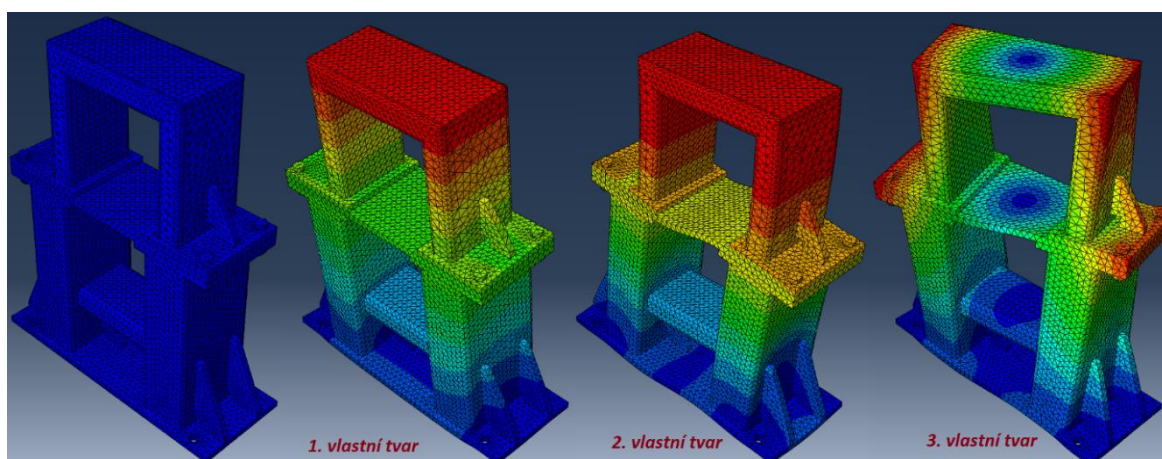


Obrázek 43 - Vlastní tvary kmitů krytu (technologická strana)

<i>vlastní tvar kmitu</i>	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
<i>vlastní frekvence [Hz]</i>	98	227	424	829	878	1053	1505	1602	1679	1915

4.4.3.2. Kryt na straně stavu se zkoušenou převodovkou

Na obr. 44 jsou zobrazeny první tři vlastní tvary kmitů krytu na straně stavu se zkoušenou převodovkou. Červená oblast krytu představuje místo krytu s největší výchylkou a modrá oblast představuje místo krytu s nejmenší výchylkou.



Obrázek 44 - Vlastní tvary kmitů krytu (zkoušená strana)

V tabulce jsou zobrazeny odpovídající vlastní frekvence tohoto krytu.

<i>vlastní tvar kmitu</i>	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
<i>vlastní frekvence [Hz]</i>	117	170	400	657	667	1040	1139	1367	1375	1449

4.4.4. Zhodnocení frekvenční analýzy

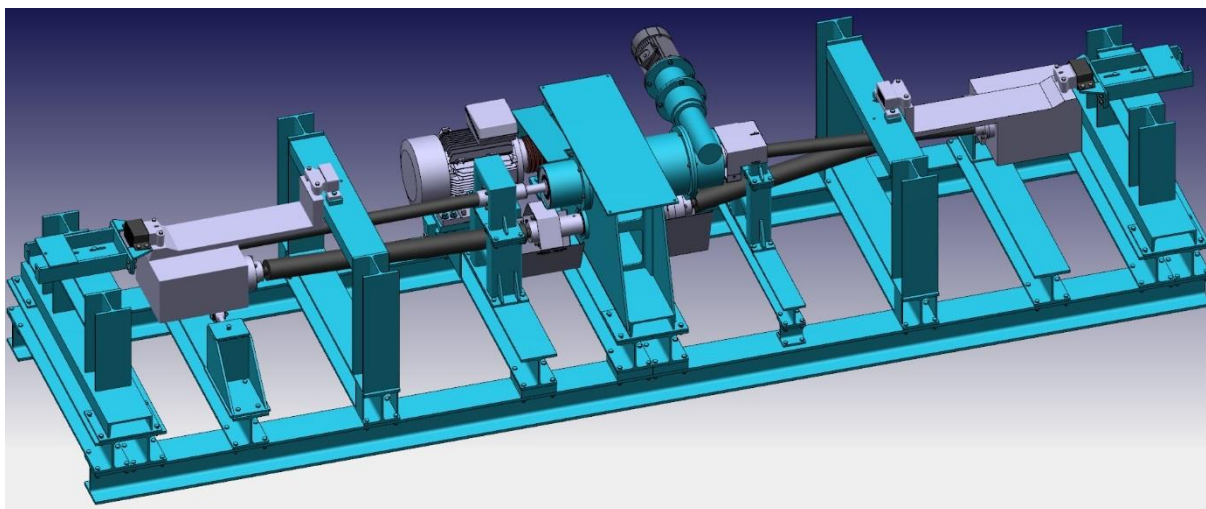
Z výsledků vlastních frekvencí krytů je patrné, že vlastní frekvence obou krytů jsou dostatečně vysoké k tomu, aby mohly být upevněny na uzavřený zkušební stav bez rizika jejich nebezpečného rozkmitání, zejména vlivem rezonance. V oblasti nejnižších vlastních frekvencí krytů se žádné velké amplitudy výchylek měřených míst stavu nenachází. Řešení vyhovuje požadavkům na kryty z hlediska vibrací.

4.5. Shrnutí kapitoly krytů rotujících hřídelů

V této kapitole byly vytvořeny ochranné kryty proti volnému pohybu hřídelů, rozstříkujícímu mazivu a uvolněným šroubům. Navržené kryty splňují požadavky zmíněné na začátku této kapitoly. Výsledky pevnostní a frekvenční analýzy krytů kloubových hřídelů jsou vyhodnoceny jako dostatečné pro splnění jejich správné funkce.

Výkresová dokumentace je v příloze této práce. Výkresy byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor Professional 2018, pro který jsou dostupná školní razítka ČVUT FS.

Na obr. 45 je zobrazeno konečné řešení krytů umístěných na uzavřeném zkušebním stavu.

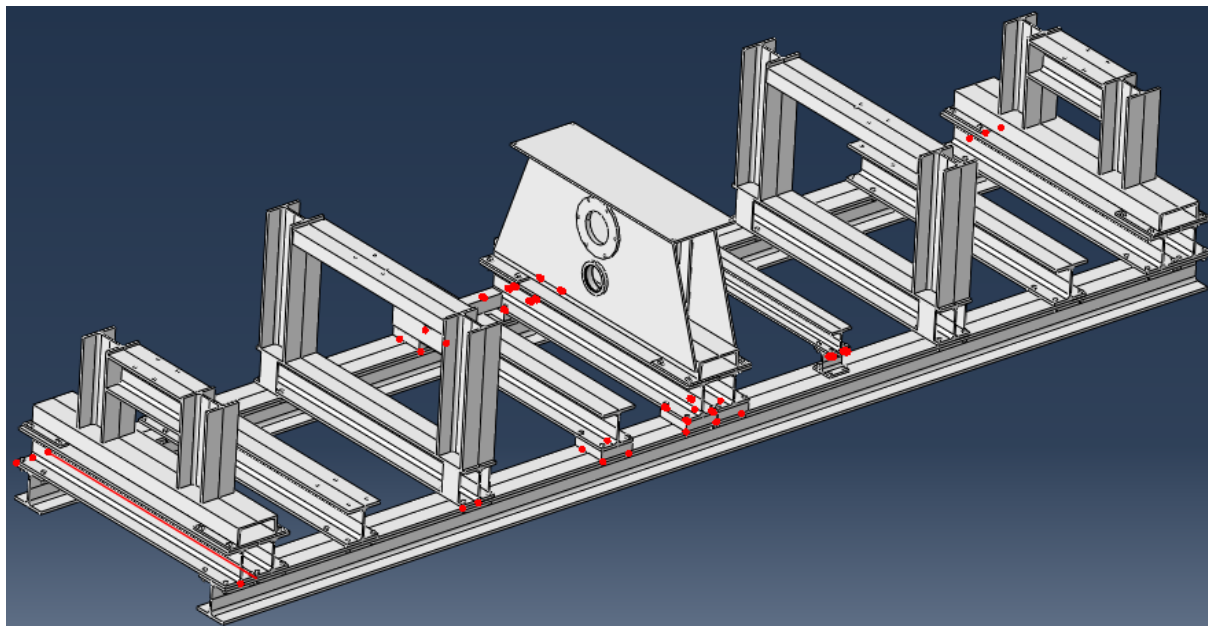


Obrázek 45 - Konečné řešení krytů umístěných na uzavřeném zkušebním stavu

5. Vlastní frekvence a příslušné vlastní tvary kmitů konstrukce stavu

Vzhledem k dispozici 3D modelu uzavřeného zkušebního stavu je do této práce zahrnut výpočet vlastních frekvencí konstrukce stavu a jim odpovídajících vlastních tvarů kmitů. Tento výpočet může posloužit v případě potřeby pro budoucí analýzu kmitání stavu, dále ale není v této práci využit.

Původním postupem byl export modelu sestavy konstrukce stavu z programu Catia V5-6R2018 do programu Abaqus 6.14-5 CAE ve formátu IGES, nicméně program Abaqus nebyl schopen geometrii sestavy převzít a některé části byly vyhodnoceny jako „imprecise geometry“. To je zobrazeno na obr. 46.



Obrázek 46 - Ukázka nevhodné geometrie modelu uzavřeného zkušebního stavu v programu Abaqus

Poté byly v programu při pokusu o síťování sestavy některé části stavu vyhodnoceny jako 2D tělesa a některé části jako 3D tělesa. Na sestavu byly dále aplikovány nástroje pro regeneraci geometrie, ale tyto pokusy se nesešly s úspěchem.

Z tohoto důvodu byla vymodelována v programu Catia konstrukce stavu jako jedno těleso, které již lze bez problémů do programu Abaqus importovat.

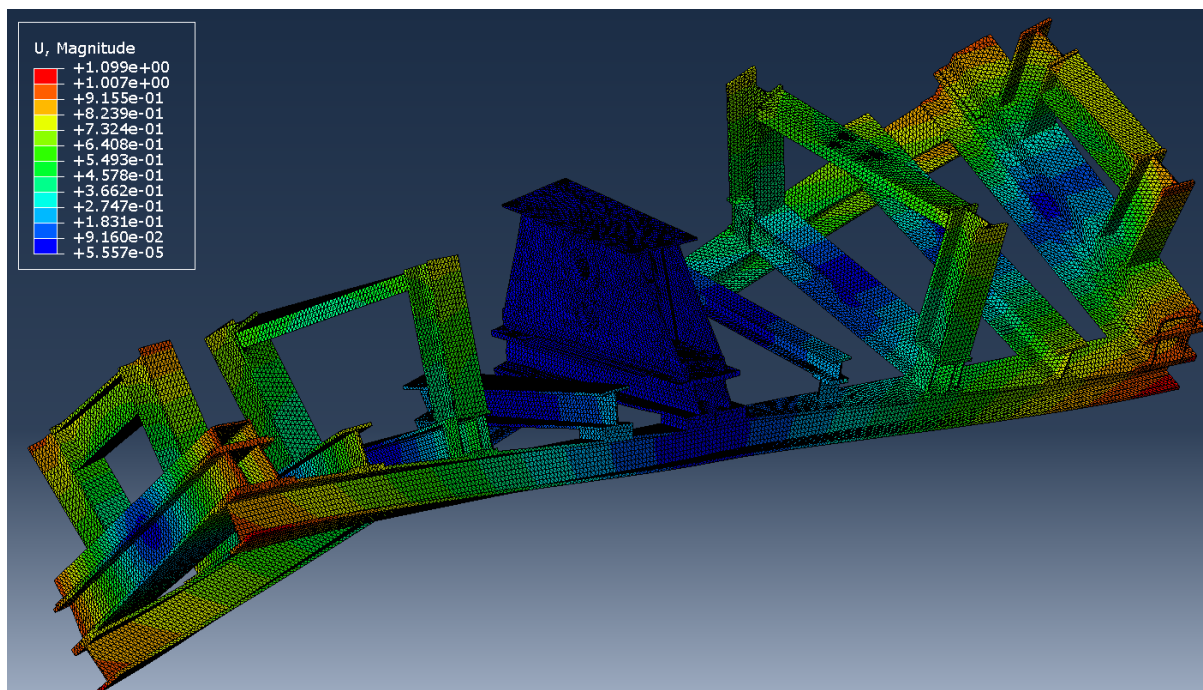
Vzhledem k tomu, že vlastní frekvence jsou závislé na tuhosti a hmotnosti, je výpočet v programu relativně jednoduchý.

Celá konstrukce se převážně skládá z ocelových nosníků profilu H nebo U, které jsou vzájemně svařeny nebo spojeny šroubovými spoji. Materiál aplikovaný na celou konstrukci je tedy ocel s Youngovým modulem $E = 200000 [MPa]$, Poissonovým číslem $\nu = 0,3 [-]$ a hustotou $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} [t/mm^3]$.

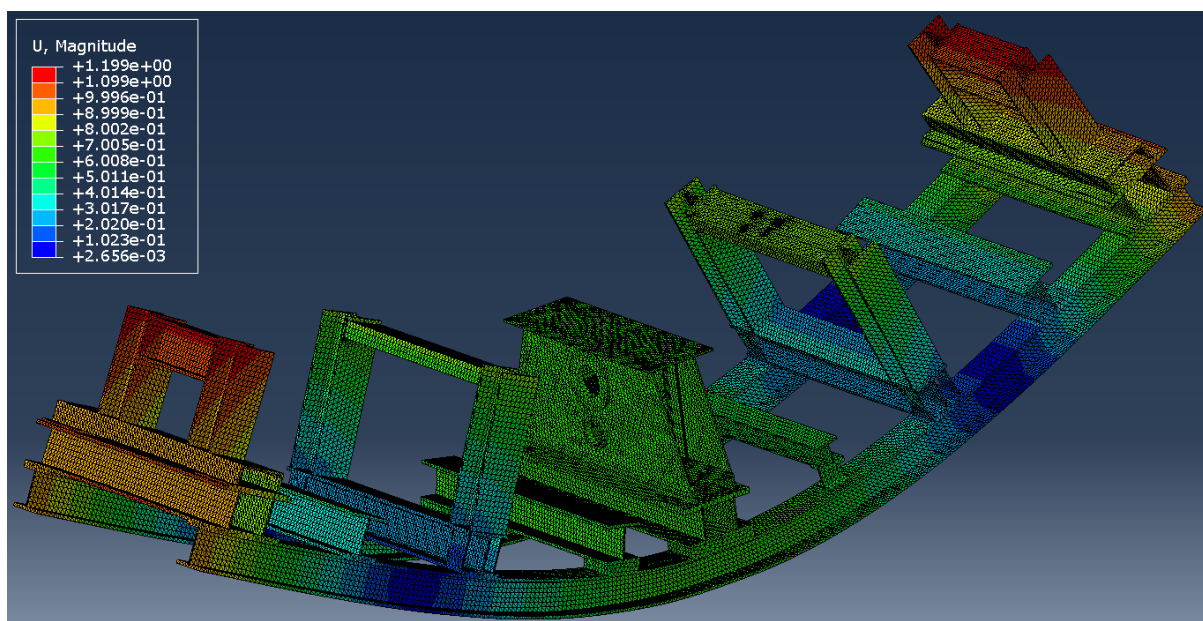
Síť konstrukce je tvořena tetrahedral elementy. Globální velikost elementů je nastavena na 20 [mm]. Sestava je volně umístěna v prostoru a po spuštění výpočtu jsou výsledkem vlastní frekvence a jim odpovídající vlastní tvary kmitů. V následující tabulce je uvedeno prvních deset vlastních frekvencí.

<i>vlastní tvar kmitu</i>	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
<i>vlastní frekvence [Hz]</i>	13	21	32	45	47	60	70	73	74	76

Na obr. 47 je zobrazen první vlastní tvar kmitu a na obr. 48 je zobrazen druhý vlastní tvar kmitu.



Obrázek 47 - První vlastní tvar kmitu konstrukce uzavřeného zkušebního stavu



Obrázek 48 - Druhý vlastní tvar kmitu konstrukce uzavřeného zkušebního stavu

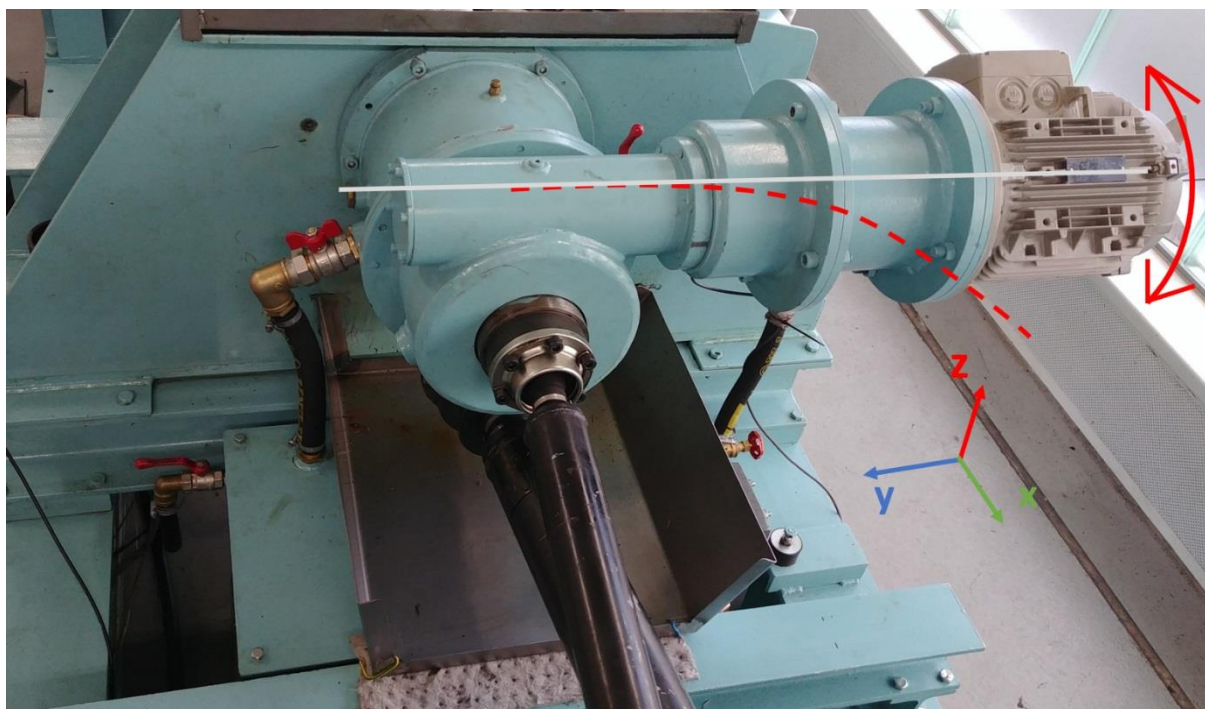
Výpočet je uložen na CD v příloze, pomocí kterého lze v programu Abaqus zobrazit další vypočtené vlastní frekvence a jim odpovídající vlastní tvary kmitů do 500 Hz.

6. Podpurný člen elektromotoru planetového předepínacího zařízení

Hmotnost planetového předepínacího zařízení je hrubým odhadem přes 200 [kg] a celé je ke stavu upevněno šesti šrouby M10. Tuto sestavu si lze zjednodušeně představit jako prostorově vetknutý nosník. Během zkoušky se z uzavřeného zkušebního stavu stává vibrující konstrukce a planetové předepínací zařízení bude v prostoru kmitat. Délka trvání zkoušky může být až několik dní, během kterých by elektromotor mohl ve vzduchu dosahovat nebezpečných výchylek. Za nebezpečné výchylky jsou v této úloze považovány výchylky řádově v jednotkách milimetrů.

6.1. Popis nebezpečného kmitání a následné poruchy

Vzhledem k tvaru planetového předepínacího zařízení a k rozložení jeho hmoty je za nejnebezpečnější tvar kmitání považován tvar, kdy volný konec elektromotoru dosahuje ve svislém směru z v porovnání se zbylými částmi zařízení největších výchylek. Teoreticky je tento tvar kmitu naznačen na obr. 49.

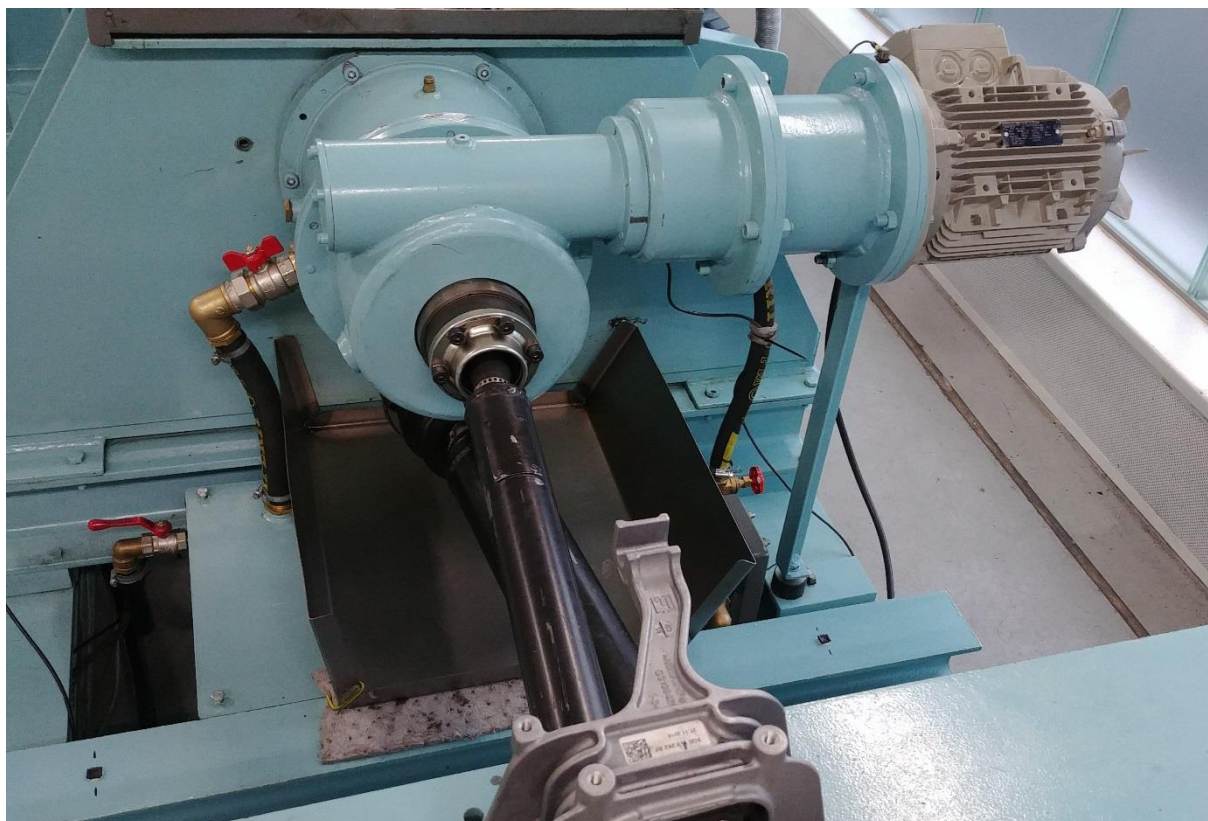


Obrázek 49 - Předpokládaný nebezpečný tvar kmitu

V tomto svislém směru z navíc na celé zařízení působí účinky gravitace. V případě, že by následkem tohoto kmitání nebo následkem jakékoliv jiné poruchy došlo k uvolnění šroubů v uložení planetového předepínacího zařízení, došlo by k okamžitému pádu volného konce s elektromotorem ve svislém směru z a k poškození jednotlivých zařízení uzavřeného zkušebního stavu. Tomuto je nutné vhodným řešením zabránit.

6.2. Současné řešení

Současné bezpečnostní řešení, které je již za účelem předejití poruchy realizováno, je zobrazeno na obr. 50.



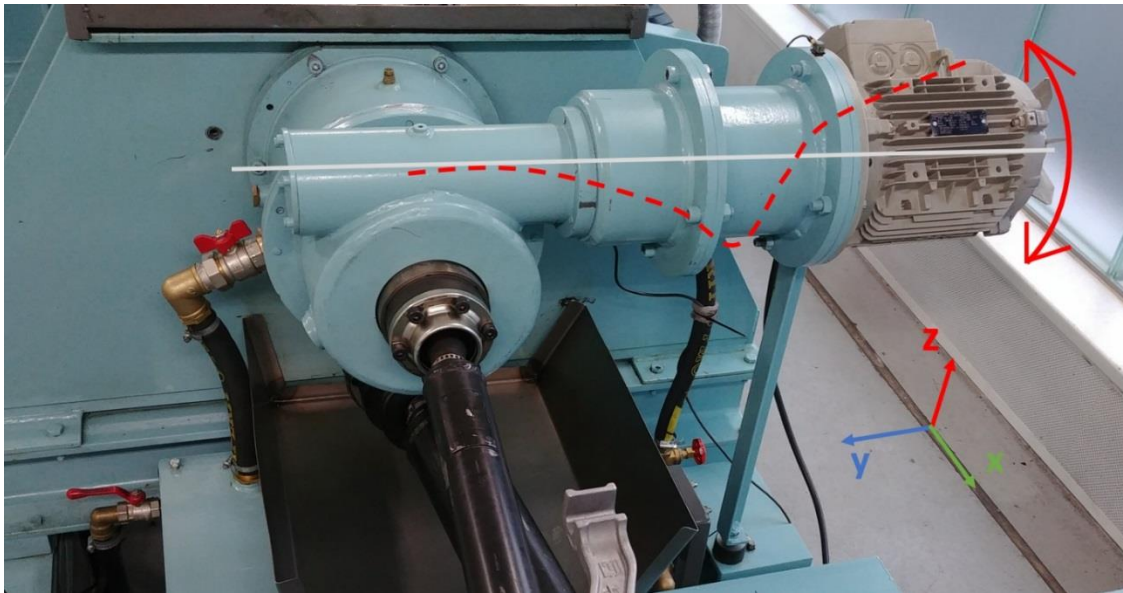
Obrázek 50 - Současné řešení planetového předepínacího zařízení - podpůrný člen

Během zkoušek s planetovým předepínacím zařízením je již toto řešení vždy používáno. Jedná se o upevnění planetového předepínacího zařízení v místě příruby elektromotoru k rámu stavu ve svislém směru z pomoci ocelové tyče. Tyč je jedním svým koncem připevněná k přírubě elektromotoru šroubovým spojem. Druhým koncem je tyč připevněná šroubovým spojem k silentbloku a ten je šroubovým spojem připevněn k rámu stavu. Silentblok je zde použit z důvodu, jelikož není jasné, zdali by uchycení kmitajícího planetového předepínacího zařízení ke kmitajícímu rámu stavu pouze ocelovým podpůrným členem a šroubovými spoji nezhoršilo výsledné výchylky.

Řešení s touto podpůrnou tyčí nebylo podloženo žádným měřením a vychází z představy o možné poruše popsané v předchozí části této kapitoly.

6.3. Ověření současného řešení

Ve skutečnosti není jisté, zdali předpokládaný tvar kmitu zobrazený na obr. 49 vůbec existuje. Je např. možné, že zařízení kmitá ve svislém směru z ilustrativně zobrazeným tvarem na obr. 51 a v tom případě by současná podpůrná tyč neměla na výchylky planetového předepínacího zařízení žádný vliv a sloužila by pouze při poruše pro udržení zařízení blízko původní polohy.

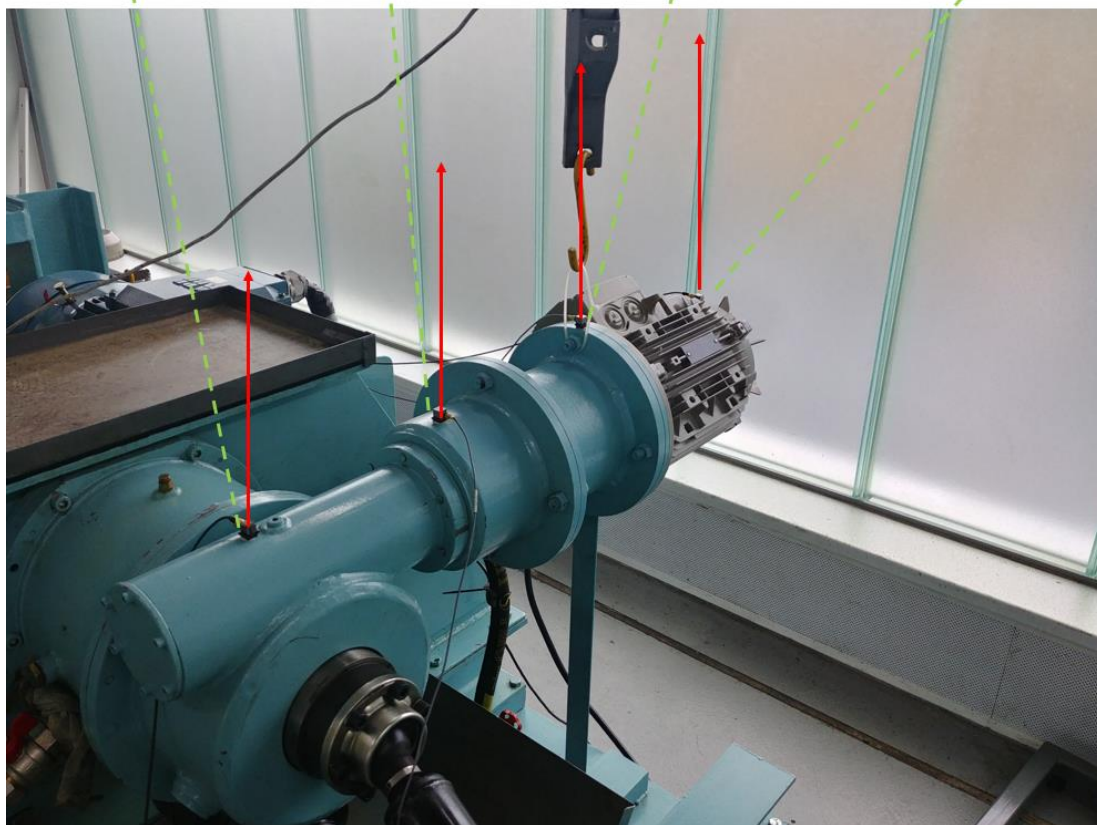


Obrázek 51 - Možný vlastní tvar kmitu

K ověření vhodnosti současného řešení je tedy nutné nejprve zjistit vlastní tvar kmitu zařízení ve svislém směru z.

6.3.1. Vlastní tvar kmitu planetového předepínacího zařízení ve svislém směru z
Předpokládaný tvar kmitu zařízení z obr. 49 je pravděpodobně možné získat měřením volných kmitů při zastaveném zkušebním stavu podle obr. 52.

Akcelerometr č.1 Akcelerometr č.2 Akcelerometr č.3 Akcelerometr č.4



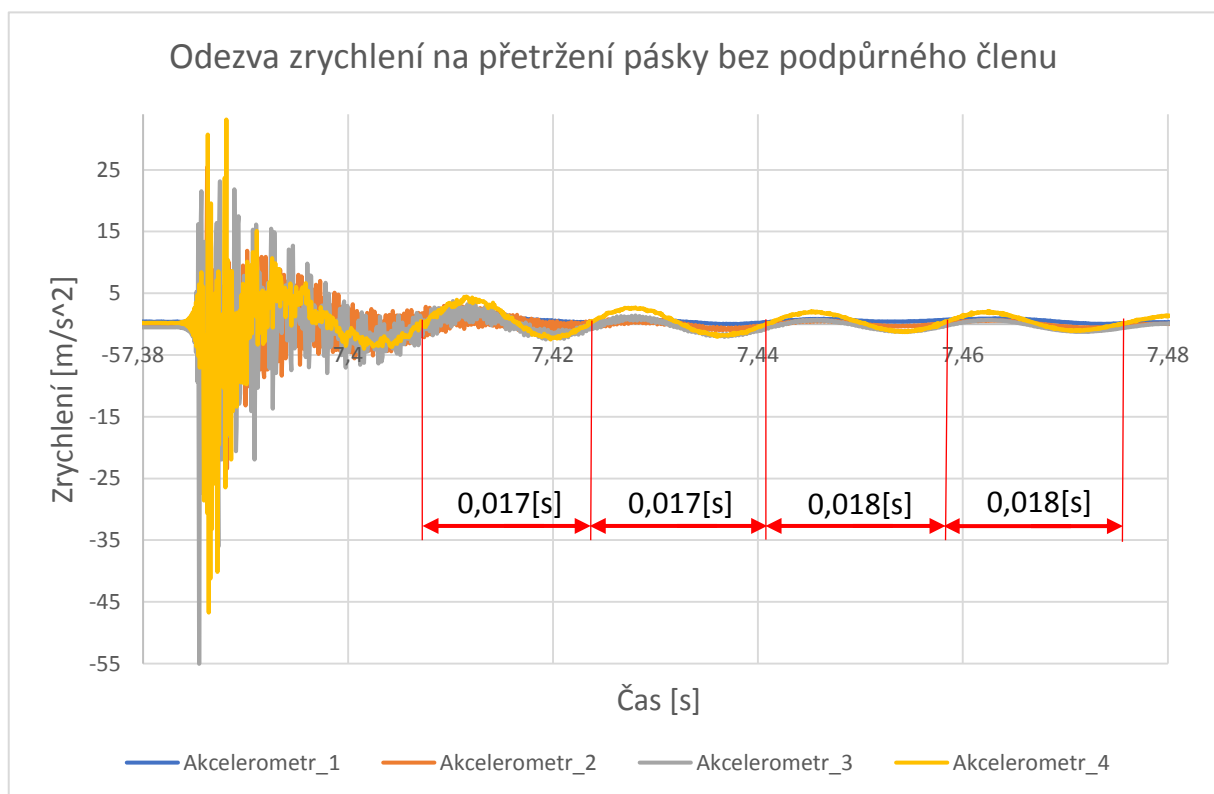
Obrázek 52 – Metoda měření vlastního tvaru kmitu planetového předepínacího zařízení

Vibrace jsou měřeny dvěma tříosými akcelerometry Brüel&Kjær 4524-B-001 a dvěma jednoosými akcelerometry Brüel&Kjær. Akcelerometry snímají hodnoty zrychlení ve stejných časových okamžicích. Vzorkovací frekvence snímaného signálu zrychlení je 12800 [Hz].

Jednoosé jsou akcelerometry č. 2 a č.3 a snímají zrychlení ve směru z, resp. ve svislém směru, ve kterém je potřeba zjistit vlastní tvar kmitu. Tříosé jsou akcelerometry č. 1 a č.4 a kromě svislé osy snímají i zrychlení ve zbylých směrech x a y, které v této části úlohy nejsou využity.

K získání vlastního tvaru kmitu je nutné rozkmitat planetové předepínací zařízení. To lze nejjednodušeji realizovat pomocí bouchnutí kladiva do zařízení. U tohoto postupu však hrozí zpětný odraz zařízení do kladiva, který by mohl negativně ovlivnit měřené volné kmitání. Z tohoto důvodu je vhodné použít následující postup, který nezpůsobí zpětný odraz a neovlivní naměřená data.

Impulz, který rozkmitá planetové předepínací zařízení je vyvolán přetržením stahovací pásky, která je zaháknuta k planetovému předepínacímu zařízení nad podpůrným členem. To je zobrazeno na obr. Jeřáb začne pásku postupně tahat vzhůru, tj. ve svislém směru z, až dojde k jejímu přetržení. Na jeřábu je umístěno tenzometrické rameno, které snímá sílu, při které dojde k přetržení pásky. Síla, která způsobí přetržení stahovací pásky je přibližně 400 [N]. Na obr. 53 je zobrazen záznam odezvy zrychlení na přetržení pásky pro měření bez podpůrného členu.



Obrázek 53 - Odezva zrychlení na přetržení pásky bez podpůrného členu

Z obrázku je přibližně pro 4 kmity odečtena patrná dominantní frekvence přibližně jako

$$f = \frac{4}{(0,017 + 0,017 + 0,018 + 0,018)} \approx 57 \text{ [Hz]}. \quad (19)$$

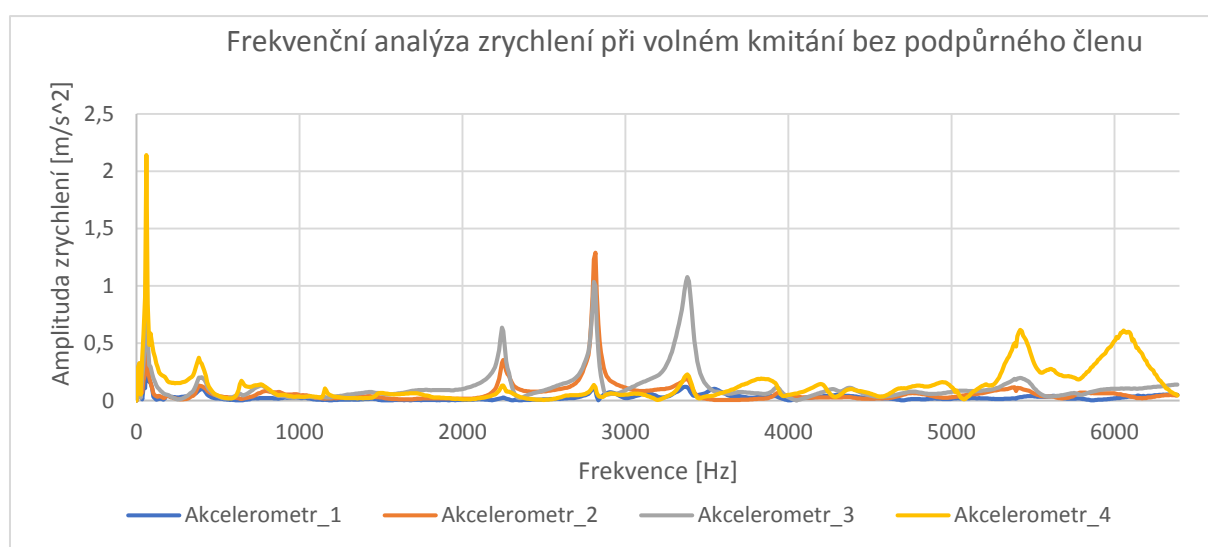
Podobným způsobem by se rovněž dala odečíst i průměrná amplituda zrychlení. Aby se ale tyto hodnoty neodečítaly intuitivně z grafu, je část záznamu podrobena frekvenční analýze.

K analýze naměřených dat je použit program Diadem. V programu je provedena frekvenční analýza naměřených signálů příkazem FFT (Fast Fourier Transformation).

Frekvenční analýzou jsou získány jednotlivé složky chvění, které se v naměřeném signálu vyskytují. Složky jsou charakterizovány jejich frekvencí a amplitudou podle vztahu (13).

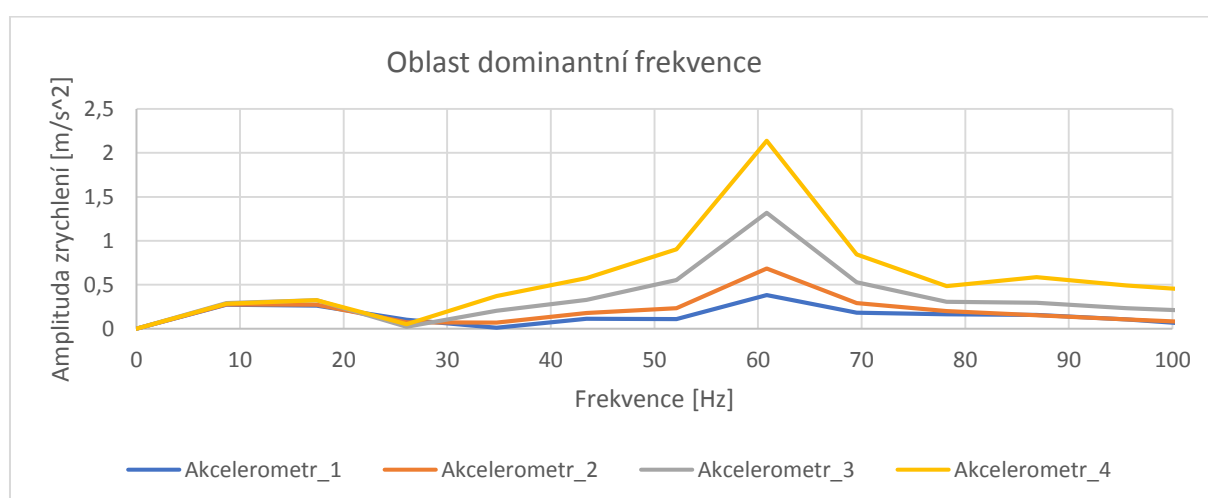
Nejvyšší možná zaznamenaná frekvence je rovna polovině frekvence vzorkovací. V tomto případě je možné maximálně zaznamenat složky naměřeného signálu o frekvenci 6400 [Hz]. Při takto vysokých frekvencích se už spíše jedná doslova o vibrace než o kmitání. Vibracemi je myšleno chvění, které může způsobovat rušivé zvukové efekty.

Z celého záznamu byla frekvenční analýze podrobena první perioda zvýrazněná časovým intervalem 0,017 [s]. Výsledek frekvenční analýzy je zobrazen na obr. 54.



Obrázek 54 - Frekvenční analýza zrychlení

Na obr. 55 je zobrazen detail oblasti dominantní frekvence.



Obrázek 55 - Oblast dominantní frekvence

Z frekvenční analýzy zrychlení lze z amplitudy zrychlení A pomocí vztahu (17) vypočítat amplitudu výchylky.

V tomto případě byl z výsledků frekvenční analýzy na obr. odečten bod odpovídající frekvenci $f = 61$ [Hz] a amplitudě $A = 2,14$ [m/s^2].

Při frekvenci 61 [Hz] je tedy amplituda výchylky

$$A_v = A \cdot \frac{1}{\omega^2} = A \cdot \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot f)^2} = 2,14 \cdot \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot 61)^2} \approx 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ [m]} \quad (19)$$

Analogicky byly spočítány amplitudy výchylek ve zbylých místech akcelerometrů. Dále byly z výsledků frekvenční analýzy v programu Diadem odečteny fáze jednotlivých amplitud při frekvenci $f = 61$ [Hz]. Výsledky jsou zapsány v následující tabulce.

	Amplituda [m]	Fáze [°]
Akcelerometr 1	$2,62 \cdot 10^{-6}$	108,29
Akcelerometr 2	$4,68 \cdot 10^{-6}$	119,77
Akcelerometr 3	$9 \cdot 10^{-6}$	126,69
Akcelerometr 4	$1,46 \cdot 10^{-5}$	129,08

Z těchto výsledků lze určit vlastní tvar kmitu. Ten je zobrazen na obr. 56.



Obrázek 56 - Vlastní tvar kmitu získaný z volného kmitání

Výsledkem měření volných kmitů je získání vlastního tvaru kmitu sledovaného zařízení a odpovídá mu vlastní frekvence přibližně 61 [Hz].

Z výsledku vyplývá, že planetové předepínací zařízení má tu vlastnost, že může kmitat předpokládaným nebezpečným tvarem ve svislém směru z, viz obr. V případě, že by zařízení během zkoušky při tomto tvaru kmitu dosahovalo velkých výchylek, bylo by nutné tyto výchylky vhodným řešením snížit.

Zdali je však tohoto tvaru kmitu dosaženo i během zkoušky vlivem provozního zatížení, je nutné zjistit měřením za chodu uzavřeného zkušebního stavu.

6.3.1.1. Význam zbylých frekvencí v naměřeném signálu zrychlení

Z frekvenční analýzy na obr. 54 je patrné, že naměřený signál zrychlení na obr. 53 obsahuje i jiné frekvence než jen zjištěnou frekvenci 61 [Hz]. Tyto ostatní frekvence obsažené v naměřeném zrychlení a jim odpovídající amplitudy se také jistě podílejí na hodnotě výsledné výchylky planetového předepínacího zařízení. Jejich příspěvek k výsledné výchylce je však velmi malý.

To lze např. ukázat odečtením bodu $f = 2815$ [Hz], $A = 1,29$ [m/s^2] z frekvenční analýzy na obr. 54.

Při této frekvenci je amplituda výchylky

$$A \cdot \frac{1}{\omega^2} = A \cdot \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot f)^2} = 1,29 \cdot \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot 2815)^2} \approx 1,12 \cdot 10^{-9} [m]. \quad (20)$$

Složka na frekvenci 2815 [Hz] se podílí na celkové výchylce velmi málo. Z tohoto důvodu nejsou tyto složky do výpočtu výchylek uvažovány.

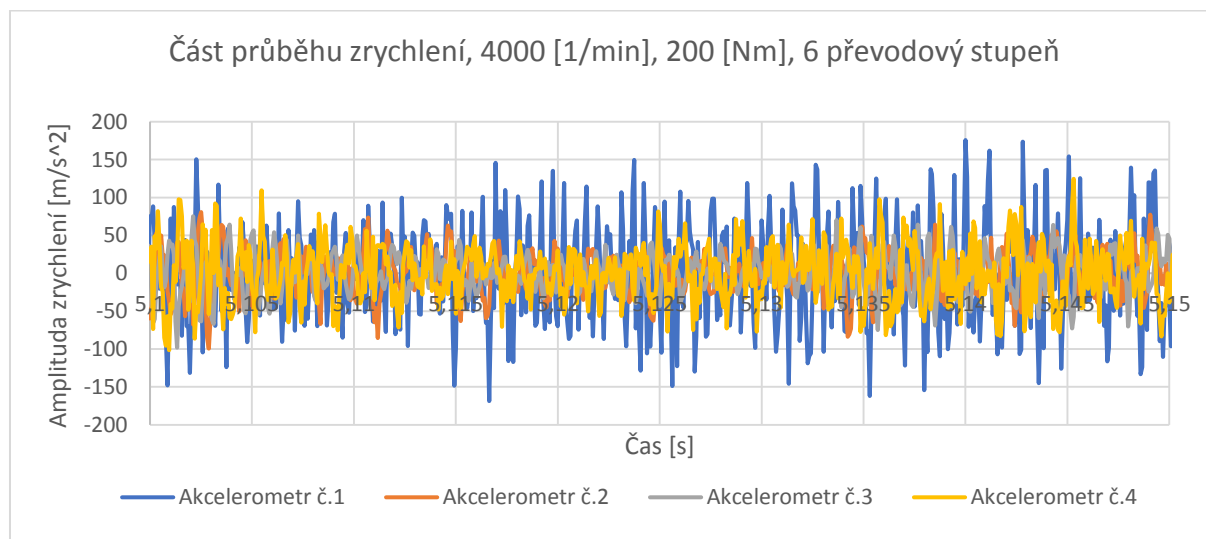
6.3.2. Kmitání za chodu

6.3.2.1. Častý provozní režim

Během chodu uzavřeného zkušebního stavu je nejčastěji nastavena hodnota požadovaných otáček vstupního hřídele do testované převodovky 4000 [1/min] a hodnota předpětí 200 [Nm].

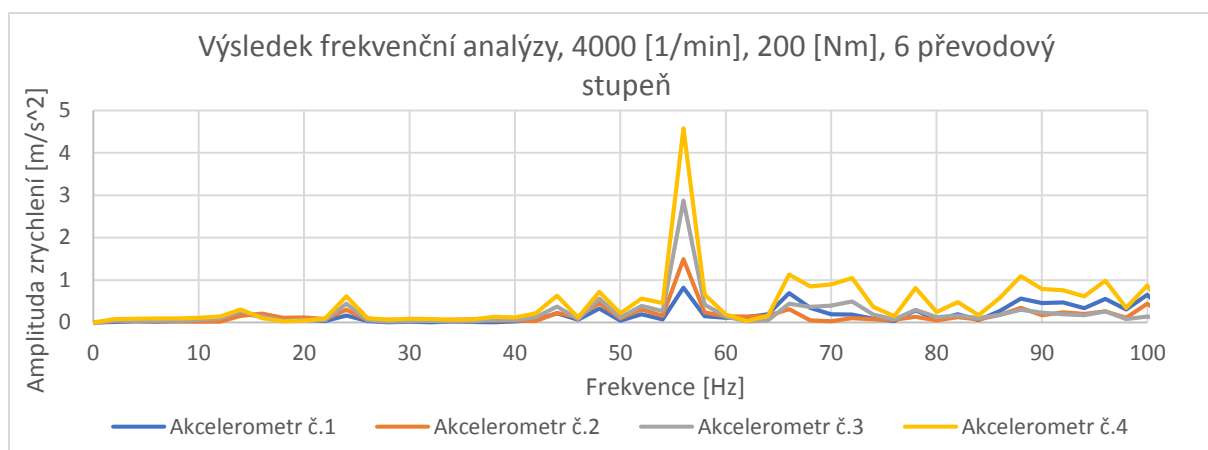
Vzhledem k tomu, že podpurná tyč je již z bezpečnostního důvodu vždy během zkoušek použita, je následující měření provedeno pouze s touto tyčí.

Na obr. 57 je zobrazen záznam zrychlení z akcelerometrů pro šestý převodový stupeň při otáčkách 4000 [1/min] a při nastaveném předpětí 200 [Nm]. Akcelerometry jsou umístěny stejně jako při měření volných kmitů.



Obrázek 57 - Část průběhu zrychlení, 4000 [1/min], 200 [Nm], 6. převodový stupeň

Detail výsledku frekvenční analýzy naměřeného zrychlení za chodu je v oblasti zkoumaného tvaru kmitu je zobrazen na obr. 58.

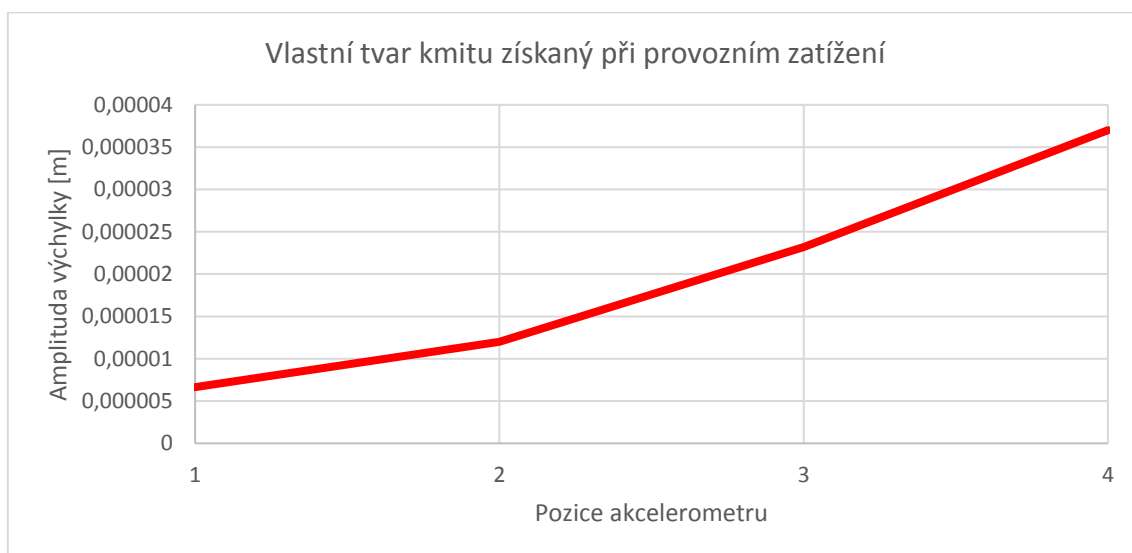


Obrázek 58 - Výsledek frekvenční analýzy, 4000 [1/min], 200 [Nm], 6 převodový stupeň

Z detailu je patrné, že největší amplitudy zrychlení na frekvenci přibližně 56 [Hz] je při chodu dosaženo v místě volného konce elektromotoru, resp. v místě akcelerometru č. 4. Dále se postupně směrem k akcelerometru č. 1 amplituda zrychlení snižuje. V následující tabulce je analogicky zobrazena amplituda výchylky a jí příslušná fáze.

	Amplituda [m]	Fáze [°]
Akcelerometr 1	$6,64 \cdot 10^{-6}$	92,92
Akcelerometr 2	$1,2 \cdot 10^{-5}$	95,34
Akcelerometr 3	$2,32 \cdot 10^{-5}$	92,79
Akcelerometr 4	$3,70 \cdot 10^{-5}$	92,86

Z těchto údajů lze opět vykreslit vlastní tvar kmitu planetového předepínacího zařízení během zkoušky. Ten je zobrazen na obr. 59.



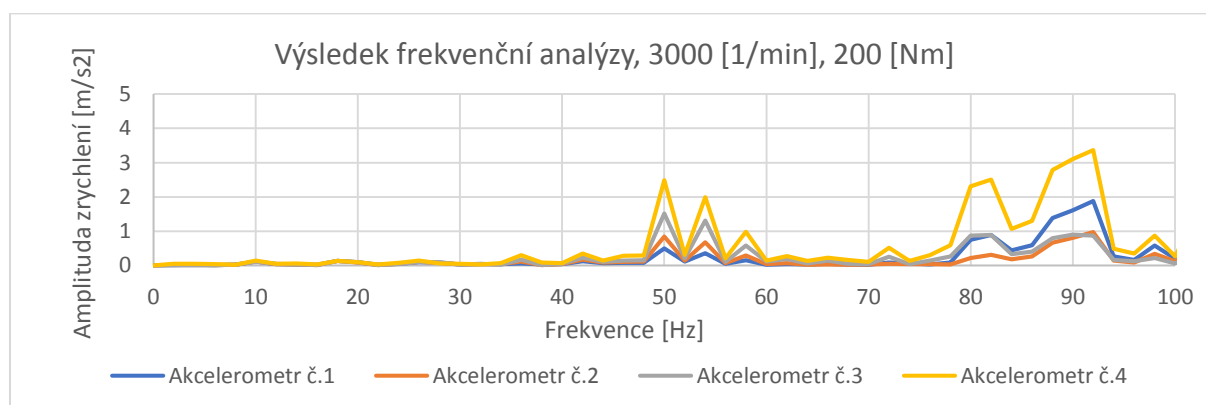
Obrázek 59 - Vlastní tvar kmitu získaný při provozním zatížení

Z tohoto měření vyplývá, že zařízení kmitá předpokládaným nebezpečným tvarem i během zkoušky. Hodnota vlastní frekvence, při které je dosaženo tohoto kmitu se vyskytuje přibližně v oblasti 56 [Hz]. Amplituda výchylky tohoto kmitu je největší na konci elektromotoru, resp. v místě akcelerometru č. 4 a její hodnota je 0,037 mm.

Tento výsledek byl zjištěn při šestém zařazeném převodovém stupni, otáčkách 4000 [1/min] a při hodnotě předpětí 200 [Nm] a jedná se o nejčastější variantu používaného zatížení během zkoušky.

6.3.2.2. Zbylé provozní režimy

V případě jiného provozního zatížení by budící frekvence, resp. kmitání stavu mohlo vybudit jiný tvar kmitu. Na obr. 60 je zobrazen výsledek frekvenční analýzy pro naměřený signál zrychlení při třetím převodovém stupni, otáčkách 3000 [1/min] a při hodnotě předpětí 200 [Nm].



Obrázek 60 - Výsledek frekvenční analýzy, 3000 [1/min], 200 [Nm]

Z výsledku na obr. 36 je patrné, že amplituda zrychlení je stále největší na volném konci elektromotoru, resp. v místě akcelerometru č.4 a postupně se směrem ke středu stavu její hodnota při frekvenci nebezpečného vlastního tvaru kmitu snižuje. Analogické výsledky byly zjištěny z měření i při ostatních zatíženích.

6.3.3. Zhodnocení podpůrného členu

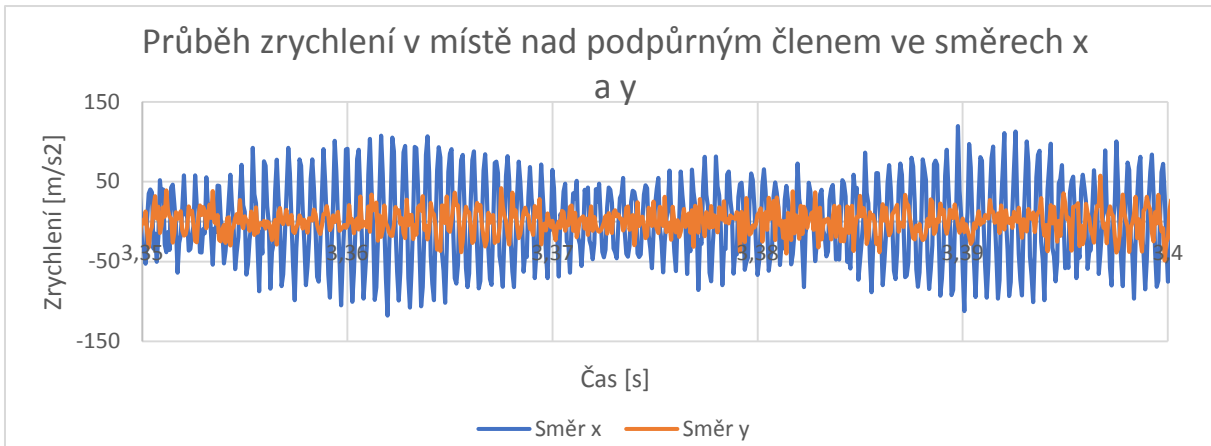
Hodnota výchylky na konci elektromotoru ve svislém směru z není závratně vysoká a směrem ke středu stavu se postupně zmenšuje. Z tohoto důvodu je současné řešení zhodnoceno jako vhodné za účelem ulehčení zatížení nosných šroubů M10 od gravitačních účinků působících na planetové předepínací zařízení.

Takto bylo zhodnoceno kmitání ve svislém směru z, nicméně během zkoušky dochází k výchylkám planetového předepínacího zařízení i ve zbylých směrech x a y a je tedy možné, že zařízení dosahuje největších výchylek v jednom ze zbylých dvou směrů.

6.4. Měření výchylek ve směru x a ve směru y

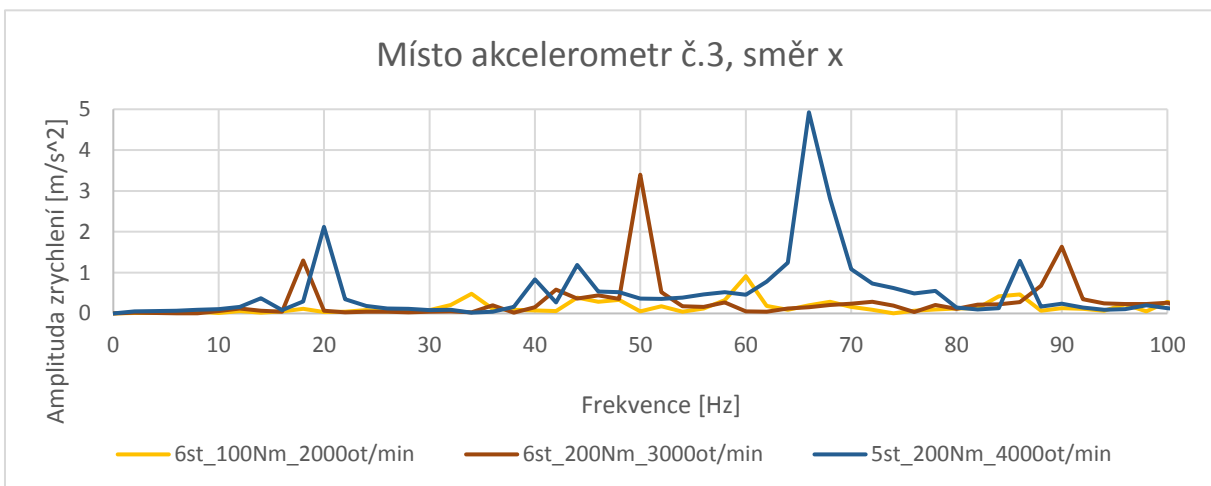
Vzhledem k tomu, že k dispozici jsou pouze dva tříosé akcelerometry, jsou výchylky zkoumány pouze v místech volného konce elektromotoru, resp. místech, kde je umístěn akcelerometr č. 3 a akcelerometr č. 4 na obr. 52.

Část průběhu naměřeného zrychlení ve směru x a ve směru y je pro akcelerometr umístěný nad podpůrným členem zobrazen na obr. 61.



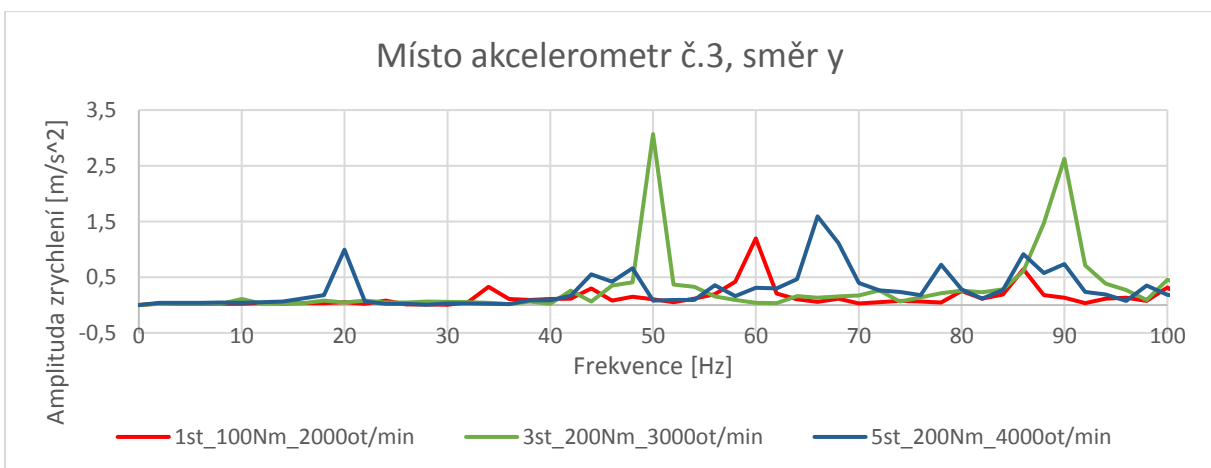
Obrázek 61 - Průběh zrychlení v místě nad podpurným členem ve směrech x a y

Tento průběh zrychlení byl změřen pro šestý převodový stupeň, při nastaveném předpětí 200 [Nm] a otáčkách horního hřídele 4000 [1/min]. Analogicky byly změřeny průběhy zrychlení pro ostatní převodové stupně. Naměřené průběhy byly podrobeny frekvenční analýze. Ukázka výsledků z frekvenční analýzy je zobrazena pro směr x na obr.62.



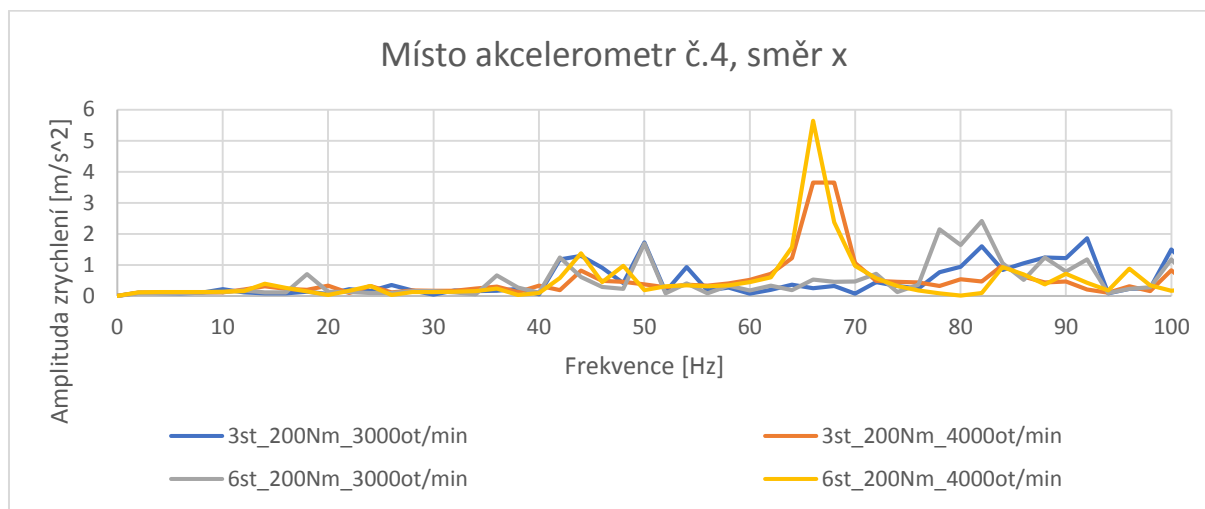
Obrázek 62 - Místo akcelerometr č.3, směr x

Na obr. 63 je zobrazena ukázka výsledků z frekvenční analýzy pro směr y.

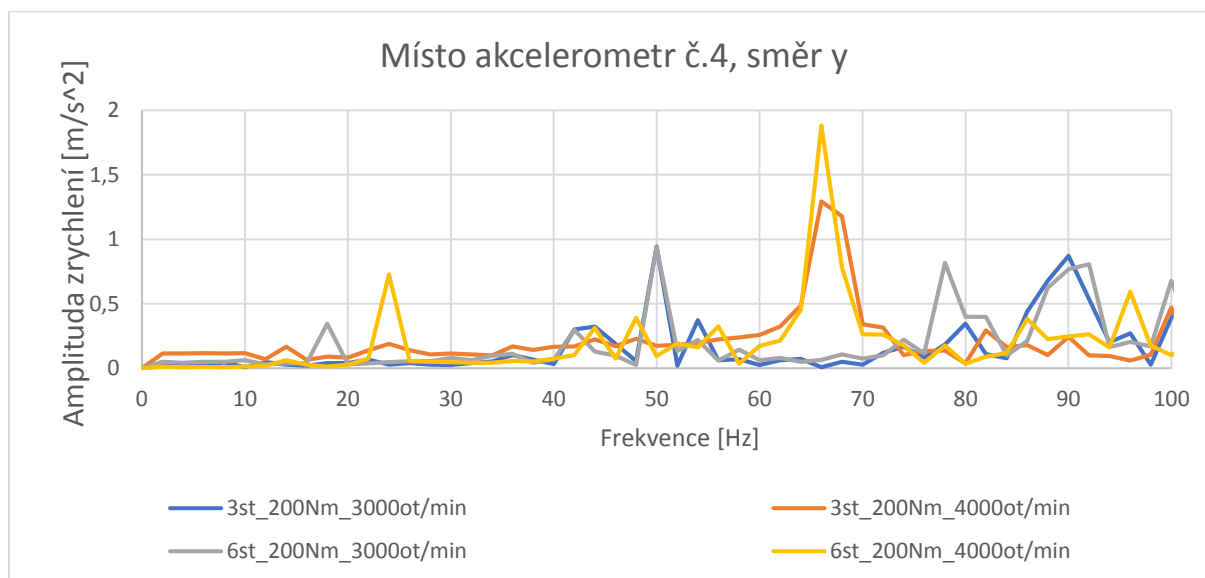


Obrázek 63 – Místo akcelerometr č.3, směr y

Analogickým způsobem byly zjištěny amplitudy výchylek ve směru x a ve směru y v místě volného konce elektromotoru.



Obrázek 64 - Místo akcelerometr č.4, směr x



Obrázek 65 - Místo akcelerometr č. 4, směr y

6.5. Shrnutí

Z měření volných kmitů ve svislém směru z byl nalezen předpokládaný vlastní tvar kmitu (a jemu odpovídající vlastní frekvence) planetového předepínacího zařízení, který je považován za nejnebezpečnější. Zdali je tohoto tvaru kmitu dosaženo během zkoušky bylo ověřeno měřením zrychlení kmitajícího zařízení za chodu uzavřeného zkušebního stavu.

Dosahované naměřené hodnoty zrychlení zařízení jsou největší v příčném směru y (až $200 m/s^2$), menší v podélném směru x (až $100 m/s^2$) a nejmenší ve směru z (až $80 m/s^2$). Tyto naměřené signály zrychlení se skládají z velkého množství složek o různých frekvencích a jim odpovídajících amplitudách. Nejvyšší hodnoty amplitud zrychlení jsou v naměřeném signálu zaznamenány na frekvencích řádově tisíců hertz. V tomto případě způsobují takto vysoké frekvence malé hodnoty výchylek, které nejsou pro řešení této úlohy podstatné.

Rozhodující vliv na výslednou hodnotu výchylek mají v naměřeném signálu zrychlení složky s frekvencí řádově desítky hertz.

Frekvenční analýzou naměřených zrychlení bylo zjištěno, že vlivem nejčastěji používaného provozního režimu (tj. otáčky $4000 [1/min]$ a předpětí $200 [Nm]$) dojde k vybuzení zjištěného vlastního tvaru kmitu ve směru z , při kterém jsou výchylky na volném konci elektromotoru největší a postupně se směrem ke středu stavu zmenšují (viz obr.). Pro tento zatěžovací režim kmitá zařízení tímto tvarem s frekvencí přibližně $55 [Hz]$.

Tento vlastní tvar kmitu je však vybuzen i při zbylých provozních režimech a v závislosti na otáčkách kmitá planetové předepínací zařízení tímto tvarem kmitu frekvencemi v oblasti $50 - 60 [Hz]$.

Hodnoty výchylek planetového předepínacího zařízení při tomto tvaru kmitu však nedosahují ani $1 [mm]$.

Z měření zrychlení planetového předepínacího zařízení ve zbylých směrech x a y vycházejí podobné výsledky a ani výchylky v těchto směrech nedosahují hodnoty $1 [mm]$.

Z měření vyplývá, že zařízení je dostatečně tuhé a jeho upevnění k rámu stavu není nutné. Současné řešení je však určitě vhodné dále využívat pro kompenzaci gravitačních účinků na volném konci a dále také pro případ, kdy by došlo k uvolnění šroubů a planetové předepínací zařízení by tak mohlo být díky podpůrnému členu bylo přidržováno blízko původní polohy.

7. Přesnější regulace předpětí v okruhu pomocí PID regulátoru

7.1. Vyvození požadovaného zatížení

Předpětí, resp. točivý moment reprezentuje zatížení převodovky. V případě použití šnekového předepínacího zařízení s třecí spojkou ETP-Techno je nutné vnést toto předpětí do okruhu před spuštěním uzavřeného zkušebního stavu natočením dvou sousých hřídelů a jejich následnou aretací. Předpětí je poté po celou dobu zkoušky udržováno svěrným spojem a není tedy potřeba a ani možno jej během zkoušky nijak regulovat.

Další možností, jak vnést do okruhu předpětí, je skrze ovládací program pomocí planetového předepínacího zařízení. Zde je nutné předpětí regulovat, jelikož je vyvoláno planetovým předepínacím soukolím, které je ovládáno elektromotorem Siemens 1LA7113. Díky tomu lze zatížení testované převodovky, resp. předpětí v okruhu měnit za chodu. Tento postup se používá pro více hladinové zkoušky. Regulace předpětí je realizována P-regulátorem. Zpřesnění regulace předpětí pomocí PID-regulátoru je předmětem této kapitoly.

7.2. Regulátory

Před řešením této úlohy je vhodné nejprve definovat používané termíny, vysvětlit princip regulátoru a význam jeho jednotlivých složek.

Regulátor

Regulátor (resp. řídicí automat) je v užším slova smyslu prvek regulačního obvodu, jehož hlavní funkcí je odstranění nebo minimalizace regulační odchylky $e(t)$. Výsledkem tedy je, že regulovaná veličina je přibližně rovna řídicí veličině. Tohoto je docíleno pomocí akční veličiny regulátoru.

Kvalita regulace závisí na tom, jaký regulátor je použit a jak jsou parametry regulátoru nastaveny. Rozlišuje se pět typů regulátorů: P, I, PI, PD a PID. [5]

Řídicí veličina $w(t)$

Řídicí veličina je požadovaná veličina. [5] V tomto případě je to předpětí, resp. požadovaný krouticí moment, který je zadán do čelního panelu.

Akční veličina $u(t)$

Akční veličina je výstupní veličina regulátoru a vstupní veličina řízeného systému. [5] V tomto případě je to signál pro elektromotor, který natáčí korunu.

Regulovaná veličina $y(t)$

Regulovaná veličina je výstupní veličina regulovaného systému. [5] V tomto případě je to skutečné nastavené předpětí v okruhu.

Regulační odchylka $e(t)$

Regulační odchylka je vstupní veličina regulátoru. [5] V tomto případě vyjadřuje rozdíl mezi požadovaným předpětím v čelním panelu a skutečným předpětím v okruhu. Toto lze matematicky popsat následujícím vztahem

$$e(t) = w(t) - y(t) . [5] \tag{21}$$

Poruchové veličiny d_i

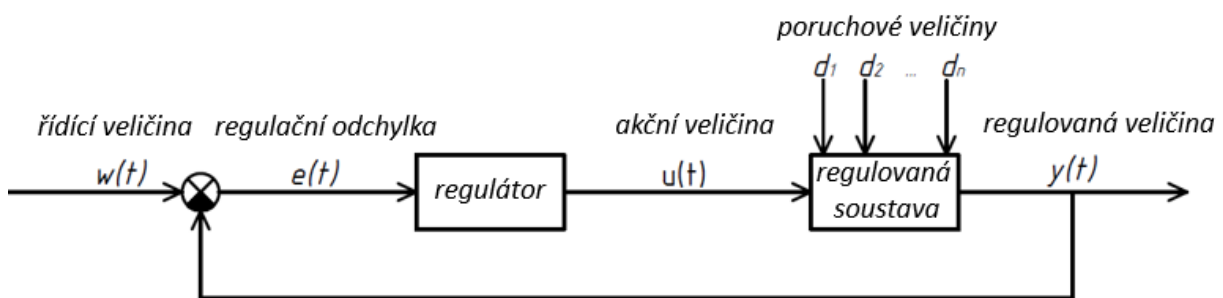
Jak již název napovídá, jedná se o poruchy, které nežádoucím a nepředvídatelným způsobem ovlivňují regulovanou veličinu $y(t)$. Patří sem např. vlivy okolního prostředí. [5]

Regulovaná soustava

V tomto případě je regulovanou soustavou myšleno planetové předepínací zařízení, které řídíme.

Regulační obvod

Hlavním úkolem regulačního obvodu je, aby regulovaná veličina co nejlépe sledovala průběh řídicí veličiny. Dalším úkolem je eliminace působení poruchových veličin tak, aby se jejich vliv v obvodu na regulované veličině projevil co nejméně. V tomto případě se jedná o obvod se zápornou zpětnou vazbou. [5] To je zobrazeno na obr. 66.



Obrázek 66 - Regulační obvod

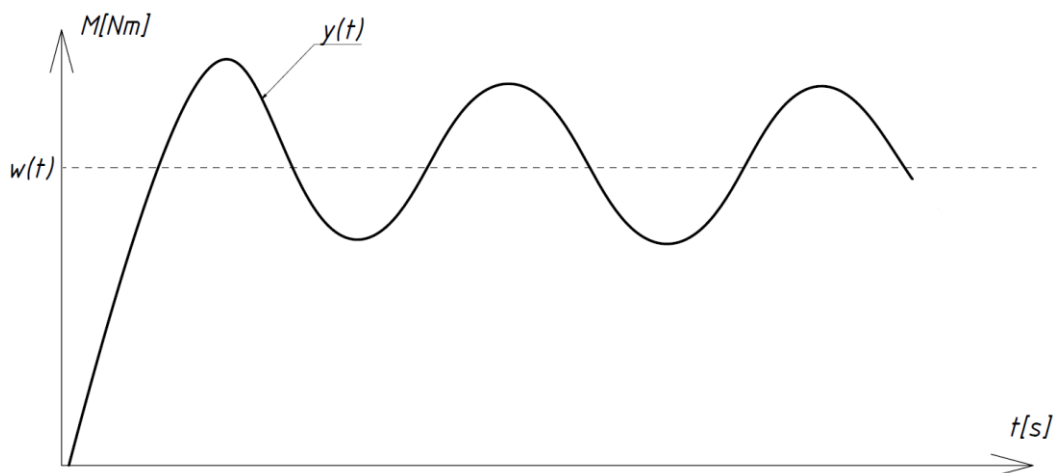
Proporcionální složka regulátoru P

Složka P nastavuje hodnotu akční veličiny $u(t)$ úměrně (proporcionálně) k regulační odchylce $e(t)$. Toto lze matematicky popsat následujícím vztahem

$$u(t) = r_0 \cdot e(t) , \quad (22)$$

kde r_0 je tzv. zesílení neboli proporcionální konstanta. To znamená, že čím větší je regulační odchylka, tím větší je akční zásah regulátoru. Naopak čím nižší je regulační odchylka, tím nižší je akční zásah regulátoru, ale nikdy není nulový.

Tato složka může pracovat samostatně jako P-regulátor, zasahuje okamžitě a zanechává trvalou regulační odchylku. [5] Její průběh je ilustrativně zobrazen na obr. 67.



Obrázek 67 - Ilustrativní zobrazení průběhu regulace P-regulátoru

Integrační složka regulátoru I

Složka I nastavuje hodnotu akční veličiny $u(t)$ úměrně integrálu regulační odchylky $e(t)$. Toto lze matematicky popsat následujícím vztahem

$$u(t) = r_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + u(0), \quad (23)$$

kde r_I je integrační konstanta.

Z rovnice vyplývá, že ustálený stav může nastat pouze v případě nulové regulační odchylky, takže regulační odchylka může být nulová. Tato složka může pracovat samostatně jako I-regulátor a zasahuje pozvolna až do dosažení nulové regulační odchylky. [5]

Derivační složka regulátoru D

Složka D nastavuje hodnotu akční veličiny $u(t)$ úměrně derivaci regulační odchylky $e(t)$. Toto lze matematicky popsat následujícím vztahem

$$u(t) = r_D \cdot \frac{de(t)}{dt}, \quad (24)$$

kde r_D je derivační konstanta.

Tato složka nemůže pracovat samostatně, neboť reaguje pouze na změnu regulační odchylky $e(t)$. Jakmile se regulační odchylka ustálí, derivační složka je nulová. To znamená že i při výrazné konstantní hodnotě regulační odchylky $e(t)$ by akční zásah od derivační složky byl nulový. Složka bývá zařazena do složeného PD nebo PID regulátoru, kde slouží k urychlení regulačního děje. [5]

7.2.1. PID-regulátor

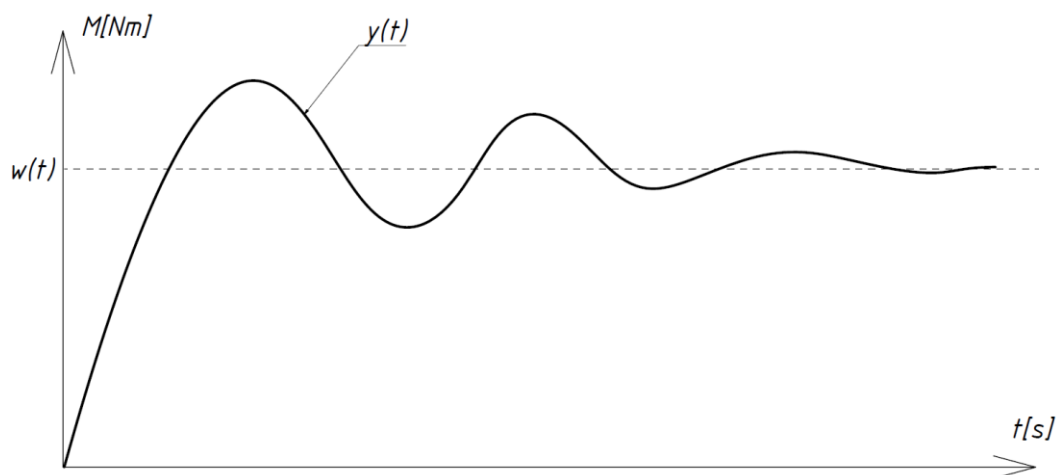
Z výše uvedených složek lze sestavit jednotlivé kombinace s vhodnými parametry, a tak vytvořit regulátor dle potřeb dané aplikace. V tomto případě se bude jednat o PID regulátor, který je popsán následujícím vztahem

$$u(t) = r_0 \cdot e(t) + r_I \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + u(0) + r_D \cdot \frac{de(t)}{dt}. \quad (25)$$

Též se může uvádět ve tvaru

$$u(t) = r_0 \cdot \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \right) + u(0), \quad (26)$$

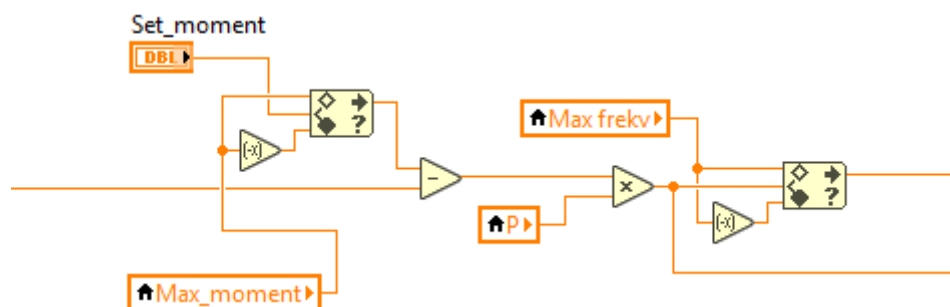
kde T_I je integrační časová konstanta, pro kterou platí $T_I = \frac{r_0}{r_I}$ a T_D je derivační časová konstanta, pro kterou platí $T_D = \frac{r_D}{r_0}$. [5] Ilustrativně je grafické znázornění PID regulace zobrazeno na obr. 68.



Obrázek 68 - Ilustrativní zobrazení průběhu regulace PID-regulátoru

7.3. Nastavení požadovaného předpětí

Program pro řízení zkoušky je vytvořen v programu LabVIEW. Tyto programy se v LabVIEW nazývají virtuální přístroje, resp. VI (Virtual Instrument). Pracuje se zde ve dvou oknech. Okno blokového diagramu slouží k vytvoření programu s požadovanými funkcemi. Okno čelního panelu slouží k vytvoření uživatelského rozhraní programu pomocí ovládacích prvků a indikátorů (tj. grafů, led diod a jiných zobrazovacích prvků). [6] Na obr. 69 je zobrazen regulační obvod s P-regulátorem, jehož úkolem je nastavit v okruhu požadované předpětí.



Obrázek 69 - Část blokového schéma P-regulace

Na obr. 70 je zobrazen čelní panel pro řízení zkoušky životnosti převodovky.



Obrázek 70 - Čelní panel ovládacího programu v LabVIEW

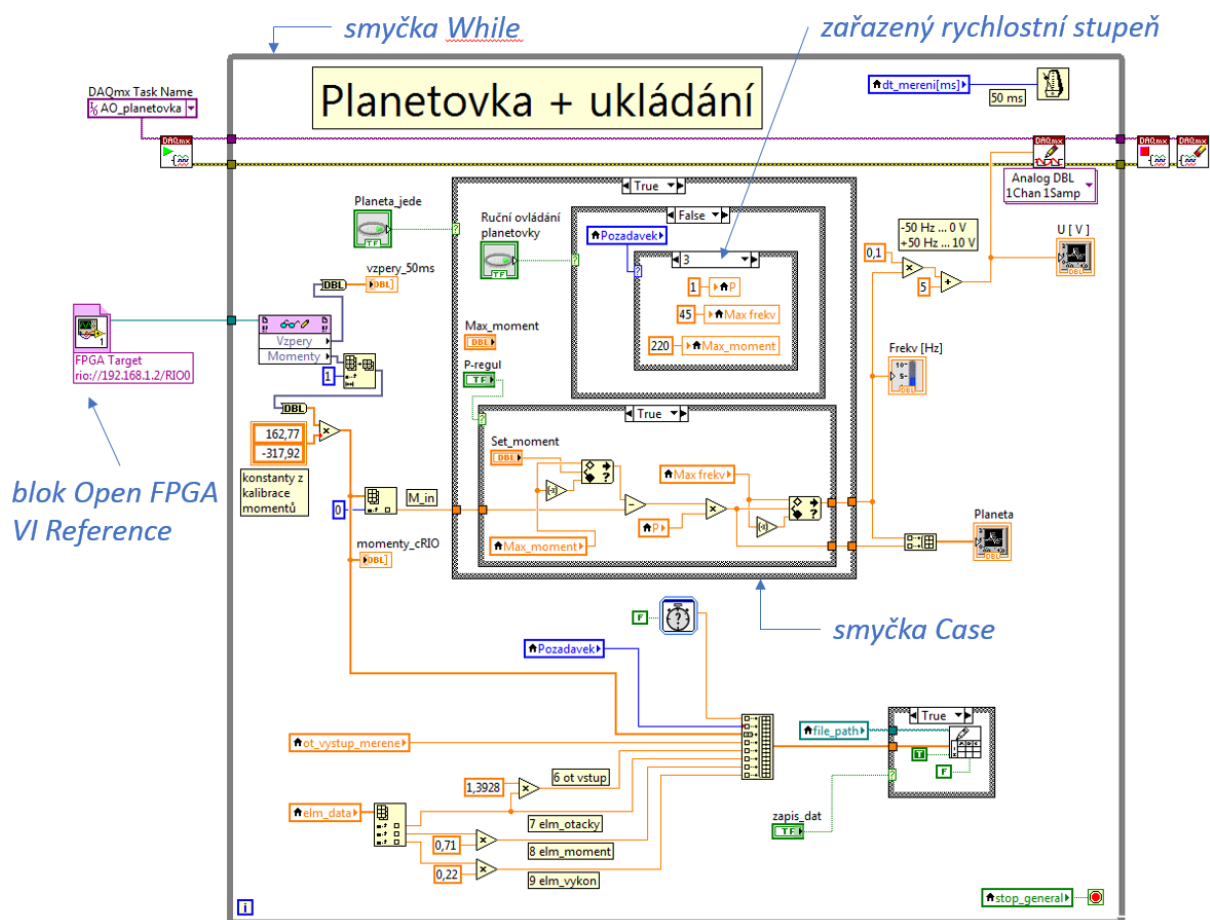
V čelním panelu se nastaví požadovaná hodnota předpětí a spustí se P-regulátor, jehož úkolem je zajistit, aby moment v okruhu odpovídal požadované hodnotě. Aktuální hodnotu předpětí lze sledovat v čelním panelu, kde je zároveň možné sledovat její průběh v čase. Hodnota předpětí zobrazovaná na čelním panelu je získaná jako průměr hodnot naměřených za poslední sekundu. Frekvence měření je 50 [ms], takže každou sekundu je průměrováno dvacet hodnot naměřeného momentu. Aktuální hodnota předpětí se bude díky P-regulátoru po chvíli pohybovat kolem požadované hodnoty.

Zobrazovaná hodnota předpětí v okruhu se díky použitému P-regulátoru pohybuje přibližně o 5 [Nm] od požadované hodnoty.


PID regulátor je na rozdíl od P-regulátoru schopen odstranit regulační odchylku od požadované hodnoty a docílit tak přesnější regulace.

7.3.1. Blokový diagram pro řízení planetového předepínacího zařízení





Blokový diagram je s částečným popisem zobrazen na obr. 71.



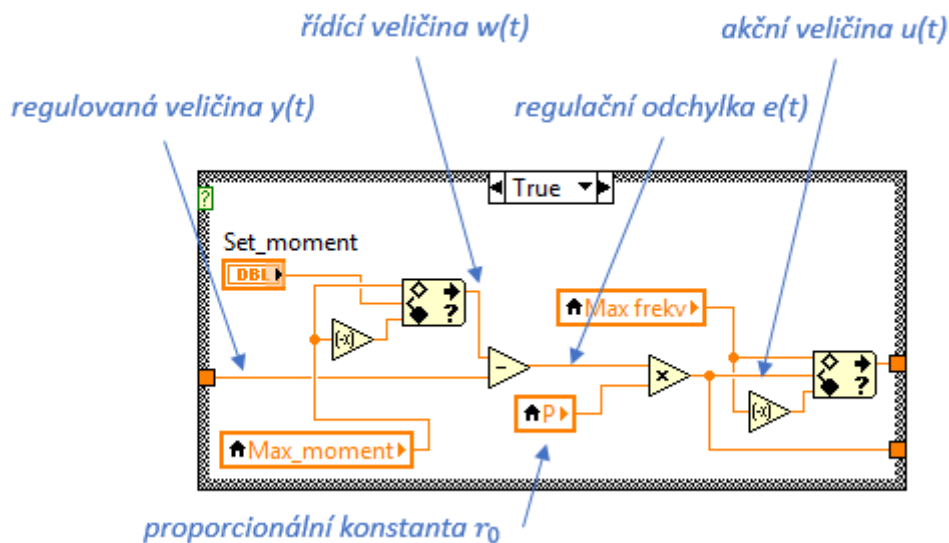
Obrázek 71 – Blokový diagram planetového předepínacího zařízení

Princip blokového schéma je následovný. Blok *Open FPGA VI Reference* naváže komunikaci s daným zařízením. Pro čtení dat na daném kanálu (kanálech) je použit blok *Read/Write Control* (), ze kterého si odebereme data příslušející měřeným točivým momentům horního a dolního hřídele, resp. jim odpovídající napětí získané z tenzometrů na příslušných hřídelích.




V pravidelných časových intervalech jsou odebrány tři hodnoty napětí. Na první pozici s indexem 0 je konstantní rozlišovací hodnota napětí, která slouží jen k oddělení dat mezi jednotlivými časovými intervaly. Na druhé pozici s indexem 1 je napětí naměřené na horním hřídeli, na kterém je vyvozováno předpětí. Na třetí pozici je s indexem 2 napětí naměřené na spodním hřídeli. Rozlišovací hodnota napětí není pro další zpracování podstatná,

a tak jsou pomocí bloku *Array Subset* () dále propuštěny pouze data s indexem 1 a výše. Následně jsou tato data vedena přes blok *To Double Precision Float* (), který zajistí jejich převod na datový typ s pohyblivou čárkou s dvojitou přesností. Tím se rozumí hodnoty napětí odpovídající krouticím momentům na horním a dolním hřídeli s přesností na dvě desetinná místa. Následně jsou v bloku *Multiply* () naměřená napětí převedena pomocí konstant získaných při kalibraci na krouticí momenty. Předpětí se nastavuje na horním hřídeli, takže se pomocí bloku *Index Array* () vybere hodnota krouticího momentu na horním hřídeli, které nyní odpovídá první pozici a tedy index 0.


Dále již následuje samotná P-regulace, viz obr. 72.



Obrázek 72 – Část blokového schéma P-regulace s popisem

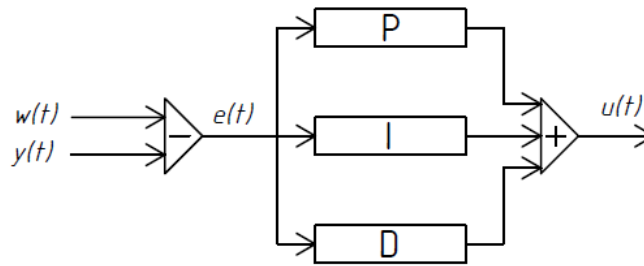
Naměřený točivý moment na horním hřídeli, resp. regulovaná veličina $y(t)$ je vedena do bloku *Subtract* () spolu s požadovaným krouticím momentem, resp. řídicí veličinou $w(t)$ nastavenou v čelním panelu. Výsledkem jejich rozdílu je regulační odchylka $e(t)$. Požadovaný krouticí moment jde do bloku *Subtract* přes blok *In Range and Coerce* (), který omezuje rozsah požadovaného krouticího momentu. To je nutné pro případ, kdy by do čelního panelu byla nedopatřením zapsána příliš vysoká hodnota krouticího momentu, díky které by mohlo následně dojít k poruše. Regulační odchylka $e(t)$ je poté násobena proporcionální konstantou pomocí bloku *Multiply* a výsledkem je akční člen $u(t)$. V tomto případě představuje akční člen frekvenci. Analogicky jako u točivého momentu je z bezpečnostních důvodů i hodnota akčního členu omezena vhodným rozsahem pro ovládání elektromotoru. Frekvence je nakonec pomocí bloků *Multiply* a *Add* () převedena zpět na napětí, které řídí přes frekvenční měnič chod elektromotoru a tím nastavuje požadované předpětí.

Program rovněž obsahuje grafické výstupy a ovládací prvky, které jsou zobrazeny na čelním panelu. Spodní část programu slouží k zapisování dat do txt. a lvm. souborů. Celý program je umístěn ve smyčce *While*, díky které je program vykonáván opakovaně, dokud není ručně

vypnut na čelním panelu. Pomocí bloku *Wait Until Next ms Multiple* () je interval opakování programu nastaven na 50 [ms]. Zbylé *Case* smyčky zde slouží k zapnutí/vypnutí celé regulace, zápisu dat a nastavení správného zařazeného stupně zkoušené a technologické převodovky. Nastavení správného zařazeného stupně je nutné kvůli využití vhodné proporcionální konstanty, omezení maximálním momentem a omezení maximální frekvencí.

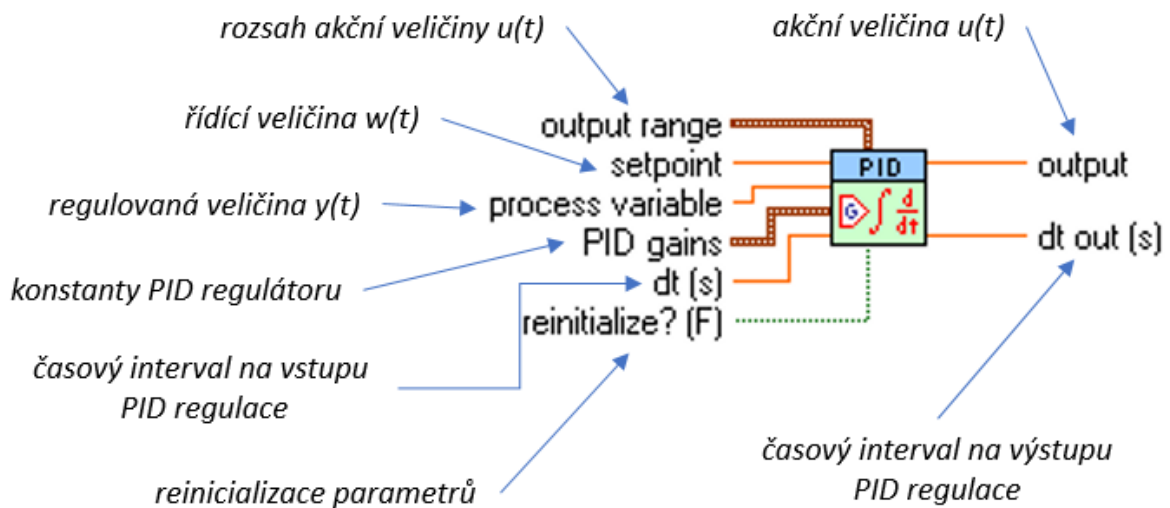
7.4. Vložení PID regulace

Nahrazení P-regulace PID-regulací lze provést dvěma způsoby. Jedním způsobem je paralelní přidání I-složky a D-složky k současnému blokovému diagramu, to je ilustrativně zobrazeno na obr. 73.



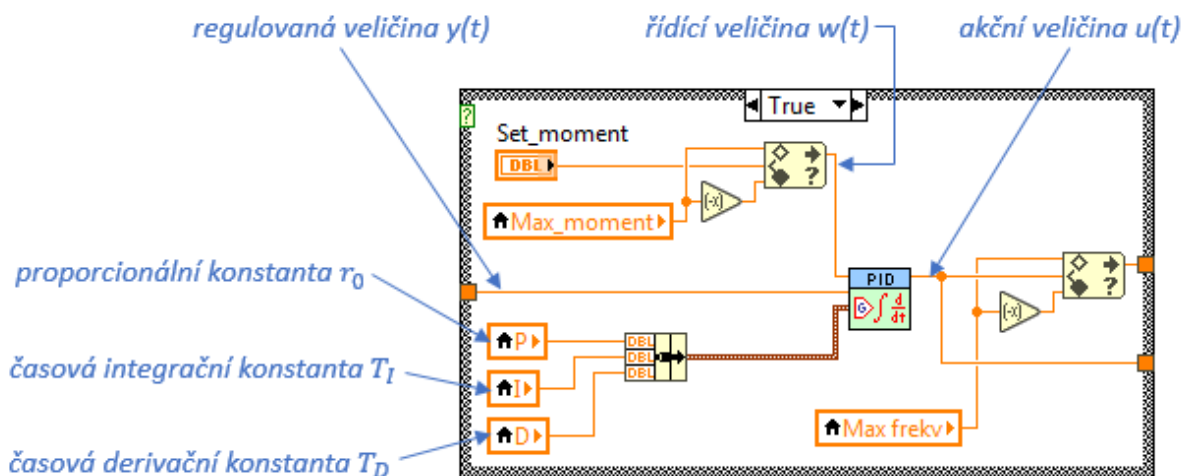
Obrázek 73 - Ilustrativní zobrazení rozšíření P-regulace PID-regulací

Druhým způsobem je přidání programu PID.VI, který je již v softwaru LabVIEW výrobcem vytvořen jako blok se vstupy a výstupy. Jedná se o již sestavený VI program, který představuje PID regulátor, ve kterém lze nastavovat hodnoty jednotlivých konstant. Tento způsob bude použit pro nahrazení P-regulace PID-regulací. Blok PID.VI je s popisem zobrazen na obr. 74.



Obrázek 74 - Blok PID.VI s popisem

Blokové schéma zahrnující PID regulaci je zobrazeno na obr. 75.



Obrázek 75 - Část blokového schéma PID-regulace s popisem

7.4.1. Nastavení konstant

Existuje řada metod pro nastavení konstant PID regulátoru. Pro tuto úlohu byly vybrány dvě metody. Metoda Ziegler-Nichols a metoda „pokus-omyl“.

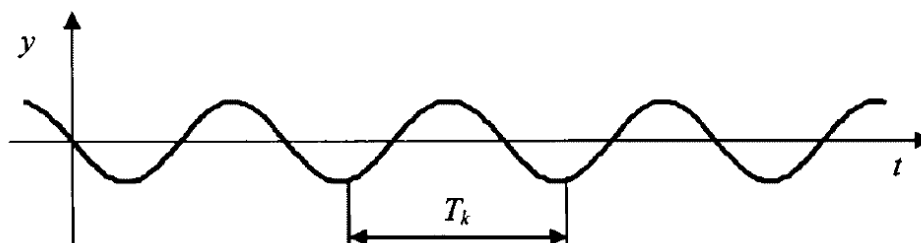
Veškeré naměřené průběhy jsou zaznamenány se vzorkovací frekvencí $f = 20 [Hz]$. Tyto záznamy tedy udávají přesnější průběh předpětí než průběh předpětí zobrazovaný v čelním panelu programu.

7.4.1.1. Metoda Ziegler-Nichols

Výhodou metody Ziegler-Nichols je, že hodnoty jednotlivých konstant PID-regulátoru lze získat výpočtem pomocí vztahů z následující tabulky.

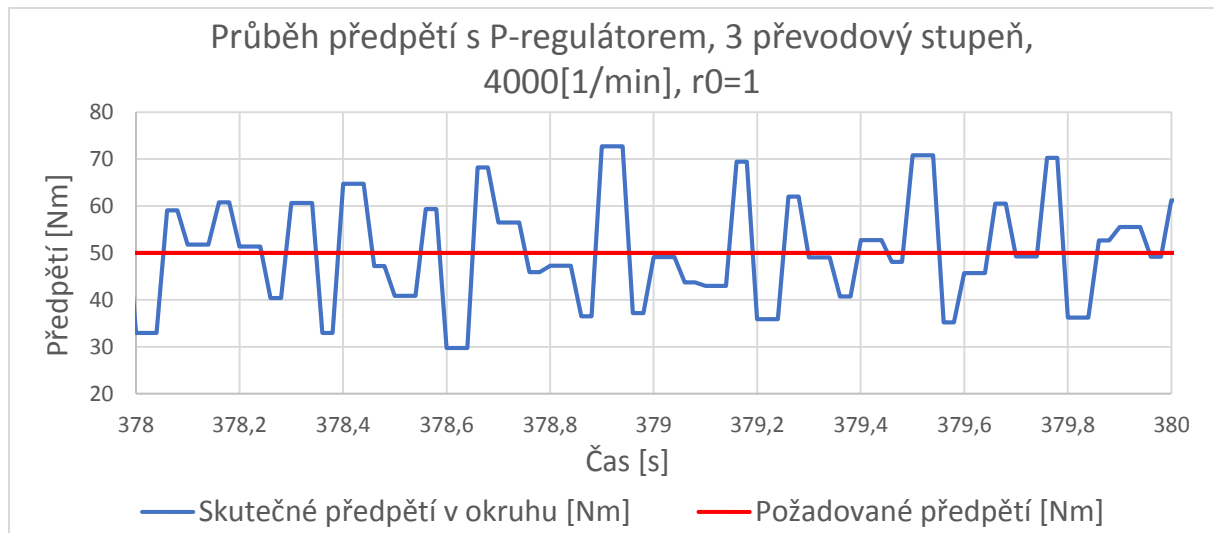
<i>Konstanty regulátoru</i> <i>Regulátor</i>	r_0	$T_I = \frac{r_0}{r_I}$	$T_D = \frac{r_D}{r_0}$
<i>P</i>	$0,5 \cdot r_{0k}$	–	–
<i>PI</i>	$0,45 \cdot r_{0k}$	$0,85 \cdot T_k$	–
<i>PID</i>	$0,6 \cdot r_{0k}$	$0,5 \cdot T_k$	$0,125 \cdot T_k$
<i>I</i>	–	$2 \cdot T_k$	–

Aby bylo možné tyto vztahy použít, je nutné získat hodnotu kritického zesílení r_{0k} a hodnotu kritické periody T_k . To jsou hodnoty, při kterých je dosaženo ustáleného průběhu regulované veličiny $y(t)$ za použití P-regulace. Hledaný průběh regulované veličiny za použití P-regulátoru je zobrazen na obr. 76. [5]



Obrázek 76 - Hledaný průběh regulované veličiny kolem požadované hodnoty [5]

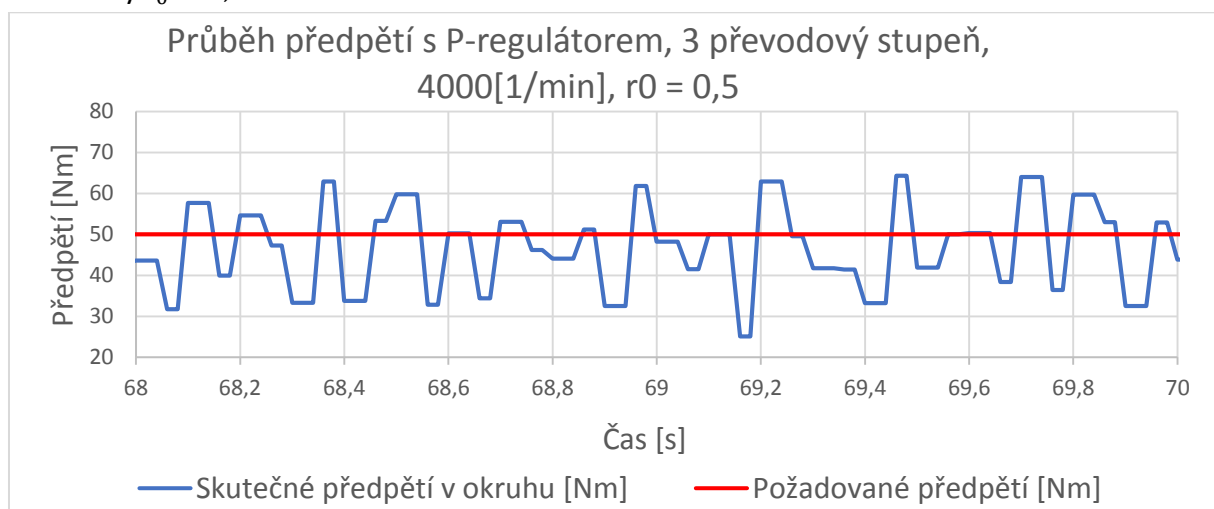
Průběh regulované veličiny za použití P-regulátoru pro požadovanou hodnotu točivého momentu $M = 50 [Nm]$ při třetím převodovém stupni je zobrazen na obr. 77.



Obrázek 77 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=1$

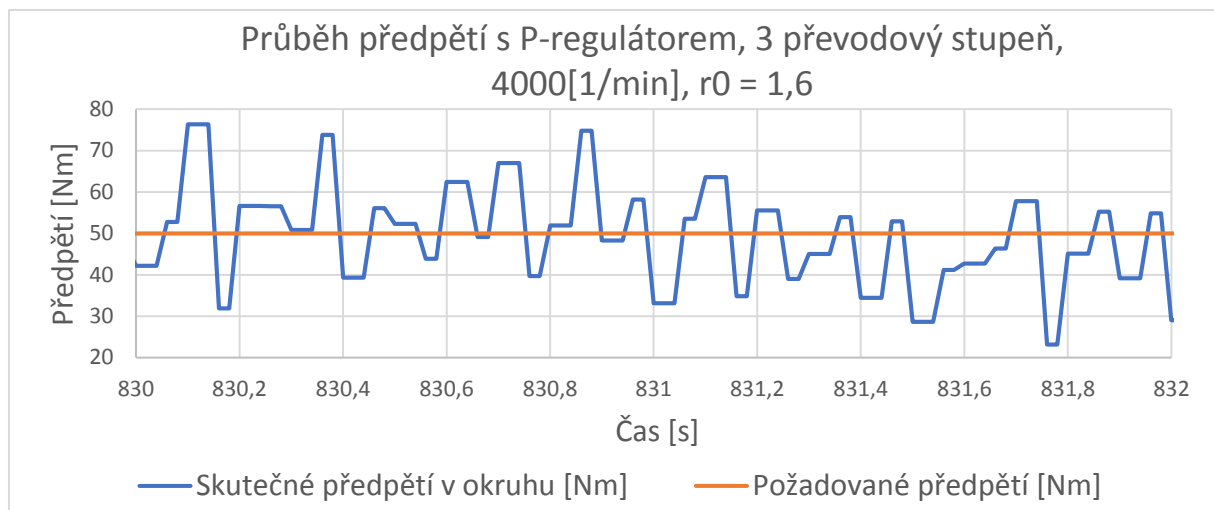
Hodnota pro tento průběh proporcionální konstanty je $r_0 = 1$. Tento průběh regulované veličiny je považován za dostatečný pro zkoušky s P-regulátorem, nicméně tento průběh není dostatečný pro odečtení kritické frekvence a kritického zesílení.

Ustálený stav s konstantní amplitudou a frekvencí nebyl bohužel nalezen ani při změnách hodnoty proporcionální konstanty v rozmezí od $r_0 = 0,5$ po $r_0 = 1,6$. Na obr. 78 je zobrazen průběh regulované veličiny pro třetí převodový stupeň při nastavené hodnotě proporcionální konstanty $r_0 = 0,5$.



Obrázek 78 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=0,5$

Na obr. 79 je zobrazen průběh regulované veličiny pro třetí převodový stupeň při nastavené hodnotě proporcionální konstanty $r_0 = 1,6$.



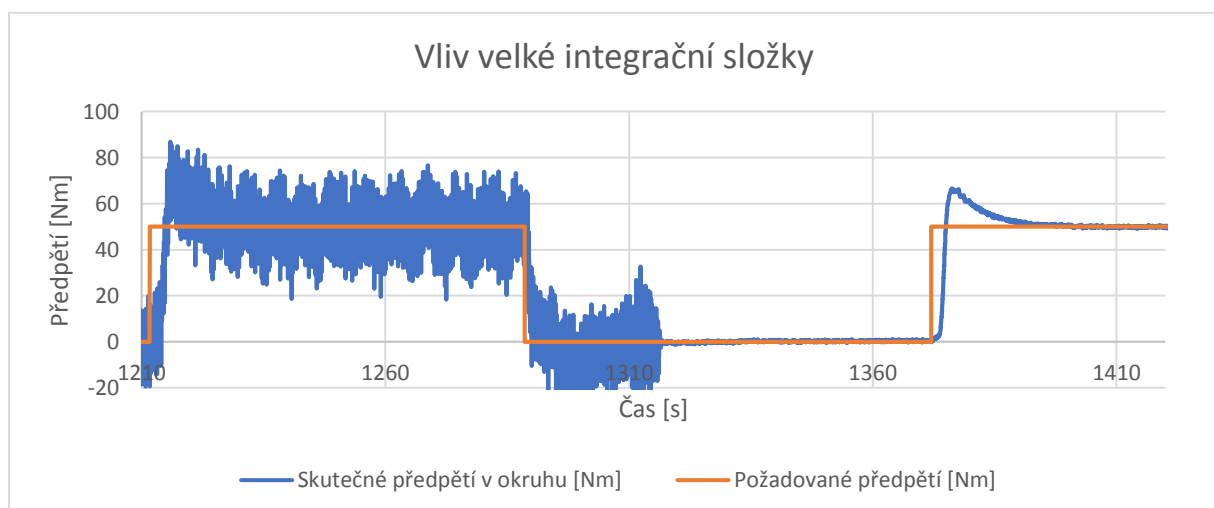
Obrázek 79 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=1,6$

Požadovaný průběh se nepodařilo najít a vzhledem k tomu, že lze měnit hodnoty složek PID regulátoru a sledovat odezvu regulované veličiny, je z tohoto důvodu přistoupeno k metodě pokus-omyl.

7.4.1.2. Metoda pokus-omyl

Touto metodou se rozumí postupné nastavování hodnot P-složky, poté I-složky a nakonec D-složky. Vzhledem k tomu, že hodnoty proporcionálních konstant jsou již pro jednotlivé převodové stupně nastaveny, jedná se v tomto případě víceméně o nastavení I-složky a D-složky a případně o následné doladění všech složek jako celku. Postupuje se tak, že se nejprve od nuly zvyšuje hodnota I-složky až do dosažení nulové regulační odchylky a poté se pro urychlení regulačního děje od nuly zvyšuje i D-složka. Tato metoda tedy obnáší intuitivní hledání optimálního nastavení pro jednotlivé převodové stupně. [5]

Na obr. 80 je zobrazen vliv integrační složky. Průběh do času 1316 [s] byl změřen za chodu stavu (4000 [1/min]) a od času 1316 [s] byl změřen průběh za klidu.

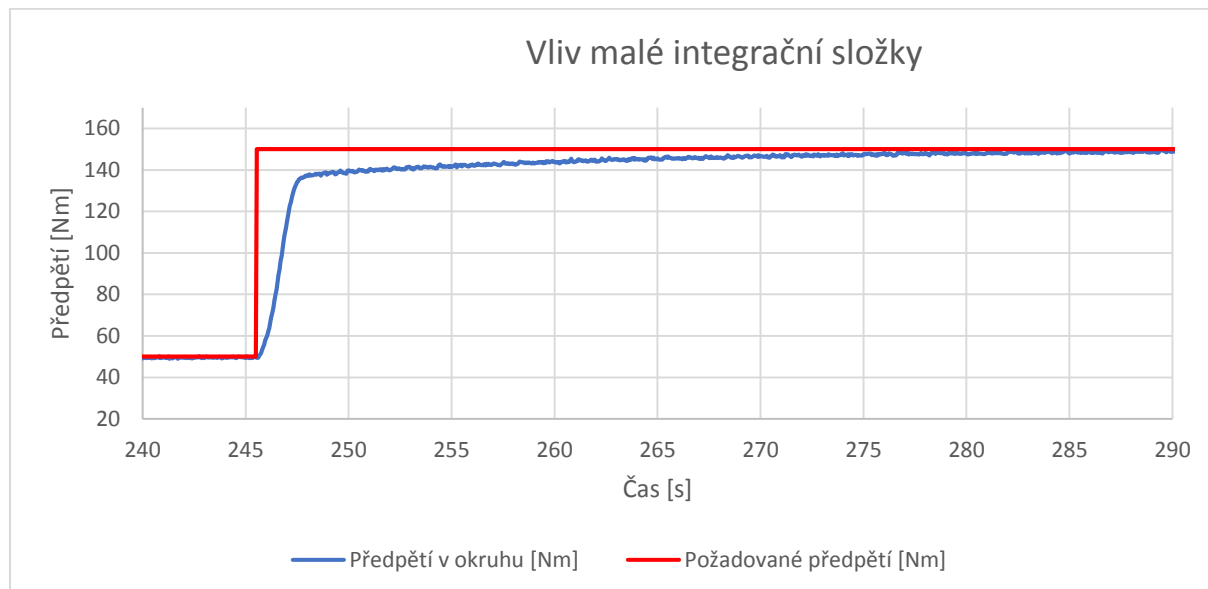


Obrázek 80 - Vliv velké integrační složky

Z obrázku je patrné, že otáčky mají rozhodující dopad na hodnotu předpětí v okruhu. Dále je z obrázku vidět, že použitím integrační konstanty v klidovém režimu lze docílit snížení regulační odchylky za cenu překmitu požadované hodnoty na začátku regulace. Pro jednotlivé

převodové stupně jsou definovány maximální možné hodnoty předpětí v okruhu a ty z bezpečnostních důvodů není vhodné překročit. Z tohoto důvodu nelze překmit na začátku regulace tolerovat.

Naopak pokud je integrační konstanta malá, k překmitu nedochází, ale je požadovaného předpětí dosaženo za dlouhou dobu. To je zobrazeno na obr. 81.

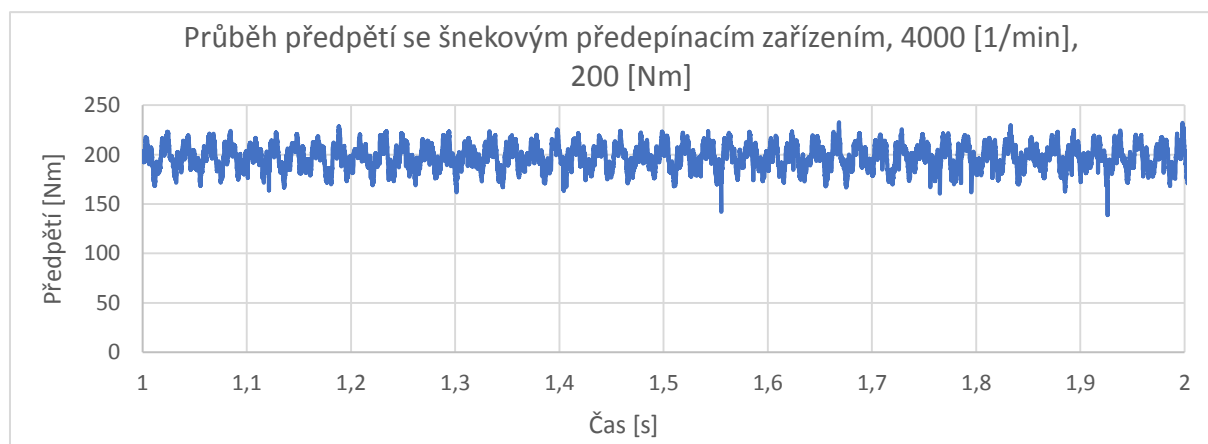


Obrázek 81 - Vliv malé integrační složky

Snížení doby regulace by měla obstarat derivační složka regulátoru. Tato složka se bohužel při jejím použití v tomto případě projevila silnou nestabilitou regulované veličiny. Následkem toho regulovaná veličina přestala sledovat řídicí veličinu, a tak bylo od použití derivační zkoušky odstoupeno.

V rámci metody pokus omyl bylo zkoušeno několik různých variant nastavení konstant P a I, ale ani po delším nastavování nebyl nalezen optimální průběh. Navíc po spuštění stavu na požadované otáčky dojde k rozkmitu momentu, který regulátor pravděpodobně není schopen ovlivnit.

Z tohoto důvodu byl poskytnut průběh točivého momentu se šnekovým předepínacím zařízením, ten je zobrazen na obr. 82.



Obrázek 82 - Průběh předpětí během zkoušky se šnekovým předepínacím zařízením, 4000 [1/min], 200 [Nm]

7.5. Shrnutí

Z obr. je patrné, že k rozkmitu předpětí, resp. točivého momentu dochází i v případě použití šnekového předepínacího zařízení, u kterého by točivý moment vlivem spojení vůči sobě natočených hřídelů třecí spojkou, měl být teoreticky konstantní.

Rozkmit okamžitého momentu se pohybuje přibližně v rozmezí $+/- 30 [Nm]$ od požadované hodnoty. K těmto změnám dochází velmi rychle, přibližně pětkrát za desetinu sekundy. Takto rychlé změny momentu není schopen regulátor v případě použití planetového předepínacího zařízení ovlivnit, takže významné zpřesnění regulace pomocí PID-regulátoru nemůže být realizováno.

K tomuto závěru se mohlo pravděpodobně dojít již před návrhem nahrazení P-regulátoru PID-regulátorem, ale bohužel nebylo předpokládáno, že ke změnám aktuálního točivého momentu dochází takto rychle. Změny momentu jsou pravděpodobně vyvolány vlivem vibrujícího stavu, pružných uložení bloků motorů a převodovek a nerovnoměrností chodu kuličkových kloubů hřídelů.

Návrhem pro řešení problematiky měnícího se točivého momentu by mohlo být zaměření se na zprůměrovanou hodnotu naměřených momentů za určitý časový interval (např. 10 [s]), jelikož zabývat se regulací během krátkých časových intervalů odpovídajících změnám momentu je prakticky nereálné.

Myšlenka této optimalizace tedy spočívá v kontrole hodnoty průměrného momentu za posledních 10 [s].

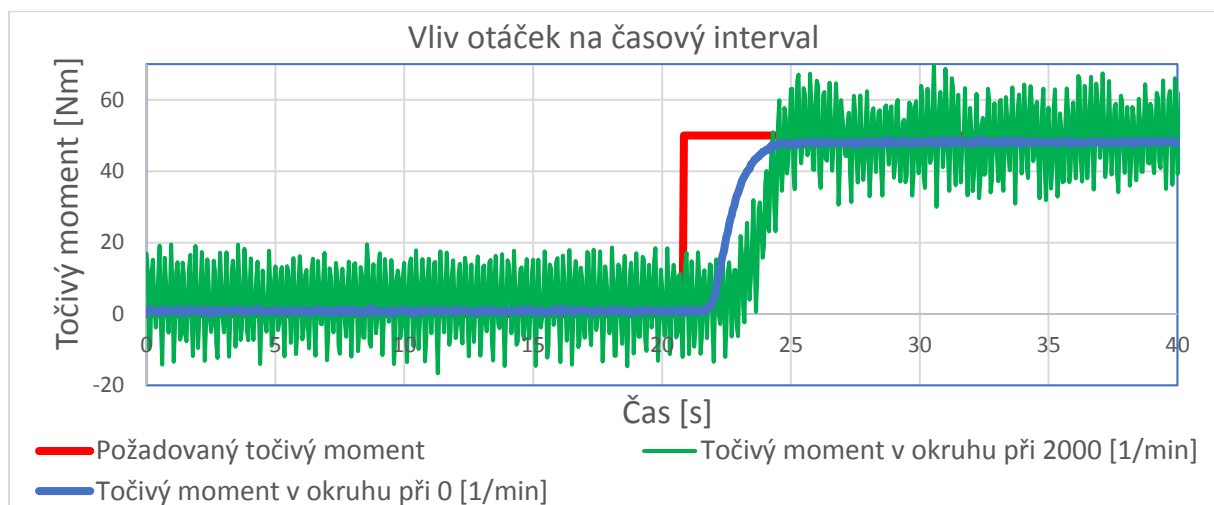
Každých deset sekund by se vypočetl průměr naměřených hodnot momentu. Pokud by zjištěný průměr byl menší než požadovaná hodnota momentu v okruhu, program by automaticky zvýšil hodnotu požadovaného momentu. Naopak pokud by moment byl za posledních 10 [s] vyšší než požadovaná hodnota, program by hodnotu požadovaného momentu automaticky snížil. Automatická úprava zadané hodnoty momentu požadované operátorem by v programu musela být provedena s ohledem na limity maximálních momentů v okruhu.

Tímto způsobem by mohlo dojít ke zpřesnění průměrné hodnoty požadovaného momentu v okruhu během zkoušky namísto myšlenky zpřesnění regulace aktuální hodnoty momentu PID regulátorem.

8. Dynamické možnosti uzavřeného zkušebního stavu

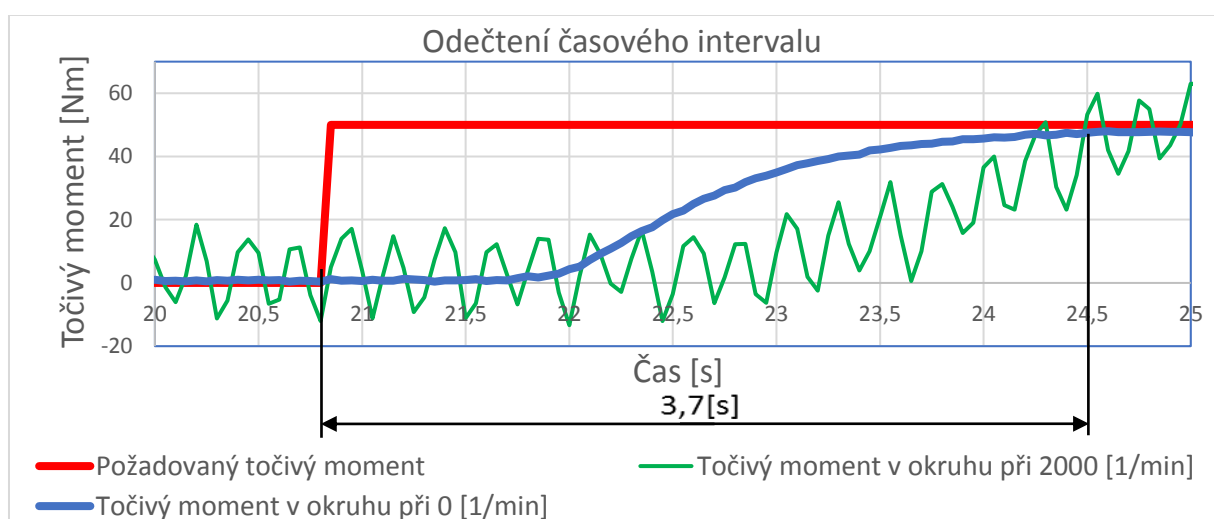
Úkolem v poslední kapitole této práce je zjistit dynamické možnosti uzavřeného zkušebního stavu, resp. rampy změn předpětí v okruhu pro jednotlivé rychlostní stupně. Tím se rozumí určení přibližného časového intervalu, během kterého je z nulové hodnoty točivého momentu dosaženo požadované hodnoty točivého momentu nebo hodnoty jí blízké.

Během měření bylo zjištěno, že při kterémkoliv zařazeném rychlostním stupni nemá hodnota požadovaných otáček stavu na časový interval podstatný vliv. To je názorně zobrazeno z naměřených dat na obr. 83, kde měření probíhalo pro třetí rychlostní stupeň. Nejprve byl změřen časový interval mezi hodnotami požadovaného momentu 0 [Nm] a 50 [Nm] při spuštěném stavu a poté se provedlo analogické měření za klidu (tj. otáčky 0 [1/min]). Naměřená data byla následně zanesena do jednoho grafu.



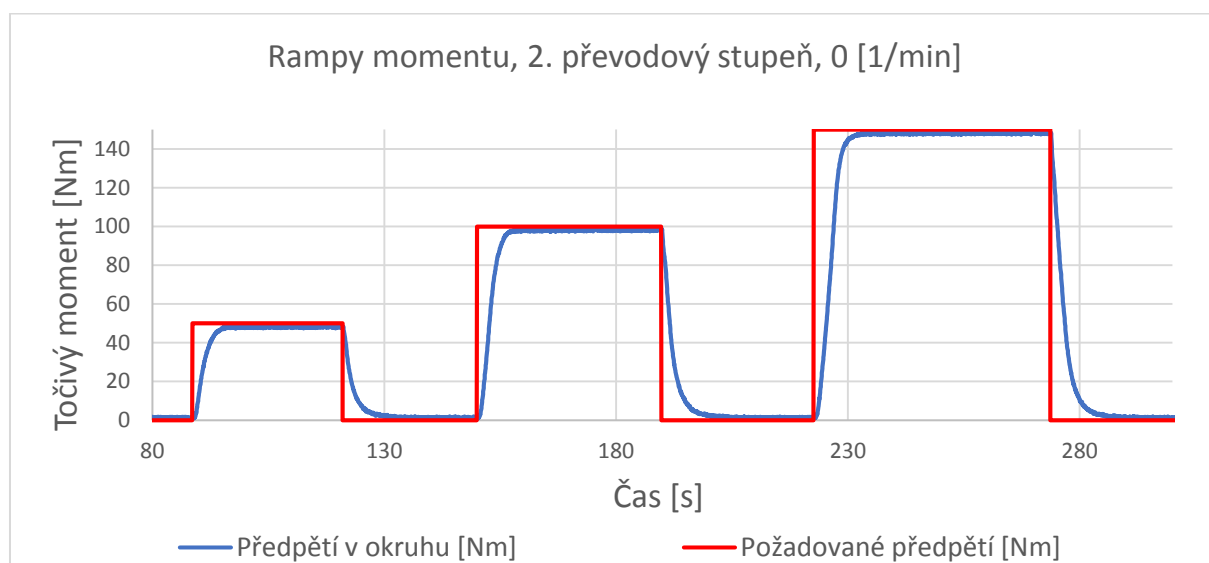
Obrázek 83 - Vliv otáček na časový interval

Podstatné je zjistit, zdali je hodnota časového intervalu např. v rozmezí jedné minuty nebo v rozmezí pár sekund. Z tohoto důvodu byl časový interval vždy intuitivně odečten z grafu, jako je vidět na obr. 84. Pro přehlednější odečtení časového intervalu bylo měření provedeno při nulových otáčkách.



Obrázek 84 - Odečtení časového intervalu

Na obr. 85 jsou zobrazena naměřená data pro 2. převodový stupeň.



Obrázek 85 - Ukázka naměřených ramp momentů

Analogicky byla provedena měření pro všechny zbylé převodové stupně a zaznamenaná data jsou uložena v příloze na CD.

V následující tabulce jsou zapsány vyhodnocené časové intervaly pro všechny převodové stupně.

	0 – 50 [Nm]	0 – 100 [Nm]	0 – 150 [Nm]	0 – 200 [Nm]
1. stupeň	16,4 [s]	20,7 [s]	×	×
2. stupeň	8,2 [s]	9,0 [s]	10,0 [s]	×
3. stupeň	4,1 [s]	4,2 [s]	4,3 [s]	4,5 [s]
4. stupeň	2,5 [s]	2,6 [s]	2,9 [s]	3,2 [s]
5. stupeň	1,9 [s]	2,0 [s]	2,3 [s]	2,9 [s]
6. stupeň	1,7 [s]	1,8 [s]	2,3 [s]	2,6 [s]

Aby byl vidět průběh časových intervalů, jsou odečtená data zaokrouhlena na jedno desetinné místo.

Je zřejmé, že čím větší je hodnota požadovaného momentu, tak tím delší dobu trvá, než je této hodnoty z nuly dosaženo.

Dále z měření vyplývá, že časový interval pro dosažení požadovaného momentu je tím kratší, čím vyšší převodový stupeň je zařazen.

Pro časté zkoušky převodovek tohoto uzavřeného zkušebního stavu je požadovaného momentu dosaženo během jednotek sekund.

9. Závěr

V této práci byly řešeny úpravy na uzavřeném zkušebním stavu. Jednotlivé úpravy vyžadují rozdílné postupy jejich řešení díky čemuž bylo nutné řešit několik zajímavých úloh a provádět reálná měření nebo naopak virtuální simulace. Požadované úpravy cílí např. na zvýšení bezpečnosti, analýzu současného řešení a případně na jeho optimalizaci apod.

Velmi významná je úprava sloužící k zakrytování rotujících hřídelů ve středu stavu. Ta cílí na zvýšení bezpečnosti v případě poruchy, což je vzhledem k hřídelům, které rotují v prostoru provozními otáčkami až 4000 [1/min] jistě vhodné.

Tato úloha kombinuje vytvoření 3D modelu krytů a stavu s hřídelemi, vytvoření virtuální simulace nárazu hřídelí do krytů, praktické měření vibrací v místech uložení krytů a provedení tahové zkoušky zkušební tyče, analytický výpočet předpokládané rychlosti hřídelů během poruchy a tvorbu výkresové dokumentace.

Na základě požadavků vyplývajících z vlastností stavu za chodu byla navržena konstrukce krytů, která je tvořena hlavně uzavřenými obdélníkovými ocelovými profily, resp. jaekly. Tato konstrukce byla vyhodnocena z hlediska pevnosti a kmitání jako dostatečná.

Dále byl v rámci vytvoření 3D modelu stavu proveden výpočet vlastních frekvencí konstrukce uzavřeného zkušebního stavu, který dává představu o možných tvarech kmitání stavu za chodu.

Jedním z dalších úkolů byla analýza kmitání planetového předepínacího zařízení, které má na svém volném konci umístěný elektromotor. Uvedením planetového předepínacího zařízení do pohybu vlivem impulzu přetržení natahované zkušební pásky bylo pomocí akcelerometrů rozmístěných na tělese zařízení měřeno volné kmitání. Naměřená data zrychlení byla podrobena frekvenční analýze a ta byla následně převedena na frekvenční analýzu výchylky, ze které byl vykreslen vlastní tvar kmitu planetového předepínacího zařízení. Analogické měření vibrací bylo provedeno za chodu uzavřeného zkušebního stavu. Z výsledků měření vyplývá, že planetové předepínací zařízení dosahuje největších výchylek v místě volného konce elektromotoru. Tyto výchylky však nejsou závratně vysoké. Současné řešení v podobě upevnění podpůrné tyče pod přírubu elektromotoru je zhodnoceno jako vhodné, jelikož ulehčuje šroubům v uložení planetového předepínacího zařízení od gravitačních účinků působících na volný konec, kde jsou výchylky největší.

Cílem předposlední kapitoly této práce bylo zpřesnění hodnoty požadovaného točivého momentu v okruhu uzavřeného zkušebního stavu během zkoušek použitím PID regulátoru namísto P regulátoru. Použití různých nastavení konstant PID regulátoru za účelem nalezení optimálního nastavení pro regulaci točivého momentu se nesešlo s úspěchem. Z tohoto důvodu byl poté sledován točivý moment v okruhu za použití předepínacího zařízení s třecí spojkou, které nelze regulovat. Ze sledovaného průběhu točivého momentu v okruhu bylo zjištěno, že k rozkmitu momentu dochází i v případě, kdy předpětí není regulováno. K těmto změnám navíc dochází velmi rychle. Tyto rychlé změny není PID regulátor schopen eliminovat, a tak je výsledkem této kapitoly návrh možného řešení v podobě regulace průměrné hodnoty točivého momentu za posledních několik sekund, místo regulace aktuální hodnoty točivého momentu.

V závěru této práce byly proměřeny dynamické možnosti uzavřeného zkušebního stavu. Výsledkem tohoto měření jsou hodnoty časových intervalů, během kterých je při konkrétním

převodovém stupni dosaženo z nulové hodnoty točivého momentu v okruhu hodnoty požadované. Tyto časové intervaly se pohybují v řádu jednotek sekund.

10. Seznamy

10.1. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma otevřeného zkušebního stavu	8
Obrázek 2 - Schéma uzavřeného zkušebního stavu	9
Obrázek 3 - Uzavřený zkušební stav ve VTP	10
Obrázek 4 – Schéma uzavřeného zkušebního stavu ve VTP	11
Obrázek 5 - Planetové předepínací zařízení s popisem	12
Obrázek 6 - Schéma planetového předepínacího soukolí	12
Obrázek 7 - 3D model uzavřeného zkušebního stavu	14
Obrázek 8 - Středová část stavu, zkoušená strana	15
Obrázek 9 - Chlazení kloubů ventilátorem	16
Obrázek 10 - 3D model krytu u elektromotoru ABB	17
Obrázek 11 - 3D model krytu u předepínacího zařízení	17
Obrázek 12 - Řez krytu technologické strany	18
Obrázek 13 - Dutý profil s obdélníkovým průřezem	18
Obrázek 14 - Hřídele pro simulaci nárazu	19
Obrázek 15 - Ukázka importované součásti z programu Catia do programu Abaqus.....	20
Obrázek 16 - Přetržená zkušební tyč	21
Obrázek 17 - Získaná závislost prodloužení zkušební tyče	21
Obrázek 18 - Plastické vlastnosti materiálu	22
Obrázek 19 - Vytvořená sestava v modulu Assembly	23
Obrázek 20 – Ukázka vazeb k uložení krytu	24
Obrázek 21 - Vazba k uložení hřídelí	24
Obrázek 22 – Vazby ke spojení jednotlivých částí krytu	24
Obrázek 23 - Zobrazení předepsání úhlové rychlosti nárazu	25
Obrázek 24 - Předpokládaná zjednodušená situace před uvolněním kloubu.....	26
Obrázek 25 - Předpokládaná zjednodušená situace po uvolnění kloubu	26
Obrázek 26 – Zobrazení zjednodušené situace uvolnění kloubu pro výpočet úhlové rychlosti nárazu	27
Obrázek 27 - Konečně prvková síť krytu na zkoušené straně stavu.....	28
Obrázek 28 - Výsledek simulace nárazu na zkoušené straně stavu	29
Obrázek 29 - Výsledek simulace nárazu na technologické straně stavu	29
Obrázek 30 - Výsledek simulace s polovičními úhlovými rychlostmi (zkoušená strana).....	31
Obrázek 31 - Výsledek simulace s polovičními úhlovými rychlostmi (technologická strana)	31
Obrázek 32 - Simulace vymrštění hřídele směrem vzhůru.....	32
Obrázek 33 - Současné řešení rozstříku maziva spodního kloubu	32
Obrázek 34 - Zakrytování kloubu proti rozstříku maziva na zkoušené straně stavu.....	33
Obrázek 35 – Kryty proti rozstříku maziva na technologické straně stavu	34
Obrázek 36 - Vrchní kryt maziva s kloubem	34
Obrázek 37 - Připevnění akcelerometry na zkoušené straně stavu	35
Obrázek 38 - Průběh naměřeného zrychlení na zkoušené straně stavu (6. převodový stupeň, 4000 [1/min], 200 [Nm])	36
Obrázek 39 - Výsledek frekvenční analýzy zrychlení pro kryt na zkoušené straně	37
Obrázek 40 - Výsledek frekvenční analýzy zrychlení pro kryt na technologické straně.....	37
Obrázek 41 – Výsledek frekvenční analýzy výchylky pro kryt na technologické straně.....	39
Obrázek 42 - Výsledek frekvenční analýzy výchylky pro kryt na zkoušené straně.....	39
Obrázek 43 - Vlastní tvary kmitů krytu (technologická strana)	40
Obrázek 44 - Vlastní tvary kmitů krytu (zkoušená strana)	40

Obrázek 45 - Konečné řešení krytů umístěných na uzavřeném zkušebním stavu	41
Obrázek 46 - Ukázka nevhodné geometrie modelu uzavřeného zkušebního stavu v programu Abaqus	42
Obrázek 47 - První vlastní tvar kmitu konstrukce uzavřeného zkušebního stavu.....	43
Obrázek 48 - Druhý vlastní tvar kmitu konstrukce uzavřeného zkušebního stavu	43
Obrázek 49 - Předpokládaný nebezpečný tvar kmitu	44
Obrázek 50 - Současné řešení planetového předepínacího zařízení - podpůrný člen	45
Obrázek 51 - Možný vlastní tvar kmitu.....	46
Obrázek 52 – Metoda měření vlastního tvaru kmitu planetového předepínacího zařízení	46
Obrázek 53 - Odezva zrychlení na přetržení pásky bez podpůrného členu	47
Obrázek 54 - Frekvenční analýza zrychlení.....	48
Obrázek 55 - Oblast dominantní frekvence.....	48
Obrázek 56 - Vlastní tvar kmitu získaný z volného kmitání.....	49
Obrázek 57 - Část průběhu zrychlení, 4000 [1/min], 200 [Nm], 6. převodový stupeň	50
Obrázek 58 - Výsledek frekvenční analýzy, 4000 [1/min], 200 [Nm], 6 převodový stupeň	51
Obrázek 59 - Vlastní tvar kmitu získaný při provozním zatížení.....	51
Obrázek 60 - Výsledek frekvenční analýzy, 3000 [1/min], 200 [Nm]	52
Obrázek 61 - Průběh zrychlení v místě nad podpůrným členem ve směrech x a y.....	53
Obrázek 62 - Místo akcelerometr č.3, směr x	53
Obrázek 63 – Místo akcelerometr č.3, směr y.....	53
Obrázek 64 - Místo akcelerometr č.4, směr x	54
Obrázek 65 - Místo akcelerometr č. 4, směr y	54
Obrázek 66 - Regulační obvod.....	57
Obrázek 67 - Ilustrativní zobrazení průběhu regulace P-regulátoru	57
Obrázek 68 - Ilustrativní zobrazení průběhu regulace PID-regulátoru	59
Obrázek 69 - Část blokového schéma P-regulace	59
Obrázek 70 - Čelní panel ovládacího programu v LabVIEW	60
Obrázek 71 – Blokový diagram planetového předepínacího zařízení.....	61
Obrázek 72 – Část blokového schéma P-regulace s popisem	62
Obrázek 73 - Ilustrativní zobrazení rozšíření P-regulace PID-regulací	63
Obrázek 74 - Blok PID.VI s popisem.....	63
Obrázek 75 - Část blokového schéma PID-regulace s popisem.....	63
Obrázek 76 - Hledaný průběh regulované veličiny kolem požadované hodnoty [5]	64
Obrázek 77 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=1$	65
Obrázek 78 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=0,5$	65
Obrázek 79 - Průběh předpětí s P-regulátorem, $r_0=1,6$	66
Obrázek 80 - Vliv velké integrační složky	66
Obrázek 81 - Vliv malé integrační složky	67
Obrázek 82 - Průběh předpětí během zkoušky se šnekovým předepínacím zařízením, 4000 [1/min], 200 [Nm].....	67
Obrázek 83 - Vliv otáček na časový interval.....	69
Obrázek 84 - Odečtení časového intervalu	69
Obrázek 85 - Ukázka naměřených ramp momentů	70

10.2. Seznam příloh

- Příloha 1.: CD s elektronickou formou diplomové práce
 Příloha 2.: Výkresová dokumentace krytů rotujících hřídelů
 Příloha 3.: Výkresová dokumentace krytů proti rozstříkujícímu mazivu
 Příloha 4.: 3D model uzavřeného zkušebního stavu na USB disku
 Příloha 5.: Program simulace nárazu hřídelí do krytů na USB disku
 Příloha 6.: Program výpočtu vlastních frekvencí krytů na USB disku
 Příloha 7.: Program výpočtu vlastních frekvencí stavu na USB disku
 Příloha 8.: Průběhy kmitání planetového předepínacího členu na USB disku
 Příloha 9.: Průběhy regulace točivého momentu PID regulátorem na USB disku
 Příloha 10.: Průběhy dynamických možností uzavřeného zkušebního stavu na USB disku
 Příloha 11.: Výkresová dokumentace krytů na USB disku.

10.3. Seznam použitých označení

Název	Značka	Jednotka
Předpětí, resp. točivý moment	M	Nm
otáčky	n	$1/min$
hustota	ρ	kg/m^3
modul pružnosti v tahu, resp. Youngův modul	E	N/mm^2
Poissonovo číslo	ϑ	–
smluvní napětí	R	N/mm^2
skutečné napětí	σ	N/mm^2
relativní prodloužení	e	–
okamžité prodloužení	φ	–
délka zkušební tyče před zkouškou	l_0	mm
síla	F	N
průměr zkušební tyče	d	mm
plocha průřezu zkušební tyče	S	mm^2
plocha původního průřezu zkušební tyče	S_0	mm^2
prodloužení zkušební tyče	s	mm
délka	l	mm

úhlová rychlost otáčení horního hřídele kolem osy x	$\omega_x \text{ horní}$	rad/s
gravitační zrychlení	g	m/s^2
úhlová rychlost otáčení horního hřídele kolem osy z	ω_z	rad/s
obvodová rychlost kloubu	v_k	m/s
dvojnásobná úhlová rychlost otáčení horního hřídele kolem osy x	$\omega'_x \text{ horní}$	rad/s
úhlová rychlost horního hřídele kolem osy z	$\omega_z \text{ horní}$	rad/s
úhlová rychlost dolního hřídele kolem osy z	$\omega_z \text{ dolní}$	rad/s
frekvence	f	Hz
zrychlení	a	m/s^2
amplituda zrychlení	A	m/s^2
úhlová frekvence	ω	rad/s
čas	t	s
rychlost	v	m/s
Integrační konstanta	C_1	m/s
Integrační konstanta	C_2	m
výchylky kmitání	x	m
amplituda výchylky	A_v	m
proporcionální konstanta regulátoru	r_0	–
integrační konstanta regulátoru	r_I	–
derivační konstanta regulátoru	r_D	–
kritické zesílení regulátoru	r_{0k}	–
kritická perioda	T_k	s

10.4. Seznam použité literatury

- [1] Přednášky Převodové ústrojí motorových vozidel I., doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová - interní školní výukové materiály
- [2] Přednášky Zkoušení vozidel a jejich částí, prof. Ing. Michal Takáts, CSc. – interní školní výukové materiály
- [3] Structural Steel - S235, S275, S355 Chemical Composition, Mechanical Properties and Common Applications. Material Science | News | Materials Engineering | News [online]. Copyright © 2000 [cit. 13.09.2019]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6022>
- [4] Přednášky Výpočetní metody dopravních strojů, Ing. Václav Zoul, CSc. – interní školní výukové materiály
- [5] HOFREITER, Milan. Základy automatického řízení. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05007-1.
- [6] VLACH, Jaroslav, Josef HAVLÍČEK a Martin VLACH. Začínáme s LabVIEW. Ilustroval Viktorie VLACHOVÁ. Praha: BEN - technická literatura, 2008. ISBN 978-80-7300-245-9.
- [7] Přednášky Výpočetní metody dopravních strojů, prof. Ing. Ladislav Rus, DrSc. – interní školní výukové materiály
- [8] Přednášky Výpočetní metody dopravních strojů, Ing. Michal Vašíček, Ph.D. – interní školní výukové materiály
- [9] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. 4., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05595-3.
- [10] ČIŽMÁROVÁ, Elena a Jana SOBOTOVÁ. Nauka o materiálu I. a II.: cvičení. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05550-2.