

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Dynamický tester napínáku řemene

Autor: **Bc. Emil ČERNÝ**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

**.....
podpis autora**

Poděkování:

Rád bych poděkoval panu profesorovi Stanislavu Hosnedlovi a panu inženýrovi Petru Švingerovi ze společnosti Mubea, za velice cenné zkušenosti nejen z oblasti navrhování a konstrukce úlohy řešené v mojí diplomové práci. V neposlední řadě bych rád poděkoval panu inženýrovi Petru Bernardinovi za všechnu trpělivost a čas, které vyžadovaly naše společné konzultace.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Černý		Jméno Emil		
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“				
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Prof. Ing. HOSNEDL, CSc.		Jméno Stanislav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS				
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte		
NÁZEV PRÁCE	Dynamický tester napínáku řemene				
FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	99	TEXTOVÁ ČÁST	62	GRAFICKÁ ČÁST	37
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Diplomová práce se zabývá konstrukcí mechanismu, který bude vysokofrekvenčně zatěžovat napínák řemene. Cílem dynamického zatěžování je rychlé ustálení hysterezní charakteristiky napínáku řemene. Po dynamickém zatěžování navržený mechanismus provede změření hystereze napínáku. V práci je proveden rozbor sil působících v mechanismu při vysokofrekvenčním zatěžování pomocí analytických pohybových rovnic a dynamické analýzy v programu NX9.
KLÍČOVÁ SLOVA	Napínák řemene, rotační excentr, hystereze, dynamická simulace, pohybová simulace, MKP analýza

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Černý		Name Emil		
FIELD OF STUDY	2302T019 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“				
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing. HOSNEDL, CSc.		Name Stanislav		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS				
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable		
TITLE OF THE WORK	Dynamic Tester of Belt Tensioner				
FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	99	TEXT PART	62	GRAPHICAL PART	37
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	<p>Diploma thesis deals with the design of the mechanism, which will apply high frequency loads on a belt tensioner. The goal of the high frequency loading is fast equalization of the hysteresis characteristics of the belt tensioner. After the high frequency loading, the designed mechanism measure hysteresis of the tensioner. The work includes analysis of the forces acting in the mechanism during high frequency loading with analytical motion equations and dynamic analysis in software NX9.</p>
KEY WORDS	Belt tensioner, rotary eccentric, hysteresis, dynamic simulation, motion simulation, FEM analysis

Důležité pojmy a zkratky používané v diplomové práci:

Hysterezní charakteristika: to je charakteristika, která má rozdílný zatěžovací a odlehčovací průběh. Výchozí sledovaná veličina tak nezávisí jen na nezávisle proměnné vstupní veličině, ale i na předchozím stavu systému a způsobu jeho zatěžování. V práci se pracuje se závislostí momentu na úhlu natočení. Definice založena na [10].

Ustálení hysterezní charakteristiky: je myšleno jako vyrovnání průběhu hysterezní charakteristiky v celém jejím rozsahu. Vyrovnání znamená relativní odklon od přímky, kterou se hysterezní charakteristika ve zkoumaném rozsahu proloží.

Třecí tlumení: v diplomové práci je operováno s pojmem „tlumení“. Tlumením je myšleno silové působení, které je vyvozeno třecí silou, mezi vzájemně se pohybujícími díly. Tato třecí síla a tím i tlumení jsou veličiny obecně závislé na rychlosti a působí proti vnější zatěžovací síle.

Obsah

1.	ÚVOD	3
1.1	POPIS MĚŘENÉHO NAPÍNÁKU ŘEMENE	3
1.2	PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI MUBEA	5
1.3	PROBLEMATIKA MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK NAPÍNÁKU ŘEMENE	6
2.	VYJASNĚNÍ A ROZPRACOVÁNÍ POŽADAVKŮ NA NAVRHOVANÝ TECHNICKÝ SYSTÉM (TS)	7
2.1	VYJASNĚNÍ ZADÁNÍ.....	7
2.2	SOUČASNÝ STAV TECHNIKY	8
2.3	ANALÝZA PROBLÉMU	9
2.4	ANALÝZA REALIZOVATELNOSTI	12
3.	NAVRŽENÍ FUNKČNÍ STRUKTURY	13
4.	NAVRŽENÍ KONCEPČNÍCH VARIANT ORGÁNOVÉ STRUKTURY	15
4.1	VÝCHOZÍ ROZHODNUTÍ.....	15
4.2	NÁVRH KONCEPČNÍCH VARIANT	16
4.2.1	<i>Návrh koncepce uložení napínáku v měřicím stroji</i>	<i>16</i>
4.2.2	<i>Návrh koncepce excentru</i>	<i>16</i>
4.2.3	<i>Návrh koncepce spojení excentrické hřídele a kladky napínáku.</i>	<i>20</i>
4.3	HODNOCENÍ KONCEPČNÍCH VARIANT	21
4.3.1	<i>Koncepce uložení napínáku a měřicího hřídele</i>	<i>21</i>
4.3.2	<i>Koncepce excentru</i>	<i>22</i>
4.3.3	<i>Koncepce spojení excentru a kladky napínáku</i>	<i>22</i>
5.	NAVRŽENÍ ORGÁNOVÉ STRUKTURY	22
5.1	NAVRŽENÍ ORGÁNOVÉ STRUKTURY	23
5.2	HRUBÉ VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ NAVRŽENÉ ORGÁNOVÉ STRUKTURY	23
5.2.1	<i>Určení sil působících v mechanismu</i>	<i>23</i>
5.2.2	<i>Návrh a výběr vhodných pohonů</i>	<i>26</i>
6.	NÁVRH ÚPLNÉ STAVEBNÍ STRUKTURY	28
6.1	NÁVRH CELKOVÉHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ MECHANISMU	28
6.1.1	<i>Návrh sestavy měřicího hřídele</i>	<i>28</i>
6.1.2	<i>Návrh sestavy hřídele excentru</i>	<i>29</i>
6.1.3	<i>Návrh jednotky dynamického testeru</i>	<i>34</i>
6.1.4	<i>Návrh hysterezní stanice</i>	<i>35</i>
6.2	ZPŘESNĚNÉ VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ NAVRŽENÉHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ.....	36
6.2.1	<i>Analytický popis mechanismu pomocí principu virtuálních prací.....</i>	<i>37</i>
6.2.2	<i>Numerický popis mechanismu pohybovou simulací v programu NX 9.....</i>	<i>40</i>
6.2.3	<i>Kontrola odlehnutí řemene</i>	<i>45</i>
6.2.4	<i>Návrh pevného spojení mezi excentrem a kladkou napínáku</i>	<i>47</i>
6.2.5	<i>Hodnocení navrženého mechanismu pomocí MKP</i>	<i>48</i>
6.2.6	<i>Hodnocení životnosti ložisek v dynamickém testeru</i>	<i>59</i>
6.3	UKÁZKY DOKUMENTACE NAVRŽENÉHO SYSTÉMU	61
7.	HODNOCENÍ KVALITY A KONKURENCESCHOPNOSTI.....	63
8.	ZÁVĚR.....	64

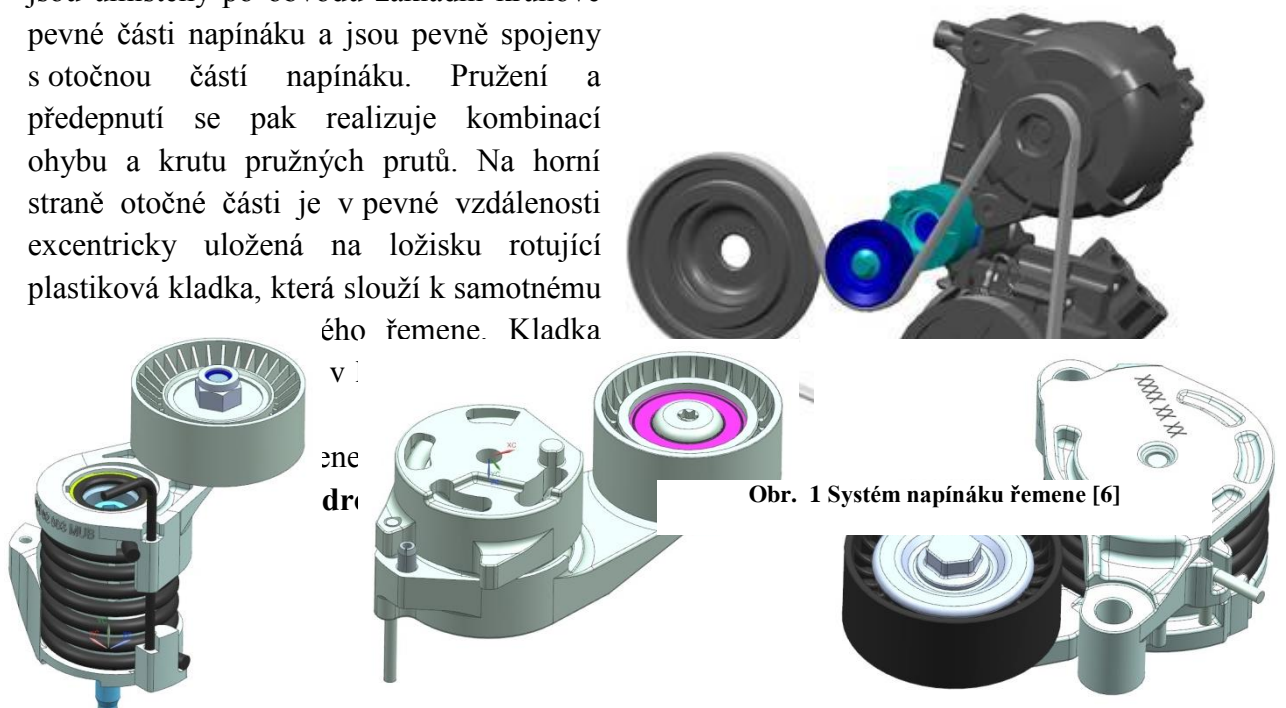
9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	66
10. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	67
11. SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ	69
12. SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK	70
13. PŘÍLOHA Č. 1	71
14. PŘÍLOHA Č. 2	72
15. PŘÍLOHA Č. 3	77

1. Úvod

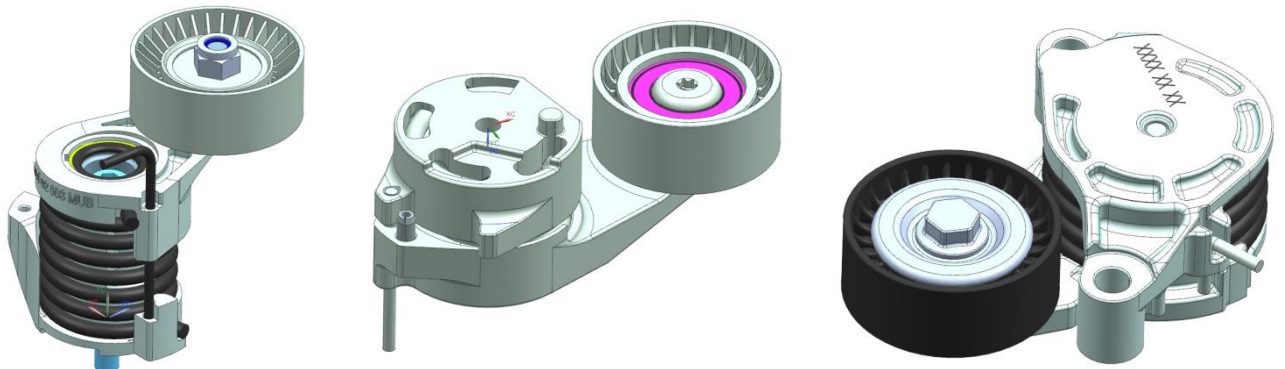
Tato diplomová práce zkoumá problematiku měření a ustálení hysterezní charakteristiky napínáku řemene. Napínák řemene se používá pro napínání rozvodového řemenu ať už v automobilech, nebo v jiných strojích. Napínák řemene musí kromě vyvození dostatečné síly na řemen zajistit i tlumící vlastnosti. Napínák řemene tak díky tlumení a pružině vykazuje při provozu hysterezní závislost napínacího momentu na úhlu natočení napínáku. Tato závislost se s pracovními cykly napínáku ustaluje. V současnosti se hystereze vyrobeného napínáku měří přímo na montážním stroji sestavy napínáku po jednom pracovním cyklu. Z celkového počtu vyrobených napínáků, vykazují nedostatečnou hysterezní charakteristiku počty v řádu jednotek procent a jsou vyřazeny z výroby jako vadné, jen kvůli nevyhovující hysterezní charakteristice. Kdyby se zkoušela až jejich ustálená hysterezní charakteristika, mohlo by se měření zpřesnit a přinést menší zmetkovitost. Snížení zmetkovitosti výroby, znamená logicky zvýšení zisků. Cílem této práce je navrhnout stroj pro testování a měření, který bude splňovat požadavky na spolehlivé a rychlé měření hysterezních vlastností napínáku řemene. Jedná se zejména o vysokofrekvenční zabíhání a následné měření závislosti momentu na úhlu natočení napínáku. Pomocí vysokofrekvenčního zatěžování a měření bude snadnější rychle stanovit rozsahy hodnot, ve kterých se fungující napínák musí pohybovat. Jestliže se prokáže přínos takového vysokofrekvenčního rozcvičení napínáku na snížení zmetkovitosti, je snaha tuto měřicí operaci zařadit přímo do montážního stroje napínáku.

1.1 Popis měřeného napínáku řemene

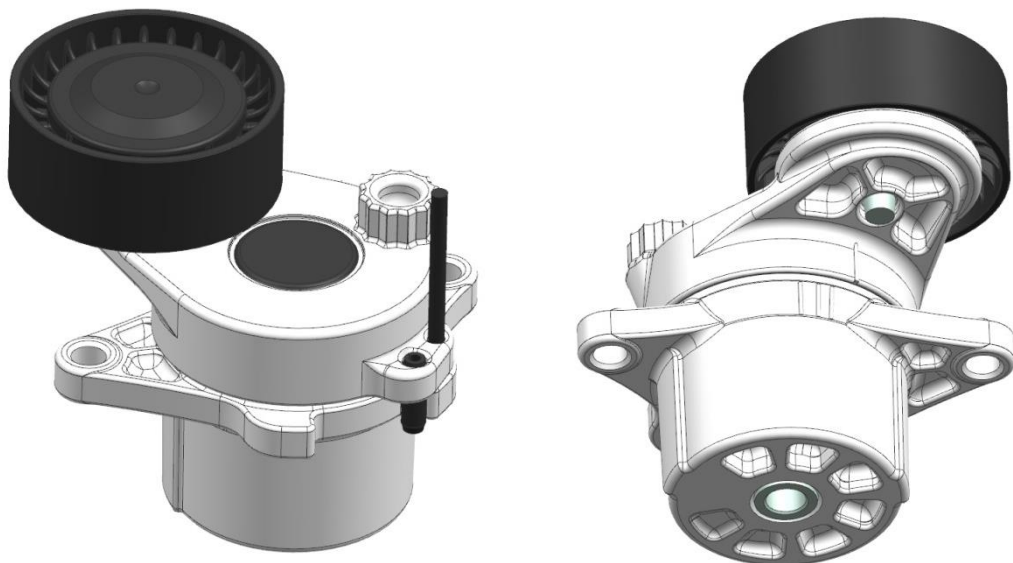
Napínák řemene je mechanismus předepínající ozubený rozvodový řemen, který pohání různé prvky a příslušenství v automobilu. Mezi nejčastěji poháněné prvky patří alternátor, kompresor klimatizace a pohon příslušenství s klikovou hřídelí. Sestava napínáku je složena ze dvou hliníkových odlitků, těla pevně spojeného s motorem a otočné části s rotační kladkou. Tělo napínáku je s otočnou částí pevně spojeno středovým čepem a předepnutou šroubovou pružinou. Středový čep je pro lepší korozivzdornost a třecí vlastnosti upraven katodórním lakováním. Některé typy napínáků obsahují místo šroubové pružiny přímé pružné pruty, které jsou umístěny po obvodu základní kruhové pevné části napínáku a jsou pevně spojeny s otočnou částí napínáku. Pružení a předepnutí se pak realizuje kombinací ohybu a krutu pružných prutů. Na horní straně otočné části je v pevné vzdálenosti excentricky uložena na ložisku rotující plastická kladka, která slouží k samotnému



Funkcí napínačů je i tlumení vibrací na rozvodovém řemenu. Vibrace by se snadno mohly přes rozvodový řemen šířit do všech řemenem spojených součástí a výrazně snížit jejich trvanlivost. Tlumení se realizuje tlumícími prvky, které jsou založeny na vyvozování třecí síly mezi styčnými plochami. Funkčních principů tlumících prvků se používá ve výrobcích společnosti Mubea celá řada a jsou specifické pro daného zákazníka. Mezi ty základní patří třecí kužel, který využívá sílu vyvozenou pružinou v axiálním směru napínače. Čím větší je deformace pružiny, tím se zvětšuje velikost axiální síly a tím i síly působící na kužel. Ten je poté v kontaktu s další komponentou. Tření mezi těmito dvěma prvky pak vyvozuje požadované tlumení. Dalším typem tlumiče vibrací je umístění kruhového elementu na pohyblivý konec spirálové zkrutné pružiny. Kruhový element je na svém druhém konci pevně spojen s pohyblivou částí napínače. Při deformaci pružiny se deformuje i kruhová součást, která se snaží rozevřít. Tlačí tak na obvodovou plochu v pohyblivé části napínače a opět tak vyvozuje tření, které splňuje vlastnosti tlumiče. Pro podrobnější popis uvedených i dalších tlumičů v této práci bohužel není prostor. Níže na Obr. 2 a Obr. 3 jsou k vidění některé typy napínačů vyráběné ve společnosti Mubea.



Obr. 2 Pohledy na různé typy napínačů



Obr. 3 Napínač Daimler OM651

1.2 Představení společnosti Mubea

Společnost Mubea byla založena v roce 1916 [1] a v současnosti má hlavní sídlo v německém Atterndornu. V České republice byla založena první pobočka v roce 1994 v průmyslové zóně Žebráku a v současnosti má zhruba 870 zaměstnanců. Druhá pobočka byla založena v roce 1998 v Prostějově a nyní má okolo 790 zaměstnanců. Celosvětově má společnost okolo 10 000 zaměstnanců ve 22 podnicích. Společnost se dlouhodobě věnuje vývoji a výrobě produktů pro automobilový průmysl a je dodavatelem pro hlavní výrobce automobilů. Velkou část produktů firmy tvoří pružiny a výrobky s nimi úzce spojené. Zajímavostí je, že pobočka firmy v Žebráku má vlastní linku na výrobu pružinových drátů a to včetně jejich tepelného zpracování a následného broušení.

Společnost Mubea úzce spolupracuje se středními školami a má vlastní učňovská školicí střediska. V Žebráku se nachází výrobní hala, která vyrábí komplexní výrobní linky a nástroje pro potřeby vlastní produkce. Kromě obráběcích strojů jsou zde například i dva zkušební lisy pro zkoušení tvářecích nástrojů.

Mezi produkty výroby v české republice patří například napínací systémy řemene pro pohon příslušenství u motorů dopravních vozidel. Ročně Mubea v závodu Žebrák vyrobí 5,5 milionu napínáků řemene. Maximální produkce dosahuje hodnoty 30 000 kusů za den. Dalších 1,5 milionu kusů ročně je vyrobeno v závodech Taicang (Čína) a Ramosu (Mexiko) [1]. Dalším produktem jsou tenkostěnné trubky pro opěrky hlav v automobilech a mnoho dalších tvářených a svařovaných komponent použitých v automobilech.

Novinkou je založení sesterské společnosti Mubea CarboTech v Salzburku, která se věnuje vývoji a výrobě výrobků z uhlíkových kompozitních materiálů. Velký podíl výroby je věnován pohledovým dílům v interiéru, ale i na karoserii automobilu. Dalším produktem jsou kompozitové sedačky do luxusních aut. V Žebráku se jedna výrobní hala zabývá výrobou těchto kompozitních dílů. V rakouském Salzburku se pak vyrábějí celé kompozitové skelety pro luxusní sportovní vozy.



Obr. 4 Logo společnosti Mubea

1.3 Problematika měření charakteristik napínáku řemene

Výrobní proces napínáku řemene je složen z několika operací, které jsou podrobně sledovány a měřeny. Samotné sestavování napínáku je realizováno na plně automatickém pracovišti, kde je napínák sestaven z jednotlivých komponent. Důležité a potřebné parametry jsou měřeny a ukládány pod výrobním číslem každého vyrobeného dílu. Mezi nejdůležitější parametry patří síla potřebná k nalisování středového čepu na tělo napínáku, měření hystereze, předepínací síly napínáku, velikosti zdvihů a deformací, časová závislost všech měřených veličin a množství dalších parametrů a hodnot spojených s montáží, ale i s výslednými vlastnostmi napínáků.

Měření a ukládání těchto dat má více důvodů. Prvním z nich je odhalení vadných komponent či celých dílů již ve fázi výroby napínáku. Dalším je možnost kalibrace stroje při plánovaných servisních odstávkách, kdy na stroji probíhá údržba a je možné ho seřídit pro dosažení lepší přesnosti vyrobených dílů. Toto seřízení lze provádět jen díky znalosti přesných hodnot na stroji v průběhu času. Neméně důležitým důvodem zejména z ekonomického hlediska je možnost při případné reklamaci zpětně prokázat parametry konkrétního vyrobeného napínáku.

Vzhledem k enormním sériím, ve kterých jsou napínáky vyráběny, je jasně patrná snaha o minimalizování výrobního času včetně všech kontrolních měření. Tento požadavek se však střetává s vysokými požadavky zákazníka na finální produkt a všudypřítomným faktorem minimalizace výrobních nákladů pro zvýšení zisku či konkurenceschopnosti.

Na výrobním stroji napínáků lze měřit hodnoty pouze při výrobě, to znamená jejich parametry pouze v krátkém časovém úseku. Existují ale velice důležité parametry, které se s časem mění a v čase nejsou konstantní. Mezi ně patří například únava základního materiálu, hysterezní charakteristika napínáku, opotřebení ložisek i kontaktních dílů a další. Většinu z těchto parametrů lze poměrně snadno predikovat na základě použité konstrukce a materiálů. Hysterezní charakteristika ovšem závisí na více parametrech a zásadně ovlivňuje vlastnosti výsledného produktu.

Vzhledem k tomu, že se hysterezní charakteristika s časem mění a z pozice zákazníka je kladen požadavek na co nejvyšší míru kontroly vyrobených dílů, je třeba jí podrobně měřit a popsat. Dále přesnější měření hystereze přinese výrazné ekonomické dopady tak, jak bylo nastíněno v úvodu práce. Čím menší bude rozptyl hysterezní charakteristiky, tím bude moci být zpřesněno samotné měření a jeho vyhodnocení. Současně bude snížena i zmetkovitost.

2. Vyjasnění a rozpracování požadavků na navrhovaný technický systém (TS)

2.1 Vyjasnění zadání

Základním požadavkem ze zadání je co možná nejrychlejší a nejpřesnější měření hysterezní charakteristiky napínáku. Zvýšení přesnosti měření bude docíleno ustálením hysterezní charakteristiky dynamickým zabíháním o frekvenci 50 Hz. To je frekvence daná zadavatelem diplomové práce. Měření bude vykonávat experimentální zařízení mimo výrobní linku napínáku. Cílem práce je navrhnout měřicí zařízení, které bude sloužit k přesnému měření hysterezní charakteristiky. Jednotlivé měřené napínáky se budou typově lišit, takže je třeba vyřešit rychlou a snadnou možnost výměny uložení podle typu napínáku.

Zadání je rozděleno do několika základních částí:

1. Vhodný koncept systému testování napínáků (mechanická skladba)

- Vysokofrekvenční zátěžový zdroj napínáku
- Měřicí zdroj – hysterezní měření tlumící charakteristiky napínáku
- Manuální upínání dílu (shodné uložení a upnutí v motoru)
- Značící zařízení otestovaného dílu (mikro bodem nebo etiketa s DMC kódem)

2. Vypracování 3D modelu zařízení

- Funkční a rozměrový návrh pro vybraný typ napínáku Daimler OM651
3D model bude k dispozici ve formátu STEP 213
- Návrh výměnných zakládání napínáků pro modulární využití stroje
- Návrh plynule stavitelné “samo“ vyvažovací excentrické hlavy
- Návrh skeletu pracoviště s bezpečnostními ochrannými prostředky firmy SICK nebo KEYENCE

3. Výpočty

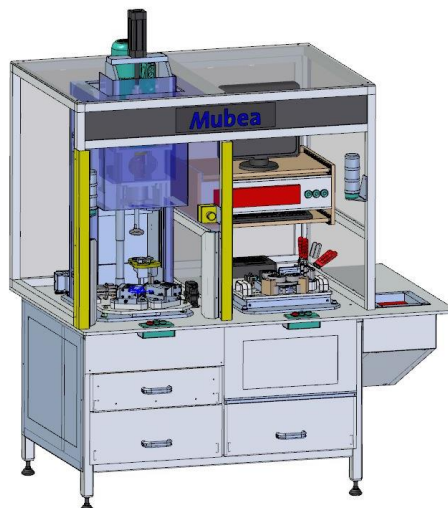
- Pevnostní výpočet MKP hnací hřídele
- Analýza zatěžování -> časová osa testování, návrh hraničních hodnot měření s ohledem na ustálení tlumení napínáku -> definování parametrů testů pro optimální sériové měření ve výrobním taktu
- Charakterizace a rozbor výsledků hysterezního měření napínáků

Rychlost vysokofrekvenčního rozcvičení:	50 Hz
Zdvih při vysokofrekvenčním rozcvičení:	0÷10 mm
Rychlost měřicího zařízení:	0,1 m/s (měřeno na středu kladky napínáku)
Zdvih při měřícím zatížení:	0÷(±90)°
Maximální moment napínáku:	0÷100 Nm
Maximální rozměry stroje:	šířka 1400 mm X hloubka 1000 mm X výška 2000 mm
Popis napínáku:	DMC kódem ECC 200 velikosti 8x8 nebo 12x12 mm

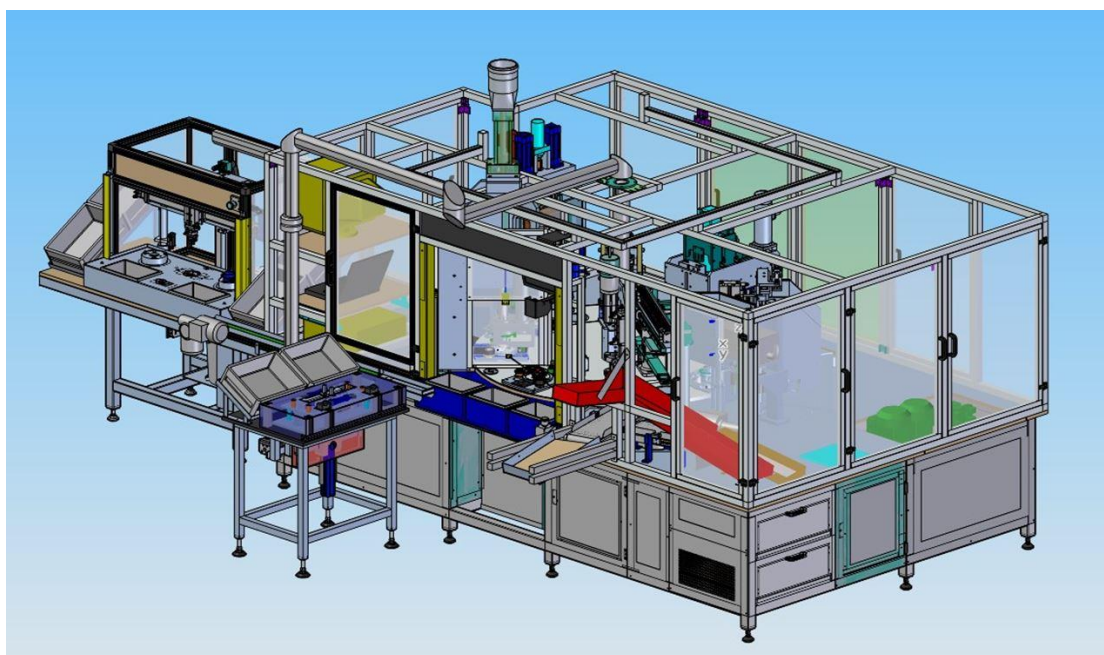
Tab. 1: Důležité parametry navrhovaného stroje

2.2 Současný stav techniky

V současnosti je měření hystereze prováděno přímo na výrobním stroji, kde se sestava napínáku montuje z několika základních dílů. Výrobní stroj provede jeden pracovní zdvih a tím “rozcvičí“ napínák, tedy provede zatížení a odlehčení. Po tomto zaběhnutí se provede vlastní měření hystereze rychlostí 0.1 m/s, to je obvodová rychlost ve středu kladky napínáku. Na výrobním stroji v současnosti není možné provádět více pracovních cyklů, protože by to výrazně zvýšilo jeho strojní čas, což je nepřijatelné. Pro podrobnější měření existuje další měřicí stroj, který je určen čistě na měření hystereze. Měřicí stroj zabíhá a měří napínák stejnou rychlostí, to znamená, že jedno měření trvá zhruba deset minut. Hlavní měřicí pohyb stroje je vykonán servo motorem. Při počtu napínáků, které je třeba zkontrolovat, je možné použít stroj jen pro doplňková měření a testování, která se používají při nárazových kontrolách. Současná hysterezní stanice tak není schopna změřit všechny napínáky, které jsou vyrobeny na výrobním stroji.



Obr. 5 Měřicí stroj hystereze



Obr. 6 Automatická montážní linka napínáku řemene

2.3 Analýza problému

Vzhledem k časovým nárokům na měření hystereze se nejeví snadno realizovatelné zařadit měření ustálené hystereze přímo jako součást výrobního stroje napínáků. Pokud se ale po analýze a ozkoušení navrhovaného vysokofrekvenčního měřícího zařízení prokáže jeho požadovaný přínos pro přesnost měření, bude snaha ho integrovat přímo do montážního stroje napínáku. Navrhované zařízení tak bude sloužit pro měření ustálené hystereze a bude určovat ideální rozsahy, ve kterých se hystereze napínáku musí pohybovat.

Z výše uvedeného vyplývá potřeba stroje, který bude schopen v co nejkratším čase měřit a vyhodnotit hysterezní charakteristiku vyrobeného napínáku, pokud možno v plně automatickém režimu. Tento stroj by měl být schopen změřit co největší množství z celkového počtu vyrobených kusů. Jak bylo v představení společnosti Mubea uvedeno, maximální počet vyrobených napínáků je až 30 000 denně. Na stroj umístěný jako součást výrobního procesu jsou také kladeny extrémní nároky na spolehlivost, jelikož výpadek celé linky znamená značný problém na úrovni podniku.

Pro správný a přesný návrh stroje je klíčové znát charakter a parametry procesu, který má stroj vykonávat. V tomto konkrétním případě je jasně známý charakter zkoušených výrobků, které se budou vysokofrekvenčně testovat. Jedná se zjednodušeně o stlačování a odlehčování hmoty s pružinou a tlumením. Co se týče parametrů napínáku, zde už situace není tak snadno vyčíslitelná. Tuhost napínáku totiž není dána jen samotnou pružinou, ale i kovovým páskem, který vyvozuje tlumení a ovlivňuje tuhost celého mechanismu. Navíc tlumení se zvyšuje s momentem vyvíjeným pružinou, protože je vyvozováno páskem přímo napojeným do série za pružinu. Jako nejspolehlivější postup se jeví experimentální měření daného typu napínáku a zjištění závislosti momentu napínáku na úhlu natočení.

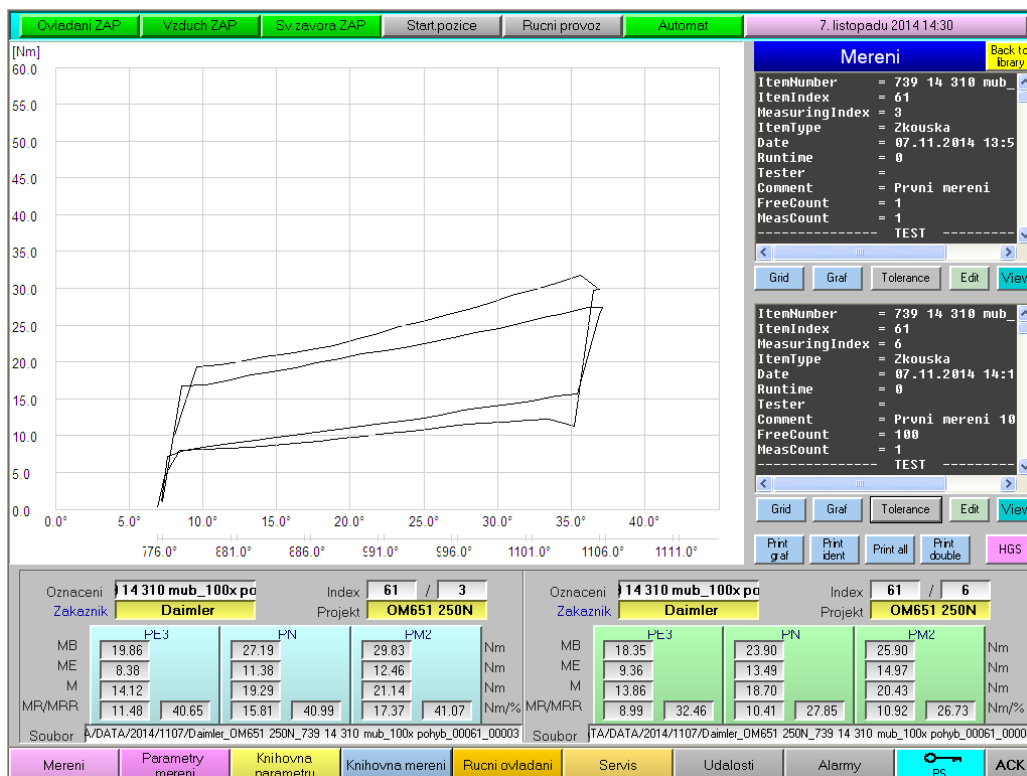
Pro získání závislosti momentu na úhlu natočení napínáku při měřící rychlosti 0,1m/s bylo provedeno měření přímo v Žebráku ve výrobní hale. Byly měřeny tři napínáky typu Dailmer OM651.



Obr. 7 Rozstřel napínáku

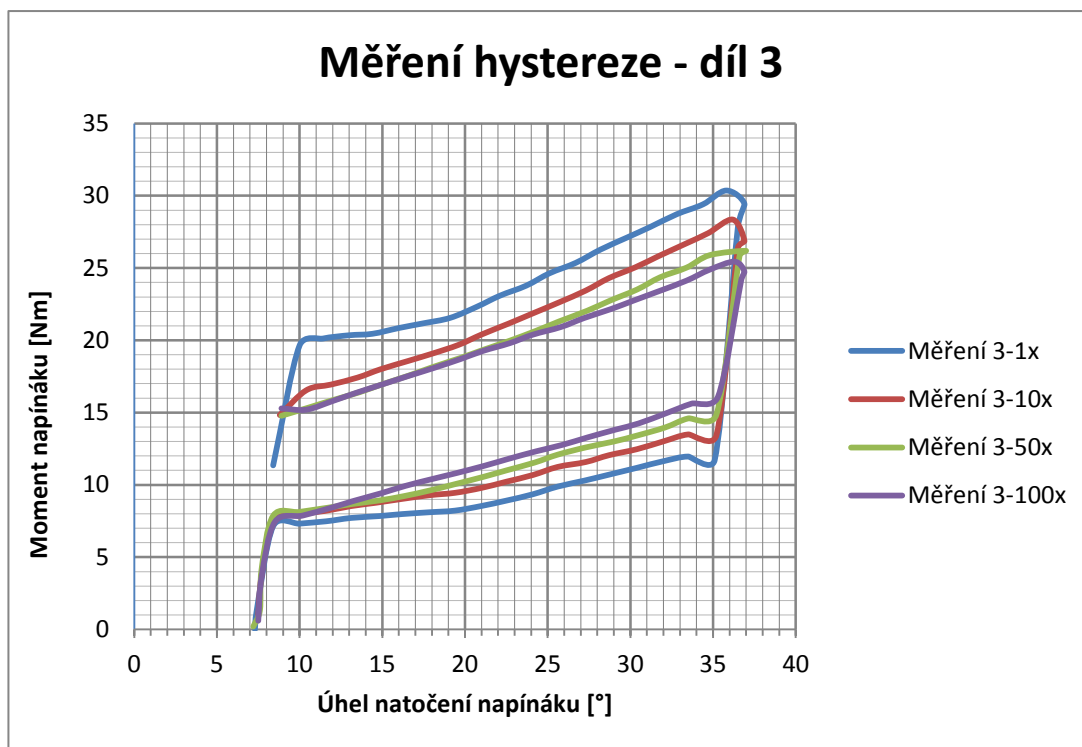


Obr. 8 Měřící stroj hystereze při měření



Obr. 9 Záznam z měřicího stroje zobrazující porovnání hystereze po jednom a sto šedesáti rozvečnění.

Data získaná z měření byla vygenerována do textového formátu, aby mohla být zpracována v programu MS Excel. V něm bylo možné porovnání změn hystereze po každém rozvečnění u každého měřeného napínáku. Graf hystereze pro třetí měřený napínák je na grafu uvedením níže. Průběhy dalších dvou napínáků jsou v příloze č. 2, v grafu je jasně patrné snížení rozsahu hystereze o 45 %.

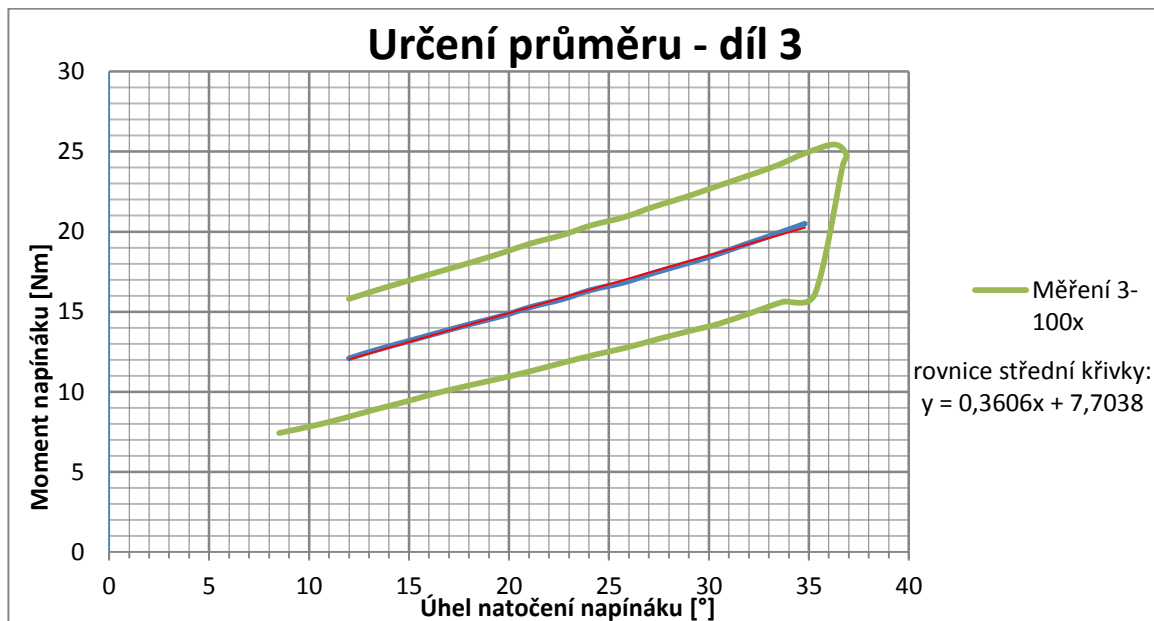


Graf 1 Rozdíly závislosti momentu a úhlu natočení třetího měřeného dílu

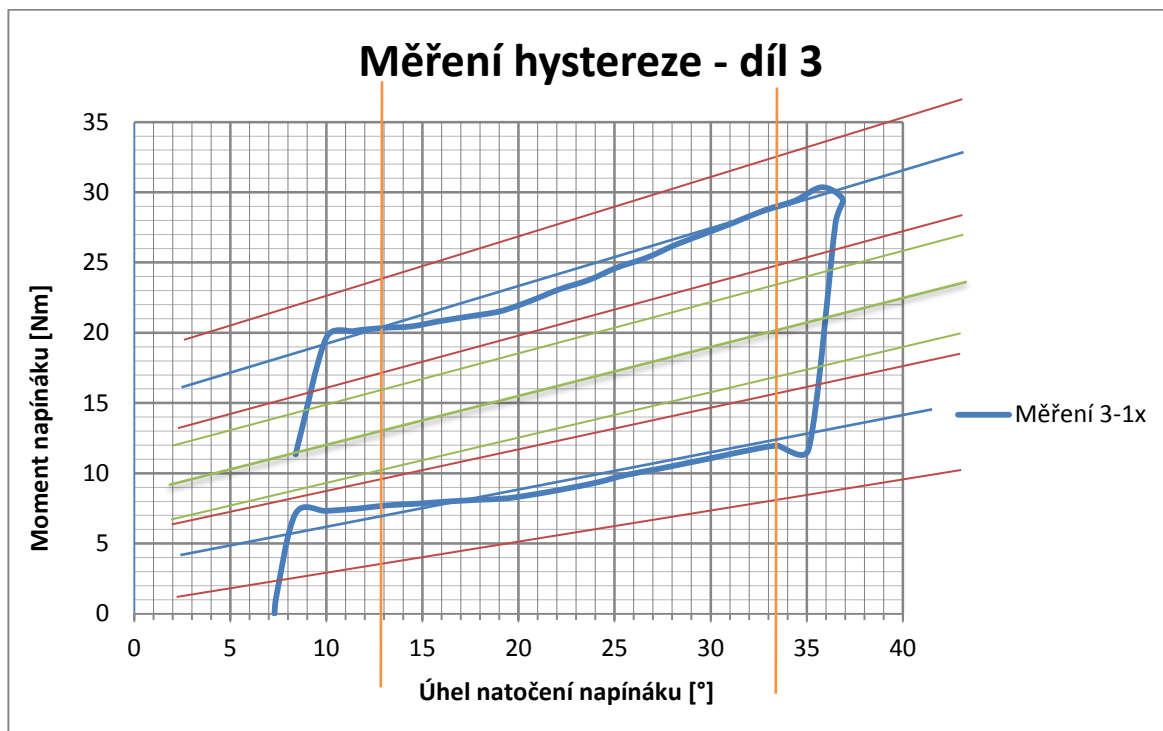
Pro získání parametrů napínáku byl proveden výpočet průměrné hodnoty momentů ze zatěžovací a odlehčovací hysteretzní větve napínáku. Následně byl získaný průběh proložen přímkou. Rovnice definující tuto přímku tak charakterizuje tuhost napínáku. Grafy pro další dva měřené napínáky jsou opět v příloze č. 3. Hysterezi napínáku lze odečíst z rozdílů momentů na zatěžovací a odlehčovací hysteretzní větvi.

Tuhost napínáku horní zatěžovací větve je tedy dána vztahem:

$$k_p = \frac{M_p}{\alpha_p} = \frac{27,5-17,3}{37,4-10} = 0,372 \left[\frac{N \cdot m}{deg} \right] \quad (1)$$



Graf 2 Získání tuhosti napínáku z grafu hystereze



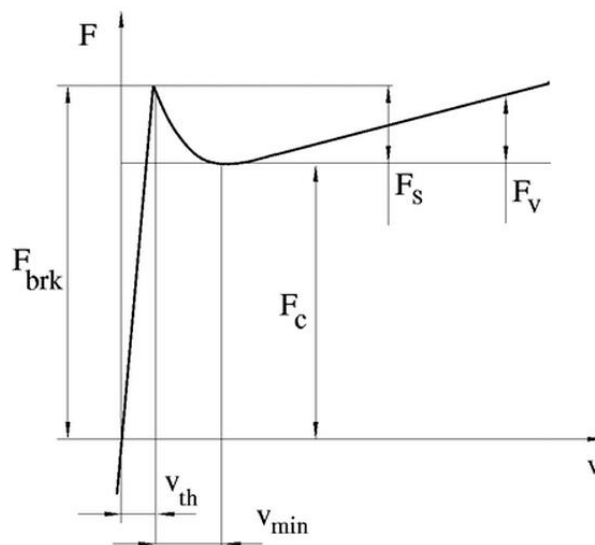
Graf 3 Zobrazení hranic, ve kterých se hystereze napínáku musí pohybovat

Na grafu 3 jsou vyobrazeny oblasti, ve kterých se zatěžovací a odlehčovací hysterezní větve musí nacházet. Při měření hystereze se změří závislost momentu na úhlu natočení (modrá křivka). Ta se později ve vymezených hranicích proloží dvěma přímkami, které se určí pomocí metody nejmenších čtverců ze zatěžovací a odlehčovací hysterezní větve. Na základě těchto dvou přímek se určí tuhost napínáku (silná zelená přímka). Od celkové tuhosti se podle předem zadaných kritérií odvodí hranice, ve kterých se musí hodnoty hystereze pohybovat (slabé červené a zelené přímky).

Jestliže se podaří zpřesnit měření hystereze rozcvičením napínáku a ustálením jeho hysterezní charakteristiky, mělo by tak dojít k zpřesnění jeho měření a ke snížení zmetkovitosti. Z grafu 1 je patrné snížení a vyrovnání hystereze po zabíhání po sto šedesáti pracovních cyklech. Vyšší počet pracovních cyklů již zřejmě nemá výraznější vliv na ustálení hystereze.

2.4 Analýza realizovatelnosti

Z dat získaných během měření by mělo být možné získat parametry napínáku jako celku. Problémem je, že hodnota kvazistatického tlumení je závislá nejen na momentu a úhlu natočení napínáku, ale i na rychlosti zatěžování. Kvazistatické tlumení je dáno třecí silou mezi plastovým třecím elementem a horní pohyblivou částí napínáku. Tuto závislost popisuje Obr. 10, kde je patrný nárůst třecí síly se vzrůstající rychlostí. Toto je důvod požadavku od zadavatele, že měření hystereze musí probíhat vždy za stejné rychlosti, tj. obvodové rychlosti 0,1 m/s.



Obr. 10 Závislost třecí síly na rychlosti - Stribeckův diagram [7]

Třecí síla je v závislosti na rychlosti dána vztahem: [7]

$$F = (F_c + (F_{brk} - F_c) \cdot \exp(-c_v|v|)) \text{sign}(v) + fv \quad (2)$$

Kde zkratky reprezentují:

F ...Třecí sílu

F_c ...Coulombovo třecí sílu

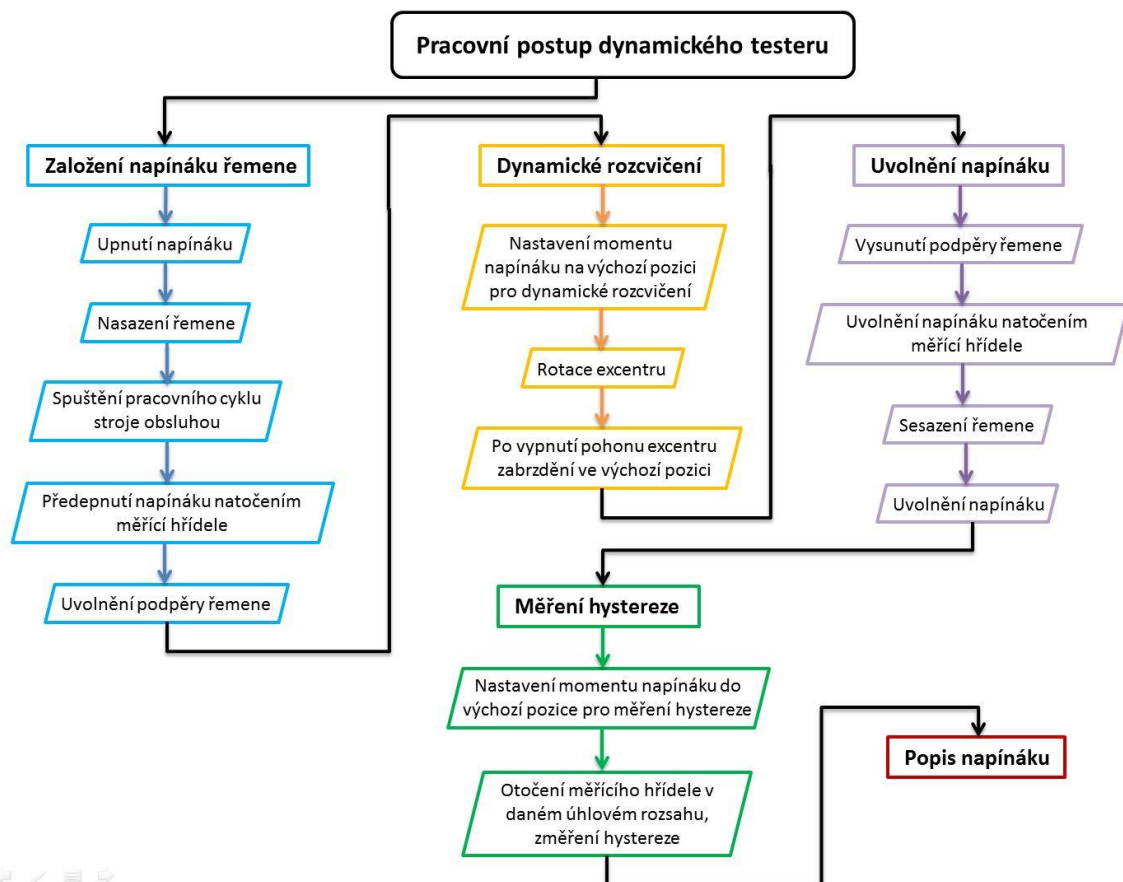
- F_{brk} ...Třecí sílu při odtržení
 c_v ...Koeficient styku
 v ...Relativní rychlost
 f ...Třecí koeficient

Exaktní vyčíslení třecí síly a tlumení pro rychlosti na napínáku při vysokofrekvenčním zatěžování se jeví jako velmi obtížné bez provedení podrobnějších experimentů, při kterých by se při vyšších rychlostech měřila a vyhodnocovala vazba mezi tlumícím páskem a hliníkovým tělem napínáku.

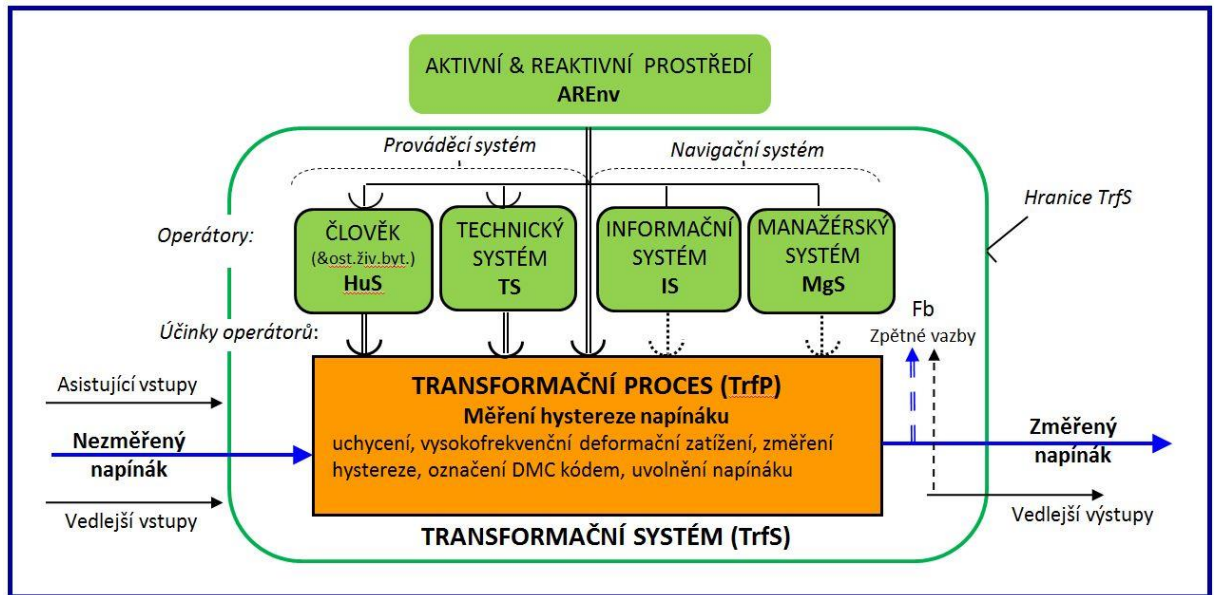
Výsledky zjištěné měřením se dají aplikovat na výpočet sil při vysokofrekvenčním rozvíčování napínáku s předpokladem zanedbání různé hodnoty tlumení pro styk s rozdílnou rychlostí vzájemného pohybu mezi tlumícím kroužkem a hliníkovým tělem. Pro získání hodnoty a průběhu kvazistatického tlumení při vyšších rychlostech by se musela podrobně zkoumat třecí vazba mezi tlumícím páskem a hliníkovým tělem napínáku.

3. Navržení funkční struktury

V této kapitole je proveden návrh transformačního procesu, který povede ke změření hysterezní charakteristiky napínáku tak, jak je uvedeno v zadání práce. Dynamický tester je rozdělen na základní konstrukční části.



Graf 4 Schéma posloupností operací dynamického testeru



Obr. 11 Model transformačního systému s transformačním procesem [9]

Člověk vykonává při obsluze tyto činnosti:

- Zadává do stroje typ napínáku
- Nastavuje stroj na daný typ napínáku
- Vyjímá díl z přepravky
- Zakládá díl do stroje
- Upíná a uvolňuje díl
- Vkládá díl do přepravky

Technický systém měřícího stroje musí poskytnout následující funkce:

- Vysokofrekvenční zdroj
- Převést vysokofrekvenční zatížení na deformaci
- Spojit zdroje deformace a kladky napínáku
- Měřit hysterezi
- Zajistit konstantní rychlost měření
- Zachytit síly od zatěžování napínáku
- Zajistit stabilní polohu stroje vůči okolí
- Označit napínák DMC kódem

Informační systémy:

- Informují o provozu stroje, monitorují a zobrazují jeho chod
- Na základě vloženého typu napínáku rozhodují o typu testování
- Informují o změřené hysterezi, vyhodnocují, zda je v určených mezích
- Generují DMC kód pro změřený napínák
- Shromažďují data z měření, která budou při odstávce výrobního stroje použita pro jeho korekci

Rozdělení dynamického testeru na základní konstrukční části:

- Napínák řemene
- Sestava měřící hřídele
- Sestava vyvolující pohyb kladky napínáku

4. Navržení koncepčních variant orgánové struktury

4.1 Výchozí rozhodnutí

Z počátku je klíčové rozhodnout jakým způsobem vybudit na napínáku deformace s frekvencí 50 Hz. Kladka napínáku při měření hystereze vykonává rotační pohyb pro daný úhlový rozsah, který je zhruba 20°. Tento rozsah je dán konstrukcí napínáku. Při vysokofrekvenčním zatěžování napínáku je klíčové dosáhnout potřebného zdvihu, který je nižší, než zdvih při vlastním měření hystereze. Zdvih u vysokofrekvenčního rozcvičení by měl dosahovat zhruba hodnoty 5 mm, kdy dojde k dostatečně dlouhému styku mezi tlumícím páskem a tělem napínáku. Obecně je možné tyto deformace vybudit pohonem rotačním, přímočarým nebo vibračním.

U rotačního pohonu bude motor pohánět hřídel, která bude mít horní část excentrickou. Pohon se bude pro vybudění frekvence 50 Hz otáčet konstantními otáčkami 3000 ot/min. Spojením excentrické hřídele s kladkou napínáku budou přenášeny pohyby z hřídele na kladku napínáku. Toto řešení lze snadno řídit počítáním vykonaných otáček. Problémem může být síla od excentrické hřídele, kterou bude třeba zachycovat v uložení.

Lineární pohon by vykonával přímočarý vratný pohyb. Ovšem cílem je dosažení frekvence 50Hz na kladce napínáku, to znamená vykonat 50 zdvihů za sekundu. U lineárního pohybu musí pohyblivé hmoty zastavovat a zrychlovat opakovaně a pohyb je tak méně energeticky výhodný. Velká část energie se totiž investuje do brzdění. Navíc by lineární pohon jen těžko dosahoval potřebných zrychlení pro dosažení požadované frekvence.

Vibrační pohony dokáží bez větších problémů vybudit zatížení o frekvencích 50Hz. Obecně lze použít elektrické nebo pneumatické vibrátory. Ty by mohli zatížit kladku požadovanou frekvencí, ale pro dosažení i požadovaných pohybů na napínáku by musely být značně upraveny, protože jejich výstupní zdvihy jsou nejčastěji relativně malé. Dále by se muselo vytvořit vhodné spojení mezi vibračním pohonem s excentricitou a kladkou napínáku, aby nedošlo k jejímu poškození při dynamickém zatěžování. Navíc při svém provozu vibrační pohony vyvolávají velké množství hluku.

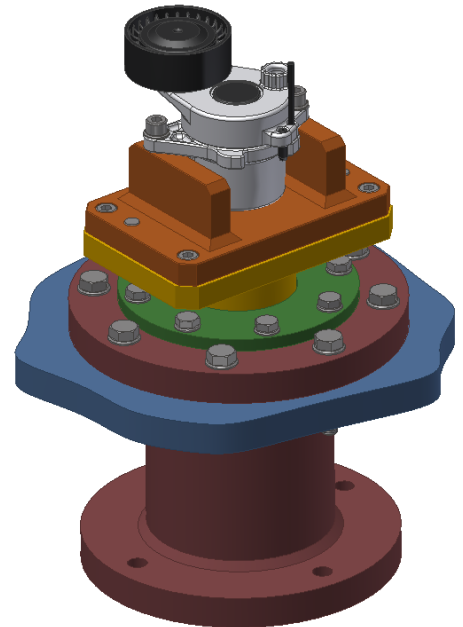
Jako nejvhodnější řešení se jeví použití rotačního pohonu s excentrem.

4.2 Návrh koncepčních variant

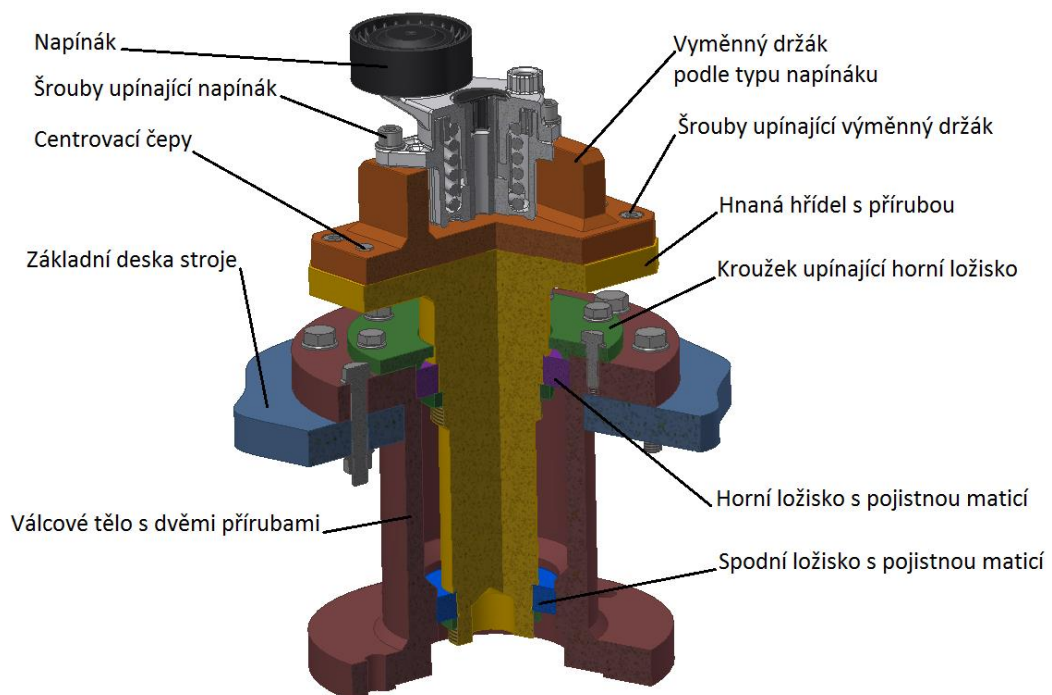
V této kapitole je proveden návrh variant excentru, který bude vyvozovat deformace na kladce napínáku. Dále bude navrženo spojení excentru s kladkou napínáku.

4.2.1 Návrh koncepce uložení napínáku v měřicím stroji

Uložení napínáku v měřicím stroji bude zejména při vysokofrekvenčním rozcvičování napínáku zatěžováno relativně značnými silovými účinky. Musí být dostatečně tuhé, aby zachytilo a přeneslo dynamické síly, které v průběhu rozcvičování budou probíhat. Dále je třeba brát zřetel na uchycení měřicího servo pohonu. To se jeví jako nejsnazší provést pomocí uchycení za přírubu. Jedním z velice důležitých požadavků je možnost výměny upínaného typu napínáku řemene. To lze provést výměnnou deskou, která bude mít centrovací čepy. Nejlépe s různými průměry, aby nedošlo k chybnému natočení upínací desky. Tyto výměnné desky budou i kompenzovat rozdílné výšky napínáku.



Obr. 12 Pohled na uložení napínáku



Obr. 13 Schéma navržené koncepce uložení napínáku

4.2.2 Návrh koncepce excentru

Excentr se bude otáčet rychlostí 3000ot/min a musí vyvodit dostatečné pohyby na kladce napínáku. Při těchto otáčkách vzniká nezanedbatelná odstředivá síla, kterou je třeba

buď zachytit v uložení hřídele excentru, nebo jí vyvážit další hmotou vhodně uloženou jako protizávaží. Ze zadání plyne možnost měnit nastavení velikosti excentricity pro daný typ napínáku v rozsahu 0-5mm (zdvih je roven 0-10mm). Protože má navržený mechanismus sloužit i pro jiné typy napínáku, bude excentru navržen s rozsahem excentricit 0-20mm. Nastavení velikosti excentricity bude probíhat při seřizování stroje na daný typ měřeného napínáku.

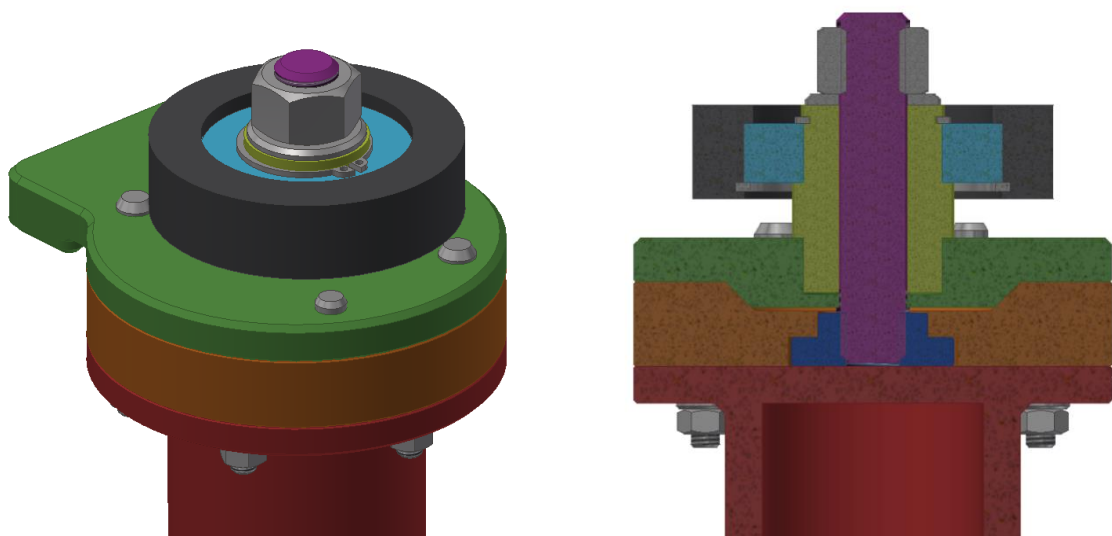
Zároveň ale excentr musí být schopen se zabrzdit, aby se mohlo provést měření hystereze napínáku druhým servo motorem. Zabrzdění se jeví jako nejsnadněji proveditelné přímo brzdou u motoru, který bude pohánět excentr. Excentr nesmí ovlivňovat měření hysterezní charakteristiky napínáku, takže musí být co nejtuzší a bez vůlí. Stroj bude dlouhodobě vysoko cyklově zatěžován, takže je nutné uložit rotační (kontaktní) člen, který bude přenášet deformaci na kladku napínáku, na ložiska. Odstředivá síla vzniklá při nevyvážení sestavy excentru se určí jako:

$$C = \omega_e^2 \cdot r_e \cdot m [N] \quad (3)$$

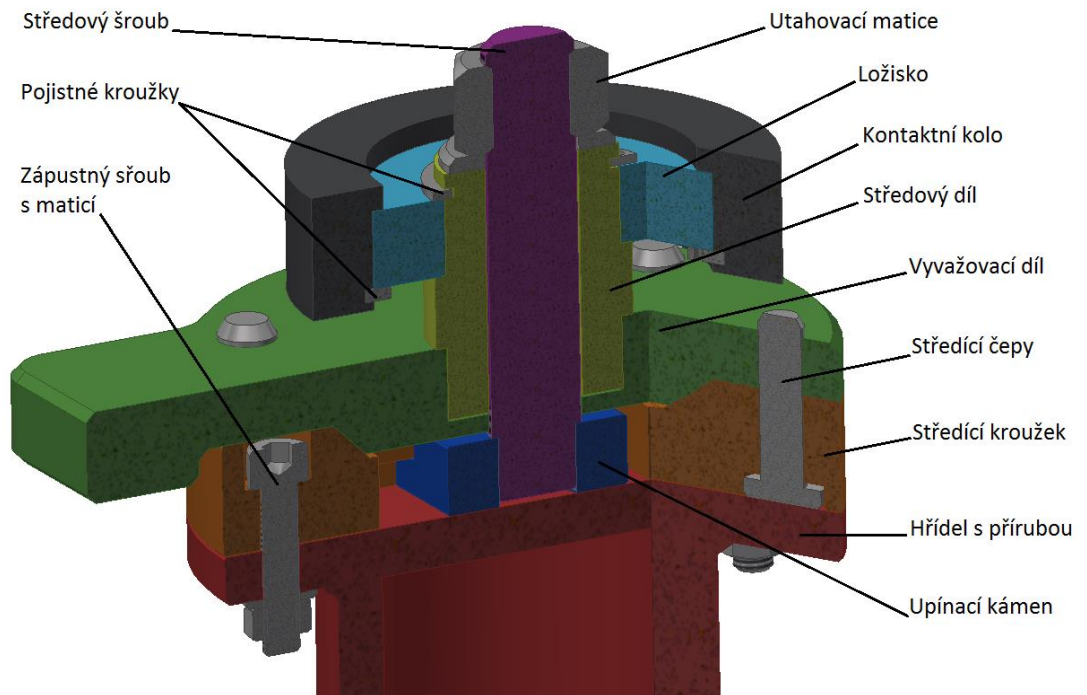
Kde ω_e je úhlová rychlost, r_e je poloměr, na kterém nevyvážek obíhá a m je hmotnost nevyvážky. Hmotnost nevyvážky je daná hmotností ložiska, kontaktního kola a jeho uložení. Cílem je dosáhnout toho, aby se celkové těžiště sestavy excentru nacházelo na ose rotace spodní části hřídele excentru uložené do ložisek.

- **Koncepce excentru EA**

Ze zadání plyne požadavek na vyvážený excentr, to znamená, že pro danou hodnotu excentricity se hmota kladky musí vyvážit danou protihmotou. Nejjednodušší je konstrukční řešení, které je pevně nastaveno i vyváženo a pro danou hodnotu excentricity se jen vymění horní část excentru. To znamená, že pro hodnotu excentricity například 5mm se vloží vyvažovací díl, který bude určený pro tuto excentricitu. Pro další velikosti excentricity se hlava nastaví posunutím upínacího kamenu a výměnnou patřičného vyvažovacího dílu. Výměnu vyvažovacího dílu lze provést povolením matice na středovém šroubu. Po vložení vyvažovacího dílu se středový šroub zašroubuje do posuvného upínacího kamenu. Celý systém je v řezu na Obr. 15.



Obr. 14 Zobrazení první koncepce excentru EA

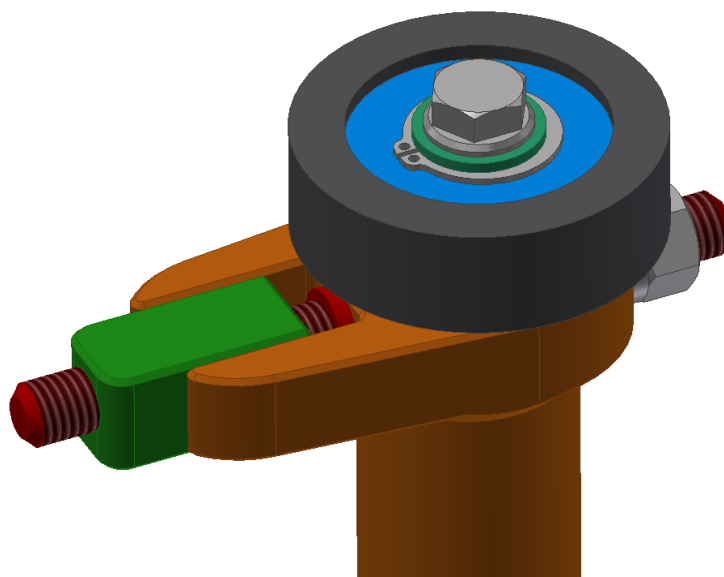


Obr. 15: Podrobný popis prvního konceptu

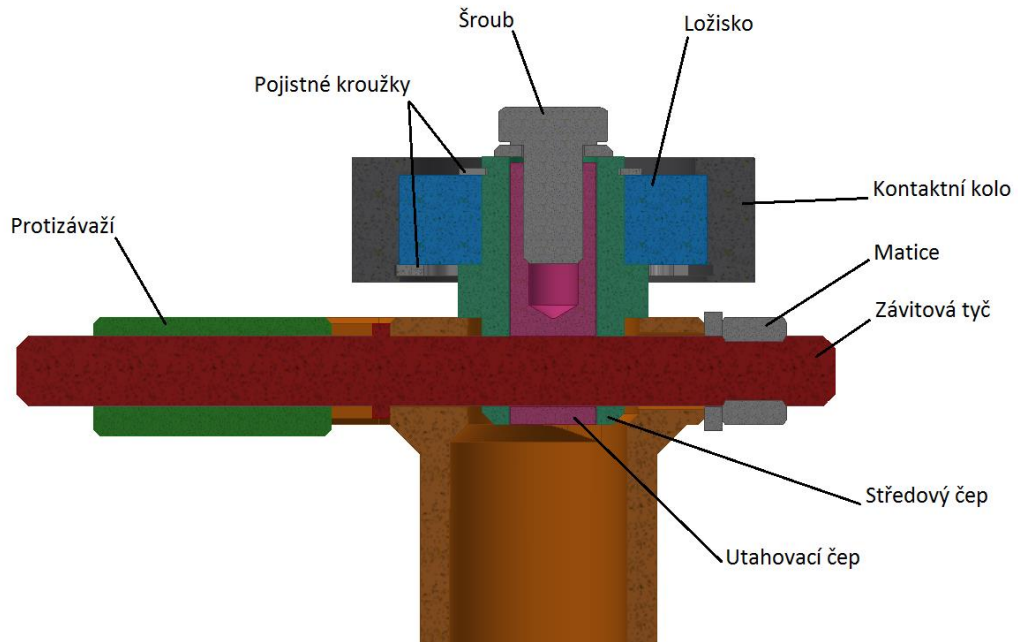
• Koncepce excentru EB

Dalším možným řešením je nastavovat protizávaží pomocí šroubu s levým a pravým závitem, který bude uložen v excentru, ale bude se moci otáčet. S jeho otáčením se bude zvyšovat excentricita a zároveň bude vzrůstat vzdálenost vyvažovací hmoty.

Hmota s kontaktním kolem musí pro vyvážení vyvodit na svém poloměru stejnou odstředivou sílu, jako hmota vyvažovací. Tato koncepce umožňuje dokonalé vyvážení pouze pro jednu hodnotu excentricity. Protože velikost odstředivé síly roste s kvadrátem vzdálenosti od středu rotace a násobkem hmotnosti hmoty. Vzdálenost středu vyvažovací hmoty a kladky se tak bude zvyšovat rozdílně, díky rozdílným stoupáním závitů na závitové tyči.



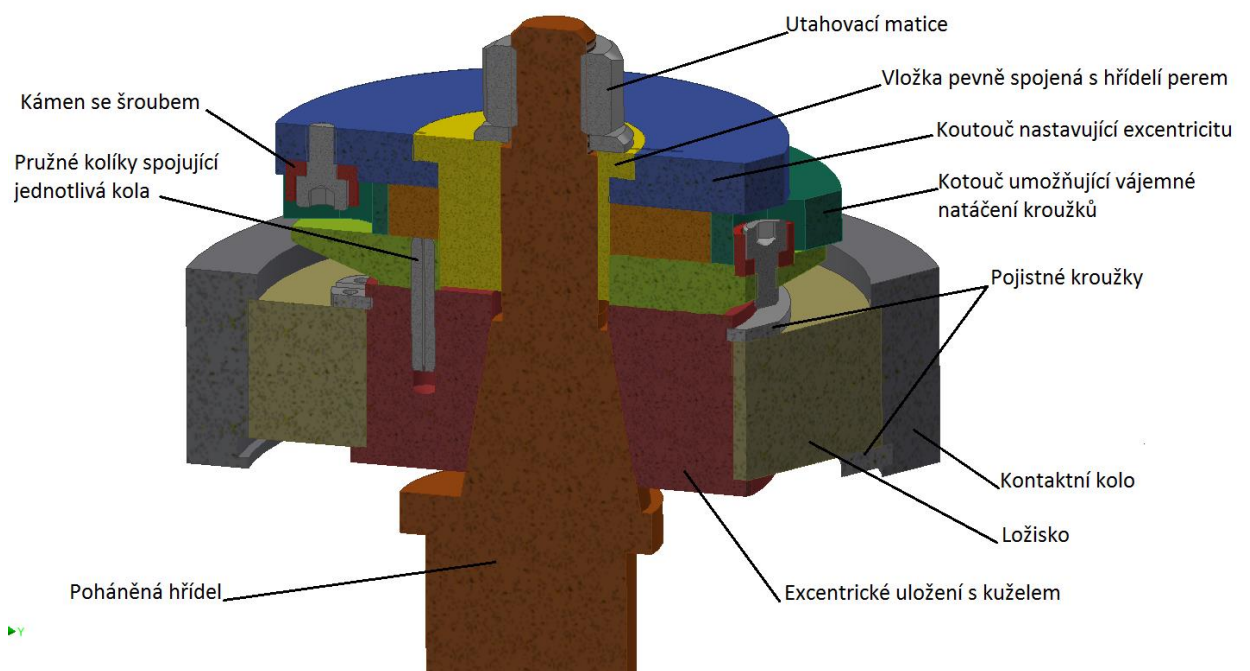
Obr. 16 Pohled na první koncepci excentru



Obr. 17 Zobrazení první koncepce excentru v řezu

- **Koncepce excentru EC**

Další možností je nastavovat excentricitu přímo na hřídeli pomocí kotoučů, které se budou vůči sobě pootáčet. Excentricita lze nastavovat na dvojnásobek velikosti vyosení horní části hlavní hřídele. Excentr se nastaví povolením horní utahovací matice. Při otáčení modrým kotoučem, který bude na sobě mít rysky se zobrazením nastavené excentricity, se shodně otáčejí i další kotouče, které jsou vzájemně spojeny pružnými kolíky. To by ale nebylo možné bez dvou kamenů, které se mohou posouvat v tmavě zeleném kotouči a kompenzují tak rozdílné excentricity mezi modrým a světle zeleným kotoučem.



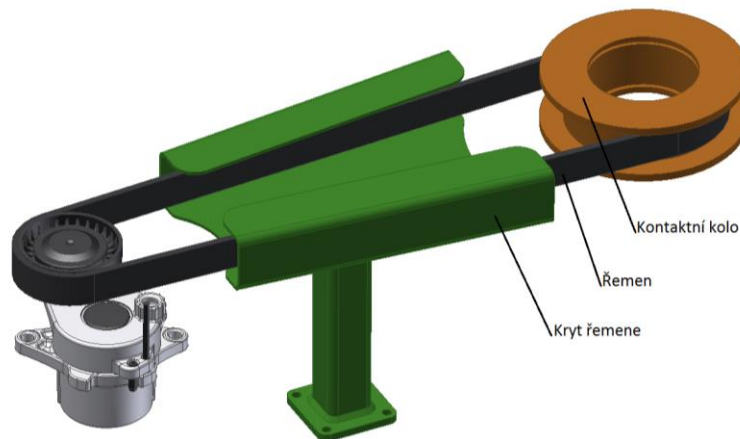
Obr. 18 Řez druhým koncepčním návrhem excentru

4.2.3 Návrh koncepce spojení excentrické hřídele a kladky napínačku.

Spojení excentrické hřídele a kladky napínačku bude určovat vlastnosti navrhovaného stroje. Musí být dostatečně tuhé, aby neovlivňovalo měření hystereze napínačku. Dalším důležitým požadavkem je také rychlé uvolnění a založení dalšího měřeného napínačku. Protože vysokofrekvenční rozcvičení a změření napínačku bude trvat do jedné minuty, bude klíčová doba výměny měřeného napínačku.

- **Koncepce spojení excentrické hřídele a kladky napínačku SA**

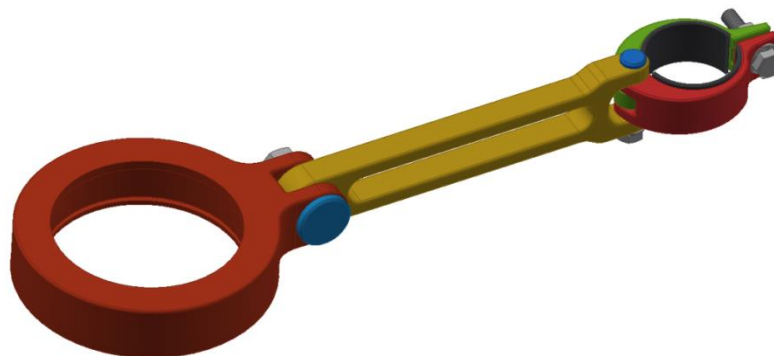
První koncepce počítá s jednoduchým spojením pomocí řemenu. Řemen je oboustranný s PES textilní tažnou kostrou a neoprenovými plášti [18]. Ten zaručuje nepoškození kladky napínačku. Také při vhodném uspořádání umožní rychlé nasazení při zakládání napínačku. Mezi další výhody patří to, že nebude přenášet nežádoucí vibrace mezi kladkou napínačku a excentrem. U řemenového spojení je ale třeba zkontrolovat, jestli nedojde k jeho odlehnutí při vysokofrekvenčním zatěžování. Mohlo by k tomu dojít, když by kladka napínačku nestačila reagovat na pohyby excentru při frekvenci 50 Hz.



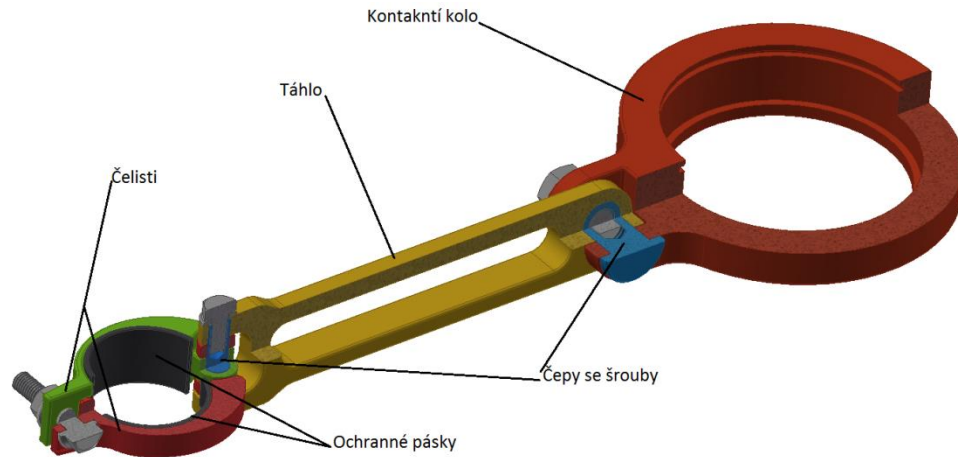
Obr. 19 Návrh koncepce využívající spojení řemenem

- **Koncepce spojení excentrické hřídele a kladky napínačku SB**

Tento koncepční návrh počítá s pevným spojením pomocí ramene. Toto rameno bude mít dva rotační čepy, které budou uvolněné pro možnost nasazení čelistí na kladku napínačku. Samozřejmě je snaha o co nejmenší hmotnost spojení. Vyšší hmotnost je nežádoucí, zejména při vysokofrekvenčním zatěžování. Spojení pevným ramenem poskytuje pevné a spolehlivé spojení, což je výhodou.



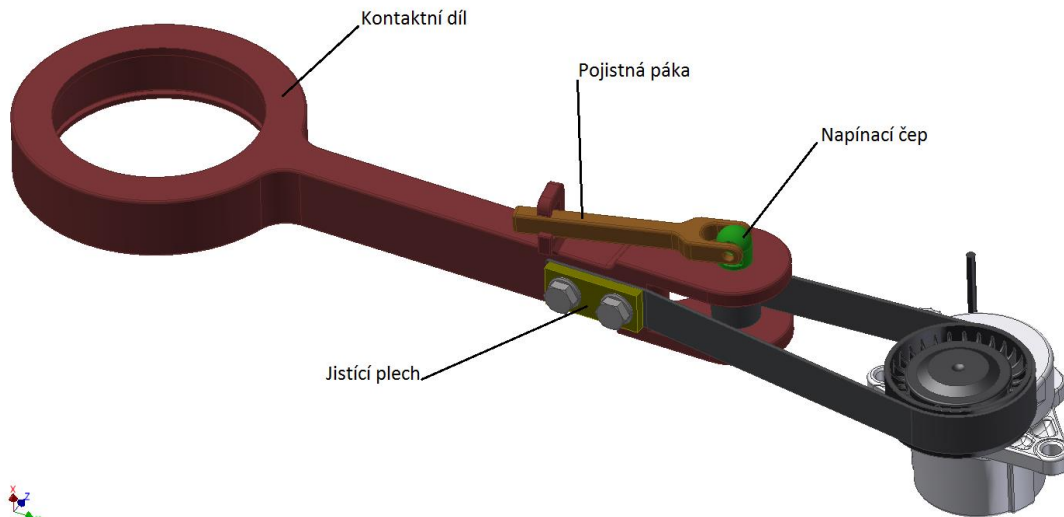
Obr. 20 Návrh koncepce spojení hřídele excentru a kladky napínačku



Obr. 21 Pohledy na druhý koncepční návrh spojení

- **Koncepce spojení excentrické hřídele a kladky napínačku SC**

Tato koncepce kombinuje výše popsané principy. Jejím hlavním přínosem je usnadnění nasazení řemene na kladku napínačku. V pevném rameni bude uložen rotační napínací čep. Ten bude navíjet pásek, který bude převlečený přes kladku napínačku. Jednoduchým pohybem a aretační pojistné páky dojde k předepnutí pružiny napínačku a k požadovanému spojení excentru a kladky napínačku. Pojistná páka je přitlačována pružinou napínačku, takže by nemělo dojít k jejímu odjištění.



Obr. 22 Třetí koncepce s pevným ramenem a kladkou

4.3 Hodnocení koncepčních variant

V této podkapitole je provedeno hodnocení výše popsaných koncepcí. Na základě těchto hodnocení je v kapitole č. 5 proveden návrh orgánové struktury dynamického testeru.

4.3.1 Koncepce uložení napínačku a měřícího hřídele

Koncepce uložení měřeného napínačku a měřícího hřídele je relativně jednoduchá a splňuje požadavky, které jsou na ní kladené. Doposud neznámým faktorem je uložení

měřicího prvku, který bude zjišťovat průběh momentu na měřící hřídeli. Koncepce uložení měřicího hřídele, by ale měla být schopná bez větších úprav měřící prvek pojmout.

4.3.2 Koncepce excentru

Sestava excentru byla navržena ve třech koncepčních variantách. Ty jsou hodnoceny podle následujících kritérií: rozsah nastavení excentricity, jejich schopnost vyvážení, rychlost nastavení excentricity, tuhost, hmotnost a složitost pro výrobu. Jednotlivým kritériím je přiřazena váha od jedné do pěti, kde pět má nejvyšší důležitost. Dále jsou hodnoceny na stupnici od jedné do deseti, kde deset je nejlepší hodnocení. Podle hodnocení byla vybrána třetí koncepce, která i přes svou relativní složitost, umožňuje komplexní řešení požadavků, které jsou na ní kladené.

Koncepce excentru	Rozsah nastavení	Vyvážení	Rychlost stavění	Tuhost	Hmotnost	Složitost	Výsledek
Váha Kritéria	4	5	5	4	3	3	
Koncepce EA	7	8	6	10	8	9	31,5
Koncepce EB	8	6	8	6	9	8	29,5
Koncepce EC	10	10	9	9	6	6	34,5

Tab. 2 Výběr z koncepcí excentru

4.3.3 Koncepce spojení excentru a kladky napínáku

Podobně jako v případě excentru byly vytvořeny tři koncepce spojení excentru s kladkou napínáku a byly pro něj sestaveny následující kritéria hodnocení: rozsahem použití je myšlena možnost aplikace spojení na více typů napínáků, rychlost upnutí při zakládání napínáku, dynamická stabilita při vysokofrekvenčním zabíhání, tuhost, hmotnost spojení a složitost provedení spojení. Podle hodnocení byla vybrána první koncepce, která pracuje se spojením excentru a kladky napínáku pomocí plochého řemene. Tato koncepce poskytuje jednoduché a navíc lehké spojení.

Koncepce spojení	Rozsah použití	Rychlost upnutí	Dynamická stabilita	Tuhost	Hmotnost	Složitost	Výsledek
Váha Kritéria	4	5	5	4	5	3	
Koncepce SA	10	8	7	7	8	10	35,5
Koncepce SB	7	6	9	10	5	6	31
Koncepce SC	9	7	6	7	5	6	28,7

Tab. 3 Výběr z koncepcí spojení kladky napínáku a excentru

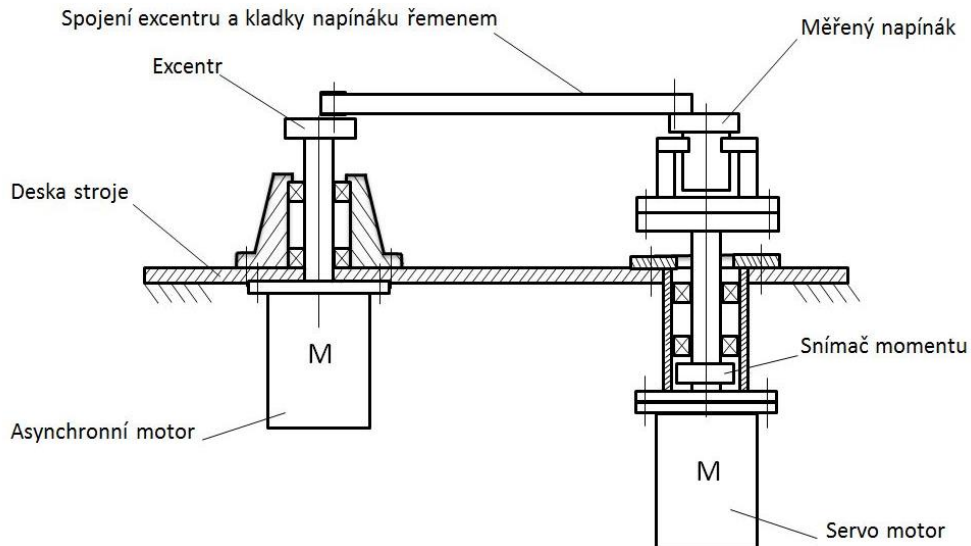
5. Navržení orgánové struktury

V této kapitole je proveden hrubý návrh orgánové struktury s cílem stanovit konkrétnější podobu navrhovaného dynamického testeru. Také je navržen postup procesu měření. Dále je v této kapitole proveden hrubý výpočet sil působících v mechanismu. Nakonec je proveden návrh vhodných pohonů excentru a měřící hřídele.

5.1 Navržení orgánové struktury

Na Obr. 23 je vyobrazena navržená orgánová struktura dynamického testeru. Tato struktura bude dále zpracována v CAD softwaru Autodesk Inventor, ve kterém bude vytvořena úplná stavební struktura.

Na grafu 4Graf 4 je pomocí schématu přehledně znázorněná návaznost jednotlivých operací při pracovním postupu dynamického testeru.



Obr. 23 Navržené schéma mechanismu

5.2 Hrubé výpočtové hodnocení navržené orgánové struktury

V tomto kroku budou určeny síly v mechanismu bez uvažování přidavných zatížení od dynamických účinků při vysokofrekvenčním zatěžování mechanismu. Ty budou zohledněny navýšením zátěžných sil. Vlastní vliv dynamických účinků (setrvačných sil, odstředivých sil,...) se zohlední při následné kontrole navrženého mechanismu. Hrubé výpočty tedy slouží k hrubému dimenzování prvků mechanismu.

5.2.1 Určení sil působících v mechanismu

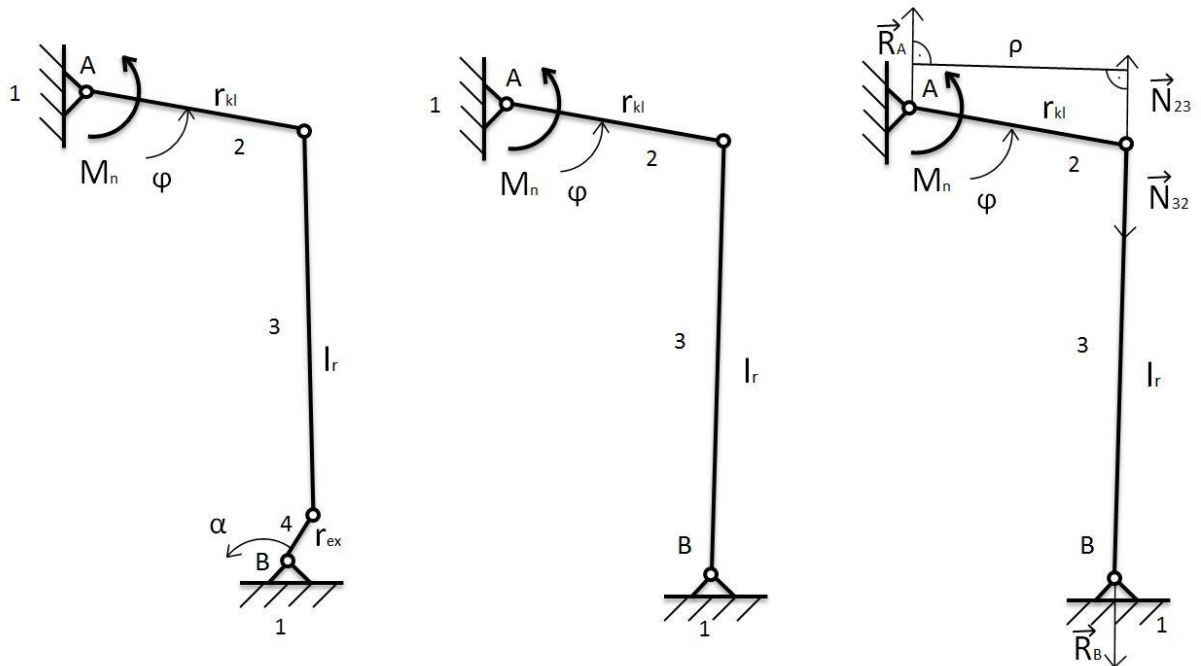
Pro určení sil působících v mechanismu je sestaven model z prutů, které reprezentují jednotlivé prvky mechanismu. Na Obr. 24 je zobrazeno zjednodušení modelu. Číslem 1 je označen rám stroje, tedy uložení hřídelů. Prvek 2 představuje rameno kladky napínáku. Prvek 3 představuje spojení kladky napínáku a excentru. Prvek 4 reprezentuje rameno excentru. Počet stupňů volnosti mechanismu s uvažováním všech jeho částí se určí jako: [2]

$$n = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \quad (4)$$

$$n = 3 \cdot (3) - 2 \cdot (4) = 1^\circ \text{ volnosti} \quad (5)$$

Nejvyšší reakce v uložení excentru se dosáhne, když bude rameno excentru (4) a spojení (3) v jedné přímce. Tento stav je tak předmětem výpočtu. Pro určení sil v mechanismu je třeba, aby sestava měla 0° volnosti. Pro snížení stupňů volnosti budou spojeny členy 4 a 3 v jedné přímce. Počet stupňů volnosti se pak určí jako:

$$n = 3 \cdot (2) - 2 \cdot (3) = 0^\circ \text{ volnosti}$$



Obr. 24 Zobrazení zjednodušení výpočtu mechanismu

Je patrné, že člen 3 je nezatížený binární člen. To znamená, že síly na něm působící leží na nositelce přímky, která spojuje jeho dva rotačně uložené konce. Za tohoto předpokladu lze zjistit směr reakčních sil od momentu napínáku. Poloměr kladky napínáku je 45 mm, uvažovaný zátěžný moment napínáku je 100 Nm, délka spojení excentru s kladkou bude zhruba 400 mm, úhel natočení $\varphi=100^\circ$ (při měření se bude pohybovat okolo $90^\circ \pm 10^\circ$). Vliv dynamických účinků bude zohledněn zdvojnásobením uvažovaného zatěžovacího momentu. Sílu vzniklou působením momentu napínáku pak určíme jako:

$$|\vec{N}_{32}| = \frac{2 \cdot M_n}{\rho} = \frac{2 \cdot 100}{0,044316} = 4513 \text{ N} \quad (6)$$

Kde vzdálenost ρ se obecně určí jako:

$$\rho = \sin \varphi \cdot r_{kl} = \sin 100^\circ \cdot 45 = 44,316 \text{ mm} \quad (7)$$

Síla vzniklá od kladky napínáku s uvažováním znaménkové konvence je pak:

$$\vec{N}_{32} = -4513 \text{ N} \quad (8)$$

Silové působení na měřicí hřídel je pak:

$$\vec{R}_A = -\vec{N}_{32} = 4513 \text{ N} \quad (9)$$

Silové působení na excentr je určeno vztahem:

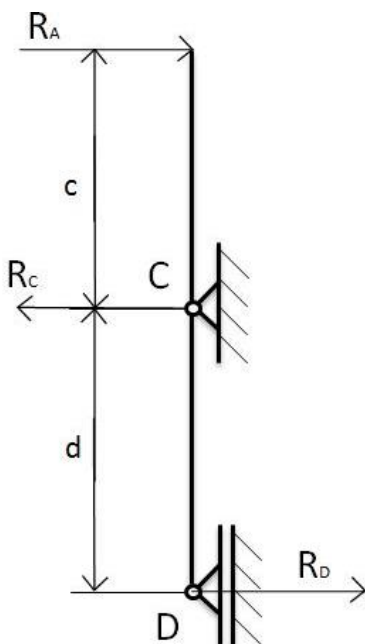
$$\vec{R}_B = -\vec{N}_{23} = \vec{N}_{32} = -4513 \text{ N} \quad (10)$$

V Dalším kroku budou určeny reakce v ložiskách, které budou podpírat měřicí hřídel a hřídel excentru.

Materiál hřídelů: ČSN 14 220 (Alternativní označení: 1.7131 DIN 16 MnCr 5) [8]

Materiál 1.7131 je ušlechtilá konstrukční ocel legovaná manganem a chromem, která je tak vhodná k cementování, nitridování i nitrocementování. Ocel je také vhodná k obrábění a

po cementačním kalení vykazuje vysokou povrchovou tvrdost při zachování houževnatého jádra. Těto vlastnosti je dobré využít hlavně z hlediska únavového zatížení hřídelů. Při frekvenci 50 Hz se počet zatěžujících cyklů výrazně zvyšuje a únava materiálu musí být tak zohledněna. Povrchovým kalením se na povrchu hřídele vytvoří tlakové napětí, které bude mít tendenci zavírat únavové trhliny. Ty by se mohly v oblastech konstrukčních či technologických vrubů na hřídeli jinak snadno šířit. Jedná se zejména o oblasti u závitů a závitů.



Obr. 25 Schéma uložení měřicího hřídele

Mez pevnosti: $R_m = 780 - 850 \text{ MPa}$

Mez kluzu: $R_e = \text{min. } 550 \text{ MPa}$

• Dimenzování měřicího hřídele

Navržené rozměry hřídele: $c = 80 \text{ mm}$, $d = 200 \text{ mm}$

Rovnováha sil působících na hřídel:

$$-R_D + R_C - R_A = 0 \quad (11)$$

Rovnováha momentů k bodu D:

$$R_A(c + d) - R_C \cdot d = 0 \quad (12)$$

Reakce v horním ložisku se určí z momentové rovnováhy jako:

$$R_C = \frac{R_A \cdot (c+d)}{d} = \frac{4513 \cdot (80+200)}{200} = 6318 \text{ N} \quad (13)$$

Reakce ve spodním ložisku se určí ze silové rovnováhy:

$$R_D = R_C - R_A = 6318 - 4513 = 1805 \text{ N} \quad (14)$$

Nejvyšší ohybový moment je v místě uložení horního ložiska C:

$$M_C = R_A \cdot c = 6318 \cdot 0,08 = 361 \text{ Nm} \quad (15)$$

Dovolené napětí na hřídeli:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{3} = \frac{500}{3} = 183,3 \text{ MPa} \quad (16)$$

Pevnostní podmínka v dimenzovaném místě:

$$\sigma_D \geq \frac{M_C}{W_o} = \frac{M_C}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_C}{\pi \cdot d_1^3} \quad (17)$$

Požadovaný průměr hřídele získáme vyjádřením z předchozího vztahu jako:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_C}{\pi \cdot \sigma_D}} = 27,1 \text{ mm} \dots \text{zaokrouhlena na } d_1 \geq 30 \text{ mm} \quad (18)$$

• Dimenzování hřídele excentru

Rozměry hřídele: $e = 250 \text{ mm}$, $f = 150 \text{ mm}$. Vzdálenost „e“ představuje délku od středu kladky napínáku ke středu horního ložiska měřicího hřídele.

Rovnováha sil působících na hřídel:

$$-R_F + R_E - R_B = 0 \quad (19)$$

Rovnováha momentů k bodu D:

$$R_B(f + e) - R_E \cdot f = 0 \quad (20)$$

Reakce v horním ložisku se určí jako:

$$R_E = \frac{R_B \cdot (e+f)}{f} = \frac{4513 \cdot (250+150)}{250} = 12035 \text{ N} \quad (21)$$

Reakce ve spodním ložisku se určí dle vztahu:

$$R_F = R_E - R_B = 12035 - 4513 = 7522 \text{ N} \quad (22)$$

Nejvyšší ohybový moment je v místě uložení horního ložiska E:

$$M_E = R_B \cdot e = 4513 \cdot 250 = 1128 \text{ Nm} \quad (23)$$

Dovolené napětí na hřídeli:

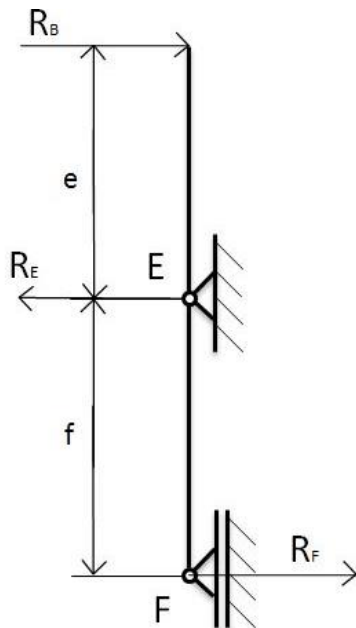
$$\sigma_D = \frac{R_e}{3} = \frac{550}{3} = 183,3 \text{ MPa} \quad (24)$$

Pevnostní podmínka v dimenzovaném místě:

$$\sigma_D \geq \frac{M_E}{W_o} = \frac{M_E}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_E}{\pi \cdot d_2^3} \quad (25)$$

Požadovaný průměr hřídele získáme vyjádřením z předchozího vztahu jako:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_E}{\pi \cdot \sigma_D}} = 39,7 \text{ mm} \dots \text{zaokrouhлено na } d_2 \geq 45 \text{ mm} \quad (26)$$



Obr. 26 Schéma uložení hřídele excentru

5.2.2 Návrh a výběr vhodných pohonů

V této části je proveden návrh pohonů excentru a měřící hřídele. Při návrhu vyjdeme ze zadaných vstupních parametrů. Mezi ty patří požadovaná frekvence při vysokofrekvenčním rozsvičování 50 Hz, konstantní rychlost při měření hystereze 0,1 m/s a maximální možný moment napínáku 100 Nm.

• Návrh pohonu excentru

Požadovanou frekvenci pohonu f_e zprvu převedeme na otáčky excentru n_e podle rovnosti:

$$f_e = 50 \text{ Hz} = n_e = 50 \frac{\text{ot}}{\text{s}} = 3000 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (27)$$

Úhlová rychlost excentru se určí jako: $\omega_e = 2 \cdot \pi \cdot n_e = 314,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ (28)

Maximální moment na napínáku, který je třeba překonat, zvýšíme o ztráty v mechanismu:

$$M_k = M_n \cdot 1,1 = 110 \text{ Nm} \quad (29)$$

Pro určení momentu na excentru určíme převodovou funkci mezi kladkou napínáku a excentrem. Převodová funkce je dána rozdílem průměru kružnic, na kterých obíhají středy kladky napínáku a excentru. U excentru je tato hodnota dána požadovaným maximálním zdvihem.

$$\text{Průměr oběžné kružnice kladky napínáku: } d_n = 2 \cdot r_n = 90 \text{ mm} \quad (30)$$

$$\text{Průměr oběžné kružnice kladky excentru: } d_e = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Převodový poměr: } p = \frac{d_n}{d_e} = \frac{90}{10} = 9 \quad (31)$$

$$\text{Moment působící na hřídeli excentru se tedy určí jako: } M_e = \frac{M_k}{9} = \frac{110}{9} = 12,22 \text{ Nm} \quad (32)$$

Na základě znalosti tohoto momentu lze provést výpočet požadovaného výkonu pohonu:

$$P_e = M_e \cdot \omega_e = 12,22 \cdot 314,16 = 3,84 \text{ kW} \quad (33)$$

Na pohon excentru nejsou kladeny žádné zvláštní nároky na řízení. Stačí mu čítač otáček, aby měl stroj informaci o počtu vykonaných zatěžovacích cyklů. Dále musí být motor vybaven brzdou, která bude při zabrzdění aretovat excentr a umožní přesné měření hysterezní charakteristiky druhým měřicím pohonem. Na základě těchto požadavků lze použít relativně laciný asynchronní motor s brzdou.

Na základě požadavků je vybrán asynchronní motor s přírubou od firmy Lenze o výkonu 4 kW s označením MFEMABR 090-32C1C [14] [15]. Jeho další parametry budou popsány v popisu parametrů stroje.

- **Návrh měřicího pohonu**

Při návrhu měřicího pohonu budeme zprvu postupovat obdobně jako u pohonu excentru.

$$\text{Zátěžný moment na pohon je: } M_k = 110 \text{ Nm}$$

Požadované otáčky určíme ze zadané rychlosti při měření, která je 0,1 m/s.

$$n_n = \frac{v_n}{d_n \cdot \pi} = 21,221 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 0,354 \frac{\text{ot}}{\text{s}} \quad (34)$$

$$\text{Úhlová rychlost při měření: } \omega_n = 2 \cdot \pi \cdot n_n = 2,22 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (35)$$

$$\text{Požadovaný výkon pohonu: } P_n = M_k \cdot \omega_n = 244,44 \text{ W} \quad (36)$$

Podle tohoto výpočtu zjevně pohon dimenzovat nelze, protože požadovaný výkon je příliš nízký. Návrh je tak proveden z hlediska požadavku na dosažení konstantní rychlosti otáčení 0,1 m/s. Při měření se při této rychlosti bude vykonávat vratný pohyb po kružnici v daném úhlovém rozsahu. Proto je třeba pohon s vysokou mírou přesnosti a stálou rychlostí otáčení. Tím pádem odpadá asynchronní pohon.

Pro tuto aplikaci bude vhodné použít synchronní servo pohon. Ten bude opět vybaven brzdou, která bude zabrzděna při vysokofrekvenčním zatěžování stroje při rozcvičování napínáku. Dále tento pohon musí obsahovat odměřování úhlu natočení. Naskytuje se také možnost měřit moment napínáku přímo přes servo motor. Toto odměřování ale nedosahuje takových přesností jako měření zvláštním snímačem na hřídeli a tak nebude použito. Motor musí být doplněn vhodnou převodovkou, která musí být schopna vysokého převodového poměru, protože výstupní rychlost je relativně malá.

$$\text{Výstupní otáčky: } n_p = \frac{n_m}{i_p} \cong 20 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (37)$$

Pro danou aplikaci lze použít více typů převodovek. Vzhledem k relativně nízkým otáčkám na měřicím hřídeli je možné použít převodovku planetovou, s kuželovými koly a převodovku šnekovou. Vzhledem ke zkušenostem společnosti Mubea je pro pohon měřicího

hřídele je vybrána převodovka s kuželovými koly a přírubou s označením GSS07-2AVAK14LN20. Navržený servomotor o výkonu 1,7 kW má označení MCA13I41 RS0P1 [16]. Výkon motoru je tak dán motorem určeným k dané převodovce.

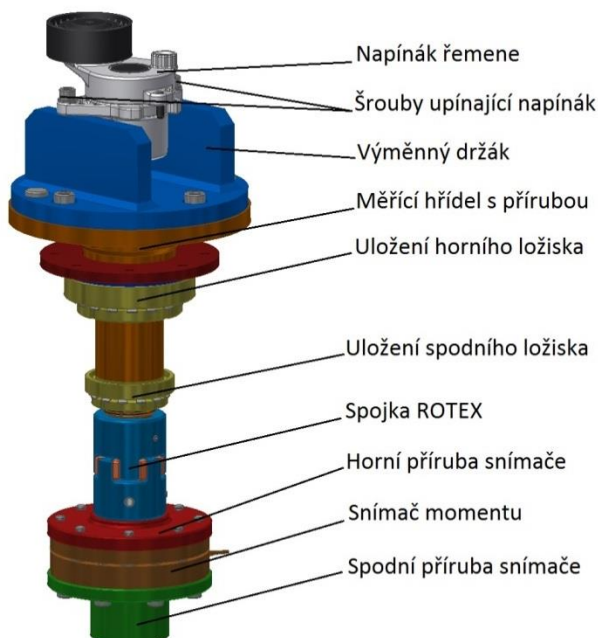
6. Návrh úplné stavební struktury

6.1 Návrh celkového konstrukčního řešení mechanismu

V této kapitole je proveden podrobný návrh stavební struktury dynamického testeru. Tento návrh je pro větší přehlednost rozdělen do čtyř základních kapitol.

6.1.1 Návrh sestavy měřícího hřídele

Sestava měřícího hřídele musí umožnit uložení měřeného napínáku. Typ napínáku se může měnit, a proto je vhodné zajistit možnost výměny jeho uložení, které je navrženo v kapitole 4.2.1. Dále sestava musí obsahovat měřící element, který v závislosti na úhlu natočení bude měřit velikost kroutícího momentu na měřeném napínáku. Jako snímač momentu je použit typ TB1A od společnosti HBM [11]. Snímač má horní hranici kroutícího momentu, který může měřit, o velikosti 200 Nm. Maximálním kroutícím momentem, při kterém může dojít k poškození snímače je 400 Nm. Maximální frekvence, při které může snímač měřit, je 65 Hz. Při frekvenci rotace excentru 50 Hz tak bude snímač schopen zjišťovat moment působící na měřící hřídeli. To může být výhodné pro zjištění přesné hodnoty momentu napínáku při vysokofrekvenčním zabíhání. Podrobná specifikace snímače momentu je v příloze práce.



Obr. 27 Pohled na sestavu měřícího hřídele

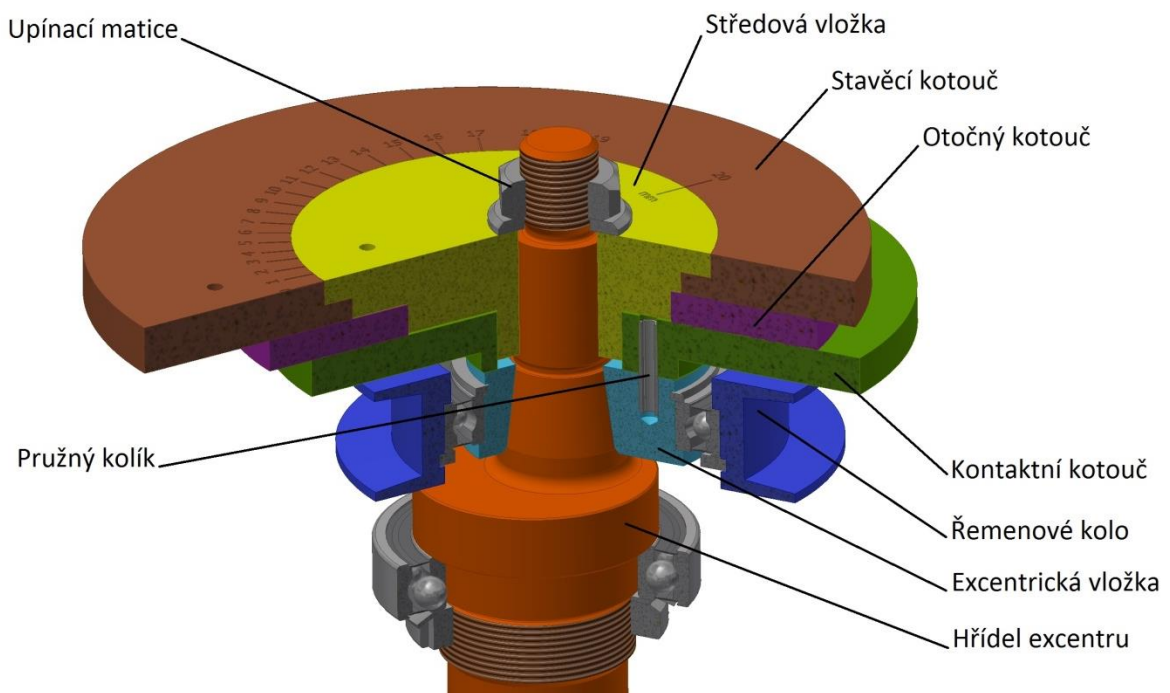
Samotné odměřování úhlu natočení bude prováděno přímo servo pohonem. Toto odměření je pro danou aplikaci dostatečně přesné. Pro tlumení vibrací při vysokofrekvenčním zabíhání a kompenzování možných výrobních nepřesností, bude mezi hřídel a měřící element vložena spojka Rotex s pružným elementem s označením: 24 92-Sh-A 1a1 [12]. Tato spojka se pomocí per připojí k měřící hřídeli a k horní přírubě snímače. Spojka umožňuje mírné vyosení a natáčení spojovaných prvků.

Měřící hřídel bude svařena s přírubou, která bude držet výměnný držák. Detailní pohled na provedení měřící hřídele je v příložené dokumentaci. Navržená sestava měřícího hřídele se oproti návrhu orgánové struktury prodloužila a tak bude muset být mírně pozměněn způsob uložení sestavy vůči desce dynamického testeru.

6.1.2 Návrh sestavy hřídele excentru

V této části je popsán funkční celek sestavy hřídele excentru. Požadavky na něj jsou popsány v kapitole 4.2.2. Kromě zachycení sil vznikajících při provozu mechanismu a jejich přenesení do těla stroje, musí sestava excentru umožnit nastavení excentricity v rozsahu 0 – 20mm (celkový zdvih 0 - 40mm). Toho se dle hodnocení navržených koncepcí nejlépe dosáhne přestavováním rotačních kotoučů, které mezi sebou budou mít pevnou mechanickou vazbu.

Vzhledem k tomu, že je daný průměr hřídele asynchronního motoru, je návrh proveden z místa spojení hřídele motoru s hřídelí excentru. Hřídel je uložen do dvou radiálních ložisek, které jsou pojištěny pojistnými maticemi. Spodní ložisko bude mít možnost posuvu v axiálním směru, aby se nezatěžovalo vlivem nárůstu teploty při provozu. Horní část hřídele excentru má osu rotace posunutou o 10 mm a zčásti tak vyvozuje excentricitu hřídele. Na této ose je uložena excentrická vložka, která svojí rotací kolem posunuté osy hřídele umožňuje vynulovat, nebo také zdvojnásobit jeho excentricitu. Excentrická vložka nese radiální kuličkové ložisko, které je kryté z obou stran a z výroby namazané. Na ložisku je uchyceno řemenové kolo. Na konci hřídele excentru je pomocí pera k hřídeli připojená středová vložka, která se po nastavení požadované excentricity dotáhne upínací maticí. Řez navrženým excentrem je zobrazen na Obr. 28.



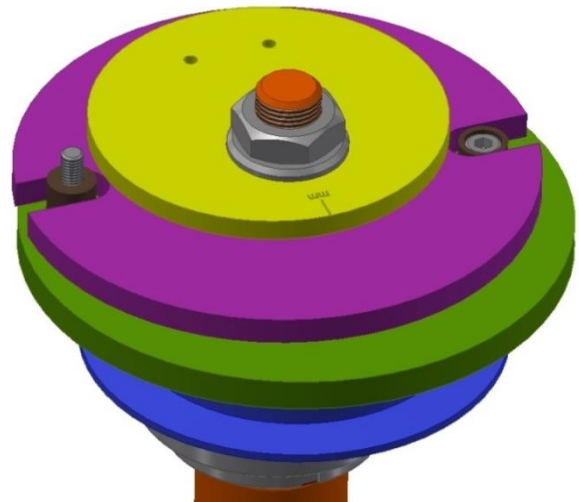
Obr. 28 Řez sestavou excentru

Excentrická vložka je pevně dvěma kolíky spojena s kontaktním kotoučem, který má na sobě šroubem připevněný bronzový kámen. Ten zapadá do jedné drážky v otočném kotouči. V druhé drážce otočného kotouče je kámen pevně spojený se stavěcím kotoučem. Funkce otočného kotouče s kameny je patrná na Obr. 30. Použití kamenů, které se posouvají v drážkách otočného kotouče, je nutné pro kompenzaci rozdílných os rotace, kolem kterých se otáčí stavěcí kotouč a kontaktní kotouč s excentrickou vložkou. Osa vnitřní rotace ve

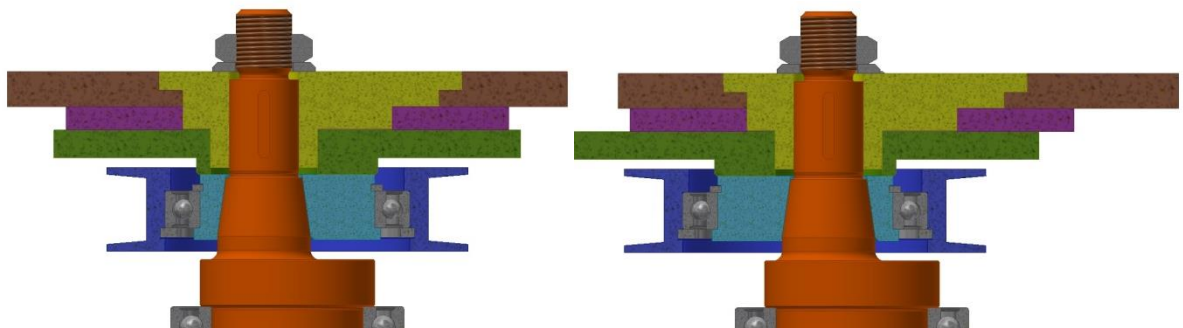
stavěcím kotouči, kolem které se otáčí při nastavení excentricity, je vůči horní části hřídele excentru posunuta o 20mm. Osa rotace vnější hrany stavěcího kotouče rotuje vůči horní části hřídele excentru s posunutím 10mm. To znamená, že při nulové excentricitě, je osa rotace vnější hrany stavěcího kotouče souosá s osou rotace hřídele excentru, který je uložen v ložiskách. Kameny tak vytvářejí pevnou mechanickou vazbu mezi horní a spodní částí excentrické hlavy. Při nulové hodnotě excentricity jsou tak osy rotace všech vnějších hran kotoučů souosé s osou rotace hřídele excentru uložené v ložiskách. To je patrné na Obr. 30.

Nejvyšší hodnoty excentricity se dosáhne, když se sečte vyosení hřídele excentru a excentrické vložky. Tento stav je vyobrazen na Obr. 30. Při excentricitě, která je větší než nulová, je třeba vyvážit hmotu excentrické vložky s ložiskem, hmotu pojistných kroužků, řemenového

kola a přítlačného kotouče. K vyvážení takto vzniklého nevyvážení sestavy excentru slouží stavěcí kotouč. Skutečnost, že těžiště nevyvážku a stavěcího kotouče jsou vždy na opačné straně než je osa rotace hřídele excentru, zajistí bronzové kameny v otočném kotouči.



Obr. 29 Sestava excentru bez stavěcího kotouče



Obr. 30 Řez sestavou excentru s nulovou (levou) a nejvyšší excentricitou

Při návrhu stavěcího kotouče lze vycházet z polohy těžiště souhmotí, které je třeba vyvážit. Jestliže jsou známé hmotnosti a polohy těžiště, lze určit i potřebnou velikost stavěcího kotouče. Poloha těžiště se vždy vztahuje vůči ose Z, tj. vůči ose rotace hřídele v ložiskách. Hmoty a polohy těžiště jsou určeny pomocí 3D modelu, ve kterém jsou tělesům přiřazeny materiály. Vyobrazení výsledků hmotností a těžišť jsou v příloze č. 3. Podmínku rovnováhy s nejvyšší excentricitou lze zapsat jako:

$$m_1 r_1 - m_2 r_2 + m_3 r_3 = m_e r_e \quad (38)$$

Kde: ... $m_1 r_1$ je hmotnost a poloha těžiště hřídele excentru a k ní pevně připojených prvků

... $m_2 r_2$ je hmotnost a poloha těžiště excentrické vložky, ložiska a řemenového kola

... $m_3 r_3$ je hmotnost a poloha těžiště stavěcího kotouče

... $m_e r_e$ je hmotnost a poloha těžiště celé sestavy excentru

Velikost a geometrie stavěcího kotouče byla určena sérií iteračních kroků. Teoreticky lze také těžiště odvodit přepočítáváním hmot pomocí Steinerovy věty. Mělo by tak být možné na základě matice závislé na úhlu natočení stavěcího kotouče, přepočítávat a určovat požadovanou polohu těžiště stavěcího kotouče. Tato poloha by byla ovlivňována vyosením vnější rotace stavěcího kotouče. Odvození takového matematického aparátu by však bylo relativně časově náročné. Iterační postup poslouží mnohem rychleji a dosáhne postačujících přesností. Polohu těžiště celé sestavy excentru při nejvyšší excentricitě lze pak určit jako:

$$r_{e20} = \frac{10.109 \cdot 0.601 - 4.681 \cdot 21.2 + 4.033 \cdot 23.39}{18.823} = 0.072 \text{ mm} \quad (39)$$

Podobně pro nulovou hodnotu excentricity lze zapsat podmínku rovnováhy jako:

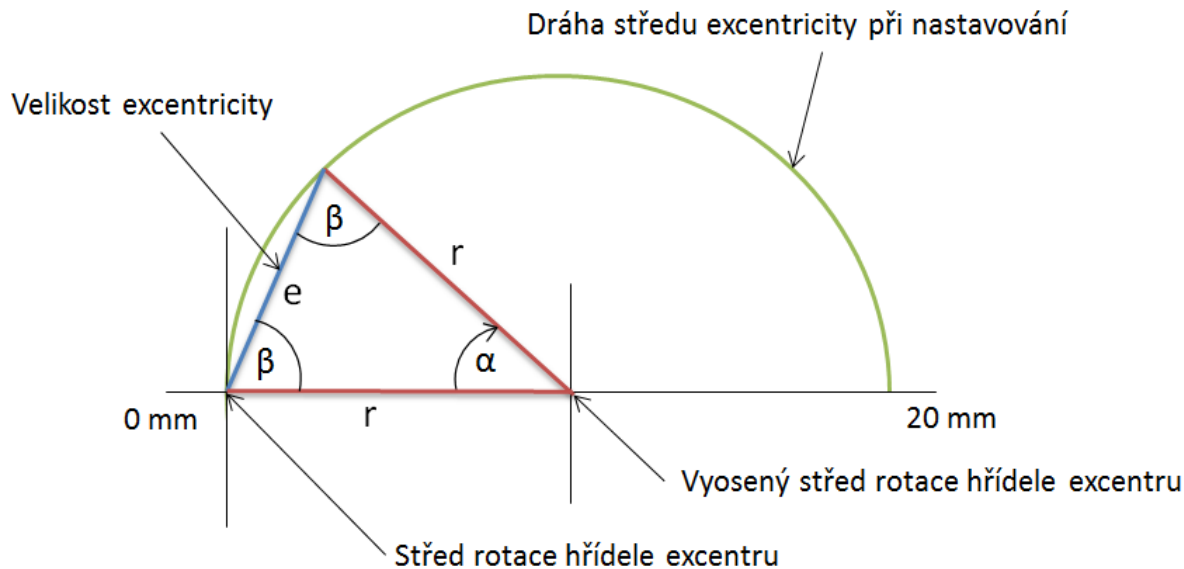
$$-m_1 r_1 + m_2 r_2 - m_3 r_3 = m_e r_e \quad (40)$$

$$r_{e0} = \frac{10.109 \cdot 0.601 - 4.681 \cdot 4.56 + 4.033 \cdot 3.45}{18.823} = 0.062 \text{ mm} \quad (41)$$

Tato hodnota je ale pouze jen teoretická, protože některé hmotnosti dílčích konstrukčních prvků se ve výpočtu neuvažují. Vyčíslení přesných hodnot těžišť sestavy excentru pro různé velikosti excentricit je na obrázcích v příloze Příloha č. 3. Pro další hodnoty excentricit je určení těžiště sestavy excentru značně obtížnější. Stavěcí kotouč i excentrická vložka totiž při natáčení kolem osy Z mění vůči ní polohu svého těžiště. To je způsobeno tím, že osa rotace jejich vnějších a vnitřních stran jsou posunuté. U stavěcího kotouče o 20mm a u excentrické vložky o 10mm. Při jejich dalším vyosení nastavením excentricity, se na jednu stranu od osy Z přesune další hmota kotouče. Když je tak určená poloha těžiště v jedné poloze, nelze ji ani se znalostí dané excentricity použít k určení polohy těžiště v druhé poloze. Z tohoto důvodu by se muselo jejich těžiště pro každou hodnotu excentricit dopočítávat a jeví se tak jako výhodnější použití 3D programu, který bude těžiště určovat automaticky. Kontrolou navrženého modelu nebyla zjištěna excentricita větší než 0.2mm, což je dostačující chyba.

Při konstrukci otočného kotouče je také třeba dodržet velice důležitou podmínku, aby se při otočení stavěcího kotouče o požadovaný úhel, se stejným úhlem otočila i excentrická vložka. Tato podmínka bude splněna, když rozteč středů drážek bude posunuta o stejnou vzdálenost, jakou mají mezi sebou vnitřní osa rotace stavěcího kotouče a posunutá osa hřídele excentru. V řešeném případě je tato vzdálenost rovna hodnotě 20 mm. Kdyby nebyla rovnoběžná vzdálenost středů drážek dodržena, tak by se stavěcí kroužek a excentrická vložka natáčela vůči hřídeli excentru o jiný úhel. Rovnoběžnou vzdálenost si lze představit jako nejmenší vzdálenost dvou rovnoběžných rovin, které procházejí osami symetrie drážek a jsou kolmé na rovinu otočného kotouče. Výkres s kótovaným otočným kotoučem je v příloze práce č. 3.

Při správné konstrukci otočných kotoučů a jejich vazeb zbývá ještě odvodit závislost velikosti excentricity na úhlu natočení stavěcího kotouče. Ta totiž není lineární, protože střed rotace řemenového kola se při stavění excentricity pohybuje po kružnici. Ta je zobrazena na Obr. 31.

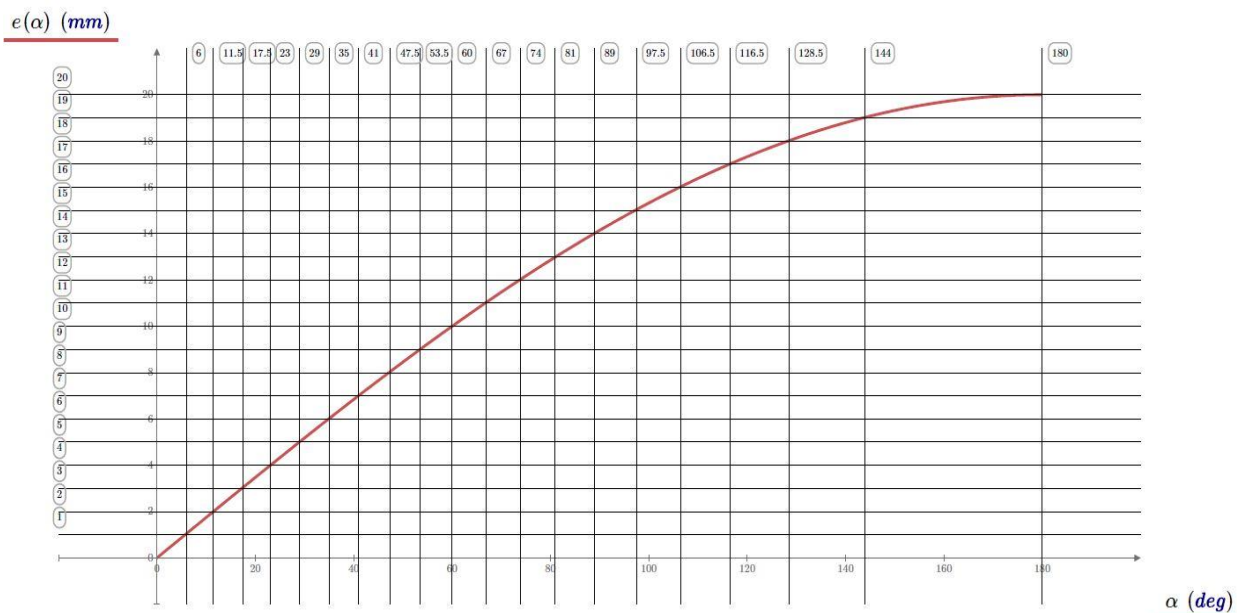


Obr. 31 Změna velikosti excentricity v závislosti na úhlu nastavení

Na základě tohoto zjištění lze odvodit rovnici řídící hledanou velikost excentricity podle rovnice vycházející z rovnostranného trojúhelníku.

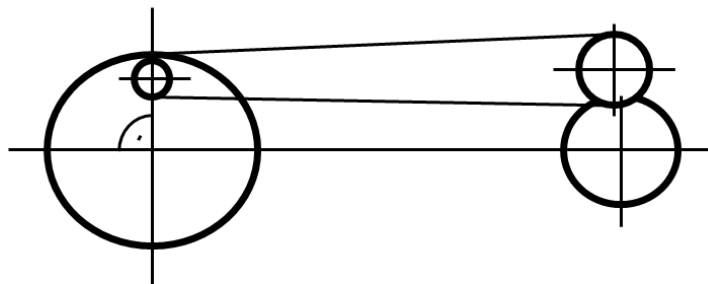
$$e = r \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \alpha} \quad (42)$$

Kde $r = 10$ mm je velikost vyosení excentrické hřídele a excentrické vložky. Tato velikost se nemění. Úhel α se mění s nastavením stavěcího kotouče. Pro určení stupnice na stavěcím kotouči je vykreslena výše popsaná rovnice velikosti excentricity na Graf 5. Horizontální přímkami představují velikosti excentricity a horizontální přímkami představují příslušící velikosti úhlu natočení stavěcího kotouče.



Graf 5 Závislost excentricity na úhlu natočení stavěcího kotouče

Hřídel excentru je ještě doplněn indukčním senzorem, který slouží pro určení polohy sestavy excentru. Tuto hodnotu je třeba určit, protože při měření hystereze napínáku bude hřídel excentru zabrzděn. Je potřeba, aby při měření hystereze i napínání napínáku byl excentr zabrzděn ve stejné poloze. Indukční sensor bude měřit počet otáček hřídele excentru. Při vypnutí asynchronního motoru dojde k postupnému poklesu otáček. Jakmile indukční sensor změní předem nastavenou rychlost otáčení, vyšle signál řídicí jednotce. Asynchronní motor bude vybaven inkrementálním odměřováním úhlu natočení. Signál z indukčního čidla vynuluje inkrementální odměřování a brzda se aktivuje v daném úhlu natočení, které vychází z velikosti excentricity nastavené na excentru. Indukční sensor IW080BM55VA [17] je použit, protože inkrementální sensor asynchronního motoru není schopen určovat úhel natočení při svých jmenovitých otáčkách. Cílem tohoto postupu je dosáhnout toho, aby excentr byl při zabrzdění vždy v určené pozici, pro všechny velikosti excentricit. Pozice excentru vůči stroji a napínáku je zobrazena na Obr. 32.

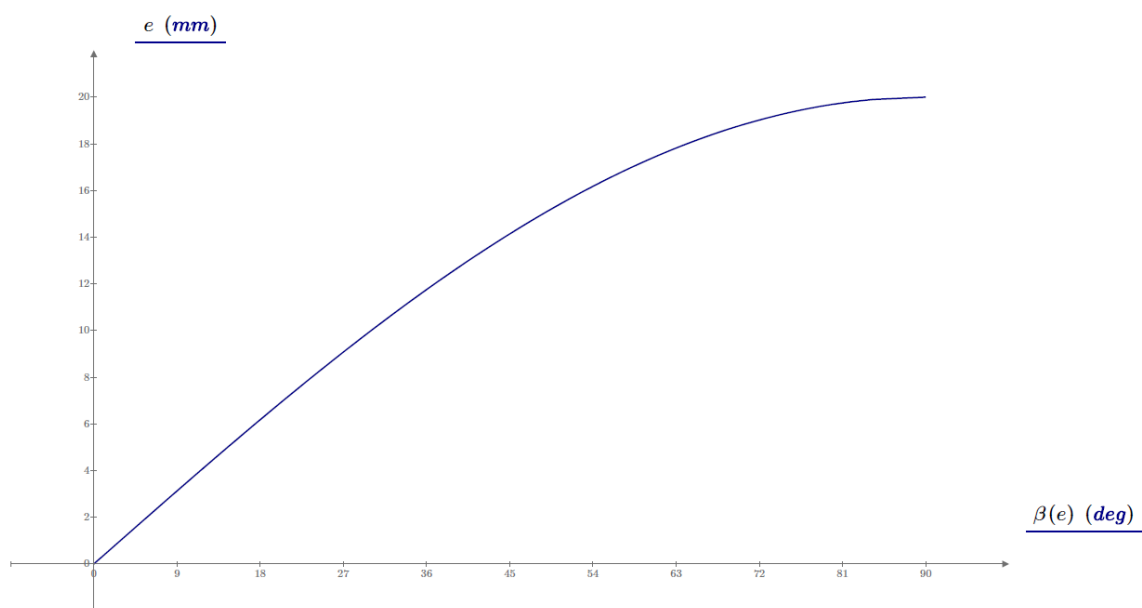


Obr. 32 Výchozí zabrzděná pozice excentru

Problémem ovšem je, že při různých velikostech nastavené excentricity se mění výchozí úhel, ve kterém musí být sestava excentru zabrzděna. Úhel, který je třeba určit je daný opět z Obr. 31. Tento úhel se v závislosti na velikosti nastavené excentricity určí podle rovnice:

$$\beta = 90^\circ - \arccos\left(\frac{e}{2 \cdot r}\right) \quad (43)$$

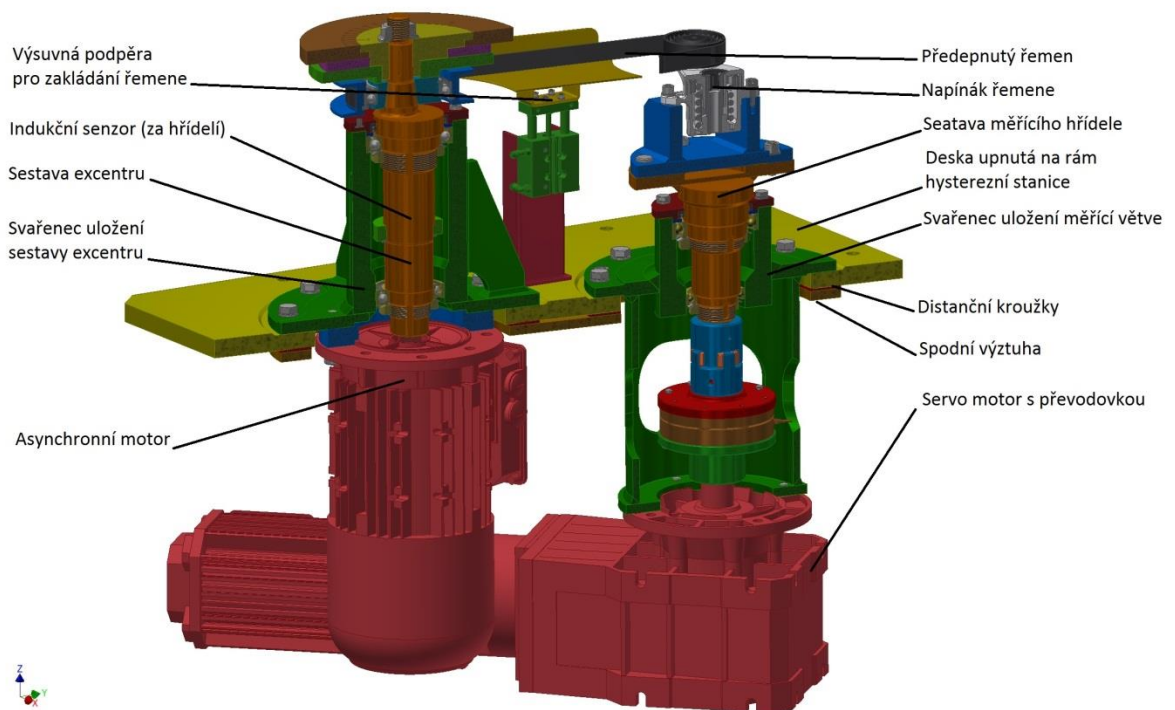
Při znalosti této rovnice lze vykreslit graf, který jí reprezentuje.



Graf 6 Závislost výchozího úhlu zabrzdění na velikosti excentricity

6.1.3 Návrh jednotky dynamického testeru

Sestava excentru je uložena ve svařenci z ocelové bezešvé trubky z materiálu 11 503 (EN 1.0577) [8] a plechů ze stejného materiálu. Svařenec je po svaření obroben, aby zajišťoval přesné uložení ložisek a sousost s přírubou asynchronního motoru. Měřící sestava je vyrobena z tyče, do které jsou po obrobení uložena ložiska, z materiálu 11 503 (EN 1.0577) [8]. Tyč je pomocí ocelového plechu spojena s bezešvou trubkou z materiálu ČSN 11 353 (EN 1.0308) [8]. Tato dvojice ocelí je vhodná ke svaření. Zaručení sousosti příruby převodovky se svařencem není třeba, protože takovouto nepřesnost kompenzuje pružná spojka v sestavě měřícího hřídele. Přesto se ale celý svařenec po svaření obrobí, zejména kvůli rovinnosti upínacích ploch. V těle svařené sestavy, která uchycuje měřící hřídel, jsou vyfrézovány tři otvory. Ty usnadňují montáž a také slouží k přívodu signálu do snímače momentu, který je uložen v měřící sestavě.



Obr. 33 Navržená jednotka dynamického testeru

Navrženou měřící sestavu a sestavu excentru je třeba pevně spojit a zajistit jejich vzájemnou polohu s dostatečnou tuhostí. Spojení těchto sestav bude provedeno ocelovou deskou, za kterou bude celá sestava upevněna k rámu hysterezní stanice. Kontaktní plocha mezi svařenci a základní deskou je opět obrobena. Pro zvýšení tuhosti dynamického testeru bude tato základní deska doplněna ještě spodní plechovou výztuhou. Kdyby byla základní deska a spodní výztuha v kontaktu celou plochou, mohlo by při vyšších deformacích docházet ke skřípání. Proto jsou mezi plechovou výztuhou a základní deskou tenké distanční kroužky. Do spodní výztuhy budou zašroubovány šrouby, které spojují svařená uložení excentru a měřící hřídele. Pod hlavami šroubů jsou vloženy pérové podložky, které zajišťují tyto šrouby proti povolání. Dále jsou svařené sestavy vůči základní upínací desce vystředěny pomocí pružných kolíků. Šrouby spojující motory s dynamickým testerem jsou zajištěny lepidlem Loctite 243. V základní desce testeru jsou dva otvory se závitem M12 pro uchycení

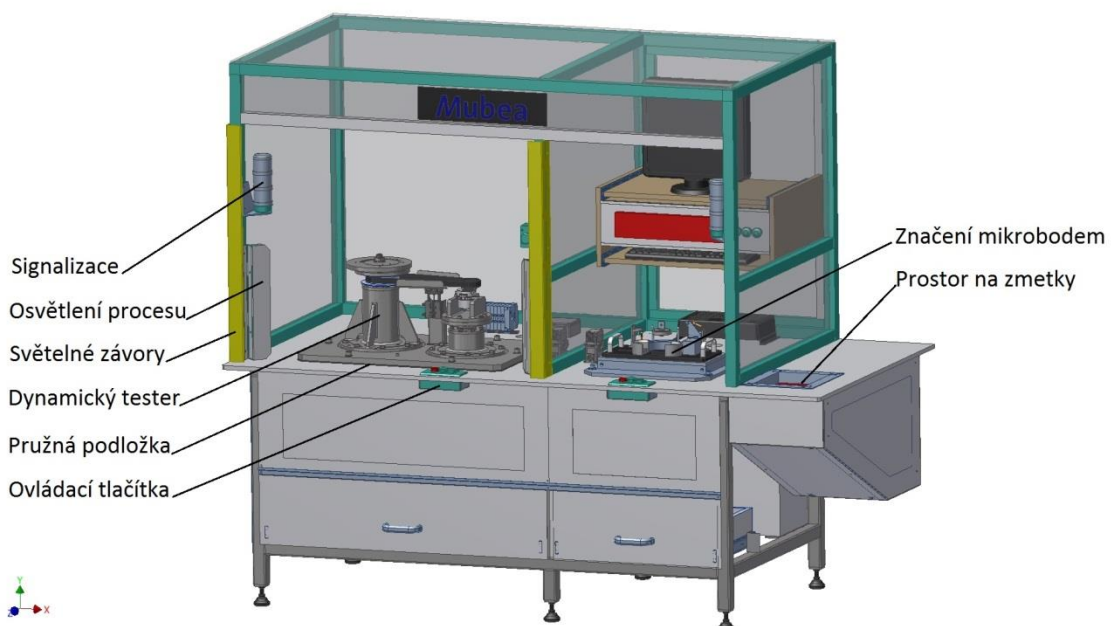
sestavy dynamického testeru jeřábem pomocí závěsných ok. Tyto díry jsou v těžišti sestavy bez servo motoru s převodovkou. Ten se kvůli jeho větším rozměrům musí připojit dodatečně až na hysterezní stanici.

Dále je nutné zajistit založení řemene, který bude spojovat excentr a měřený napínák. To bude provedeno podpěrou s lineárním pneumatickým motorem DFM_12_25_P_A_GF [13]. Podpěra bude podpírat řemen před tím, než bude napnutý servo pohonem a napínákem. Po předepnutí řemenu výsuvná podpěra sjede do nižší polohy, aby nebyla v kontaktu s řemenem a nezpůsobovala jeho odírání.

6.1.4 Návrh hysterezní stanice

Poslední částí návrhu je vytvoření celé hysterezní stanice, která ponese sestavu dynamického testeru. Stanice je v zásadě totožná s předešlým typem hysterezní stanice popsáním v kapitole 2.2. Stanici lze rozdělit na dvě pracoviště. Prvním z nich je pracovní prostor zabíhání a následného testování napínáku řemene. Druhým pracovištěm je vyhodnocovací počítač, který zaznamenává a vyhodnocuje naměřenou hysterezní charakteristiku. Následně generuje kód pro značení mikro bodem. Pokud naměřená charakteristika není v daných mezích a napínák je určen jako vadný, otevře se víko uzavírající prostor na zmetky. Když je do tohoto prostoru vložen nevyhovující napínák, sepne v něm senzor a víko je opět automaticky uzavřeno.

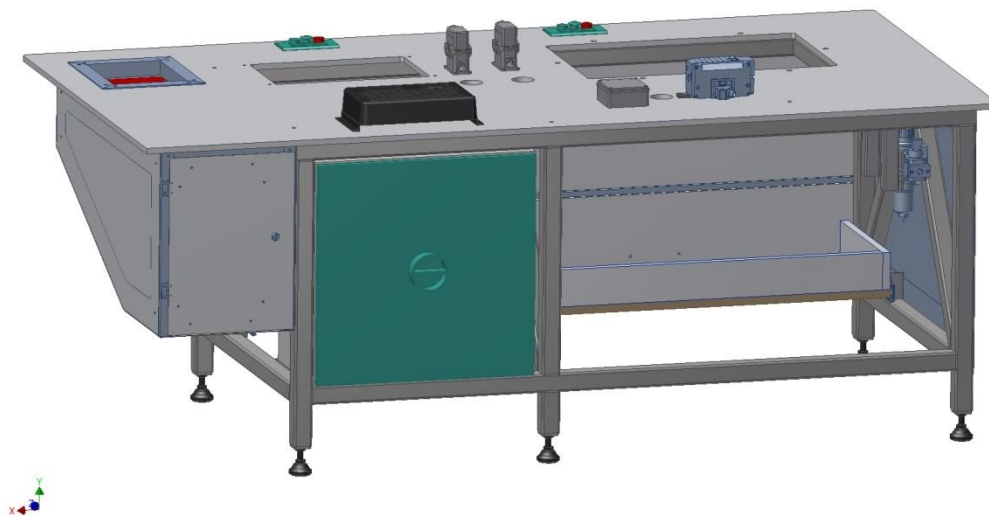
Hysterezní stanice kromě toho, že nese dynamický tester, také zachycuje síly v něm vznikající, zejména při vysokofrekvenčním zabíhání. Sestava testeru je s rámem a deskou hysterezní stanice spojena pomocí šesti šroubů. Mezi základní desku testeru a desku stolu stanice je vložena tlumící gumová podložka. Ta tlumí vibrace vznikající při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku a vyrovnává případné tvarové nerovnosti mezi deskou stolu a základní deskou testeru.



Obr. 34 Navržená hysterezní stanice s dynamickým testerem

Horní část hysterezní stanice je vyrobena z normalizovaných hliníkových profilů ITEM. Do nich jsou vkládány pomocí nakupovaných spojek polykarbonátová skla. Celá horní část stanice je ke stolu připojena osmi spojkami.

Stanice je vybavena řadou doplňkových dílů. Na Obr. 35 v pravé části je vidět systém zpracovávací tlakový vzduch, který je rozváděn po hale. Systém reguluje tlakový vzduch pro jeho použití ve stroji. Na horní desce stolu jsou prvky pro připojení elektroinstalace. Na Obr. 35 je též vidět rozvaděč zvýrazněný zelenou barvou.



Obr. 35 Zadní pohled na stůl hysterezní stanice

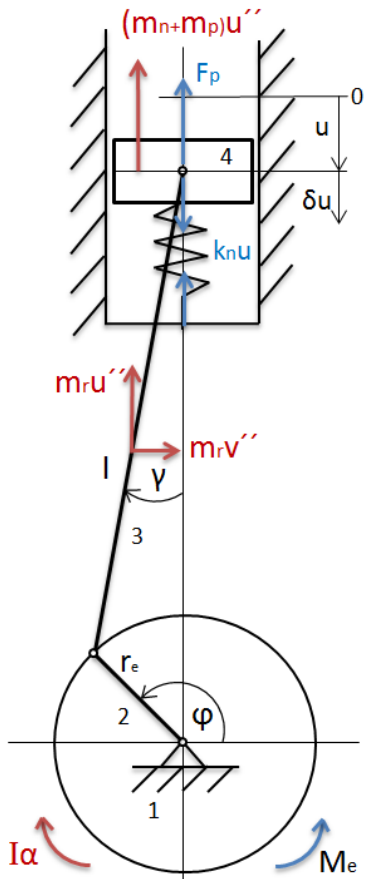
6.2 Zpřesněné výpočtové hodnocení navrženého konstrukčního řešení

V této kapitole je provedeno zjištění dynamických vlivů působících na mechanismus dynamického testeru při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku řemene. Jak bylo popsáno v kapitole 2.4, je definice chování sestavy napínáku při vysokofrekvenčním zabíhání relativně obtížná. Pro získání relevantních výsledků je analýza problému při vysokofrekvenčním zabíhání rozdělena do dvou úloh. První je výpočet dynamických vlivů pomocí analytických rovnic. Druhou rovinnou je zjištění dynamických vlivů pomocí pohybové simulace v programu NX 9. Tyto výsledky budou poté porovnány a budou z nich určeny síly zatěžující sestavu dynamického testeru.

Při zjištění těchto sil bude moci být provedeno vlastní hodnocení navrženého mechanismu pod působením těchto sil pomocí výpočtu Metodou konečných prvků (dále jen MKP). Dále budou určeny vlastní frekvence a tvary kmitu nosné části hysterezní stanice. Cílem je ověřit, že se při pracovní frekvenci 50 Hz stanice nerozkmitá.

6.2.1 Analytický popis mechanismu pomocí principu virtuálních prací

Nejdříve bude sestaven matematický model, který bude s dostatečnou přesností reprezentovat mechanismus dynamického testeru. Tento model bude vytvořen v rovině řemene, který spojuje sestavu excentru s kladkou napínáku. Cílem tohoto výpočtu je sestavení pohybové rovnice mechanismu. Výpočet bude proveden v programu Mathcad Prime 2.0, což je program počítající přímo se zadanými rovnicemi symbolicky, nebo numericky. Aby se předešlo případným překlepům, budou vzorce naprogramované v tomto programu přímo vkládány do dokumentu diplomové práce.



Obr. 36 Výpočtové schéma dynamického testeru

Pohyblivá část napínáku bude nahrazena hmotou a pružinou. Ve výpočtu bude rotace napínáku uvažována jen jako translační pohyb. Řemen bude uvažován jako tuhé spojení s kloubovou vazbou na koncích. Sestava excentru je rotující hmota, která je s řemenem spojena ve vzdálenosti od středu rotace ve velikosti nastavené excentricity. Ve výpočtu se nebudou uvažovat vazby s pasivními účinky. Pracovní excentricita bude zhruba 5 mm. Excentricity uvažovaná při výpočtu bude 10 mm. To znamená, že na kladce napínáku vyvodí celkový zdvih 20 mm. Prvním krokem v řešení mechanismu je určení jeho stupňů volnosti: [3]

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (p + r + v) - o = 9 - 2 \cdot (1 + 3) - 0 = 1^\circ \quad (44)$$

Sestava mechanismu má 1° volnosti, je tedy potřeba sestavit jednu pohybovou rovnici. Jako řídicí zobecněnou souřadnici lze výhodně zvolit úhel natočení excentru φ . Jelikož má sestava jeden stupeň volnosti, pro jeho popis je třeba sestavit jednu pohybovou rovnici. Ta bude definovat chování mechanismu v závislosti na působení zobecněné řídicí souřadnice φ . [3]

Úhel φ závislý v čase a je vyjádřen podle rovnice:

$$\varphi(t) := \omega_e \cdot t \quad (45)$$

Kde t je časový úsek výpočtu a ω_e je úhlová rychlost definovaná jako:

$$\omega_e := 2 \cdot \pi \cdot n_e \quad (46)$$

n_e reprezentuje otáčky sestavy excentru, tj. $3000 \frac{ot}{min}$. Nyní je třeba vyjádřit zdvihovou funkci určující polohu u v čase. S tím předpokladem, že nulová výchozí poloha bude v krajní úvrati tak, jak je vyobrazeno schématu mechanismu. Při tomto výpočtu lze vyjít z rovnosti trojúhelníků v mechanismu. Tato rovnost je popsána vztahem: [2]

$$r_e \cdot \sin(\varphi) = l \cdot \sin(\gamma) \quad (47)$$

Zdvižová závislost u v čase lze tedy popsat jako:

$$u(t) = (r_e + l) - (r_e \cdot \cos(\varphi) + l \cdot \sin\gamma) \quad (48)$$

Nyní je vhodné upravit tuto závislost, aby se dala určovat pouze se znalostí určené zobecněné souřadnice, tedy úhlu φ . Toho se dosáhne úpravou rovnosti trojúhelníků v mechanismu jako:

$$\sin(\gamma) = \frac{r_e}{l} \cdot \sin(\varphi) \quad (49)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{r_e}{l} \cdot \sin(\varphi)\right) \quad (50)$$

Nyní lze pro nahrazení úhlu γ použít výraz: [2]

$$\sin^2(\gamma) + \cos^2(\varphi) = 1 \quad (51)$$

$$\cos(\gamma) = \sqrt{1 - \sin^2(\varphi)} \quad (52)$$

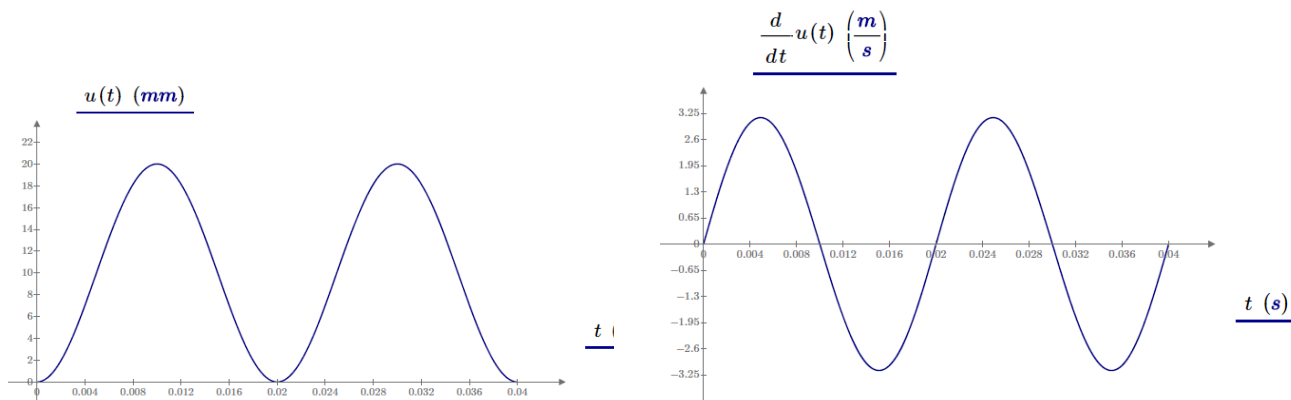
Použitím tohoto výrazu na výše popsanou rovnici lze psát výraz:

$$\cos(\gamma) = \sqrt{1 - \left(\frac{r_e}{l} \sin(\varphi)\right)^2} \quad (53)$$

Nyní lze tedy definovat souřadnici u jako nezávislou souřadnici:

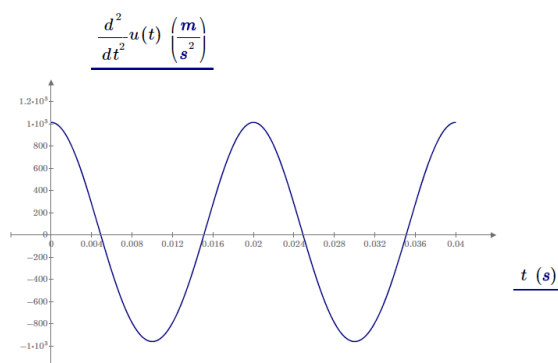
$$u(t) := (r_e + l) - \left(r_e \cdot \cos(\varphi(t)) + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_e}{l} \sin(\varphi(t))\right)^2} \right) \quad (54)$$

Nyní lze vykreslit do grafu polohu souřadnice u , jeho rychlost a velikost zrychlení:



Graf 7 Poloha souřadnice u v čase

Graf 8 Rychlost souřadnice u v čase



Graf 9 Velikost zrychlení souřadnice u v čase

Pokud je tedy soustavě uděleno virtuální posunutí $\delta\varphi$, virtuální práce všech silových účinků, kterou toto posunutí vyvolá, musí být rovna nule. [3] Ve výpočtu je zanedbána setrvačnost řemenu ve směru v , protože výrazně neovlivní výslednou hodnotu momentu a její přesné vyčíslení by nepřineslo výrazné ovlivnění výsledků. Dalším zjednodušením je vyjádření setrvačnosti řemene m_r v závislosti na zdvihové funkce souřadnice u . Toto zjednodušení ale spíše výsledné síly v mechanismu zvýší.

$$\langle M_e(t) - I_e \cdot \varphi'' \rangle \delta\varphi + \langle m_p \cdot u'' + m_n \cdot u'' + m_r \cdot u'' - k_n \cdot u(t) + F_p \rangle \delta u = 0 \quad \delta u = \frac{d}{dt} u(t) \delta\varphi \quad (55)$$

Po dosazení derivace δu lze vykrátit derivaci $\delta\varphi$ a upravit rovnici jako:

$$M_e(t) - I_e \cdot \varphi'' + \langle m_p \cdot u'' + m_n \cdot u'' + m_r \cdot u'' - k_n \cdot y(t) + F_p \rangle \cdot \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) = 0 \quad (56)$$

Protože je moment setrvačnosti řádově vyšší, než moment setrvačnosti ostatních hmot v mechanismu, lze uvažovat otáčky sestavy excentru jako konstantní. Pokud jsou otáčky konstantní, úhlové zrychlení sestavy excentru je nulové. Vliv tohoto předpokladu na rovnici se projeví vykrácením momentu setrvačnosti sestavy excentru.

$$M_e(t) + \langle m_p \cdot u'' + m_n \cdot u'' + m_r \cdot u'' - k_n \cdot u(t) + F_p \rangle \cdot \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) = 0 \quad (57)$$

V dalším kroku je vyjádřen moment na hřídeli excentru a do rovnice jsou dosazeny časové derivace.

$$M_e(t) := - \left(\langle m_n + m_p + m_r \rangle \cdot \frac{d^2}{dt^2} u(t) - k_n \cdot u(t) + F_p \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) \quad (58)$$

Posledním potřebným krokem je dosazení derivace zdvihu podle času.

$$M_e(t) := \left(\langle m_n + m_p + m_r \rangle \cdot \frac{d^2}{dt^2} u(t) + F_p - k_n \cdot u(t) \right) \cdot \left(\frac{r_e^2 \cdot \sin(\varphi(t)) \cdot \cos(\varphi(t))}{l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_e \cdot \sin(\varphi(t))}{l} \right)^2}} + r_e \cdot \sin(\varphi(t)) \right) \quad (59)$$

Po dosazení potřebných hodnot již lze vykreslit do grafu průběhu moment na hřídeli excentru v čase. Hmotnosti je nutné určit redukcí z momentu setrvačnosti. Hmotnost pohyblivé části napínáku:

$$m_n = \frac{I_n}{r_{kl}^2} = \frac{(308,8)}{45^2} = 0,152 \text{ kg} \quad (60)$$

Redukovaná hmotnost pružiny (uvažuje se jen třetina):

$$m_p = \frac{I_p}{3 \cdot r_{kl}^2} = \frac{(95,7)}{3 \cdot 45^2} = 0,016 \text{ kg} \quad (61)$$

hmotnost řemene: $m_r = 0,212 \text{ kg}$.

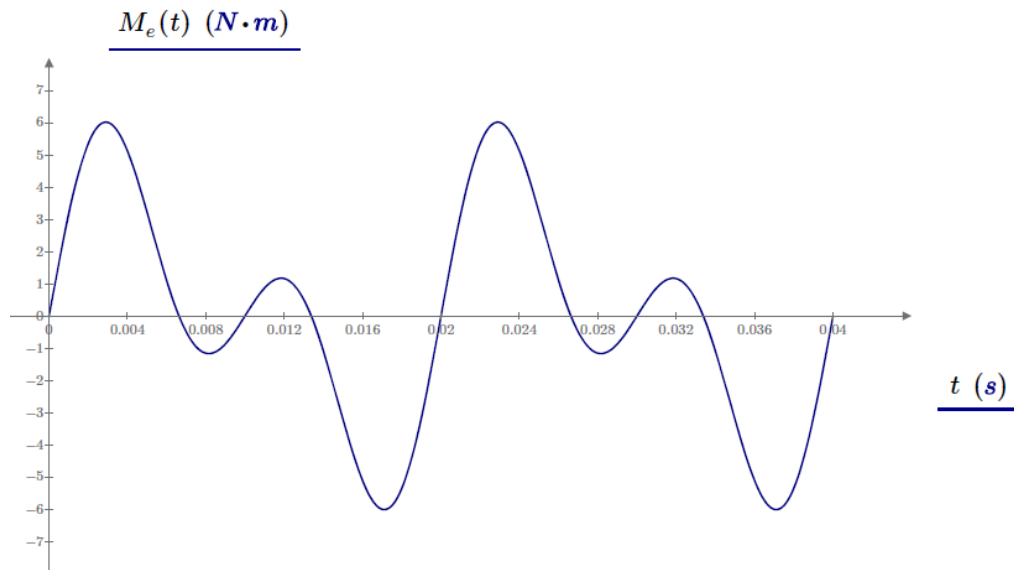
Tuhost pružiny je přepočtena z tuhosti rotační, která byla zjištěna pomocí experimentu, na tuhost translační pomocí vztahu:

$$k_n = \frac{M_p}{\alpha_p \cdot r_{kl}} = \frac{10200}{0,478 \cdot 45} = 10533 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (62)$$

Předepínací síla je také přepočtena z předepínacího momentu zjištěného experimentem

$$F_p = \frac{M_{\max}}{r_{kl}} = \frac{20000}{45} = 445 \text{ N}. \quad (63)$$

Poloměr excentru $r_e = 10 \text{ mm}$ a délka ramene řemenu $l = 350 \text{ mm}$.



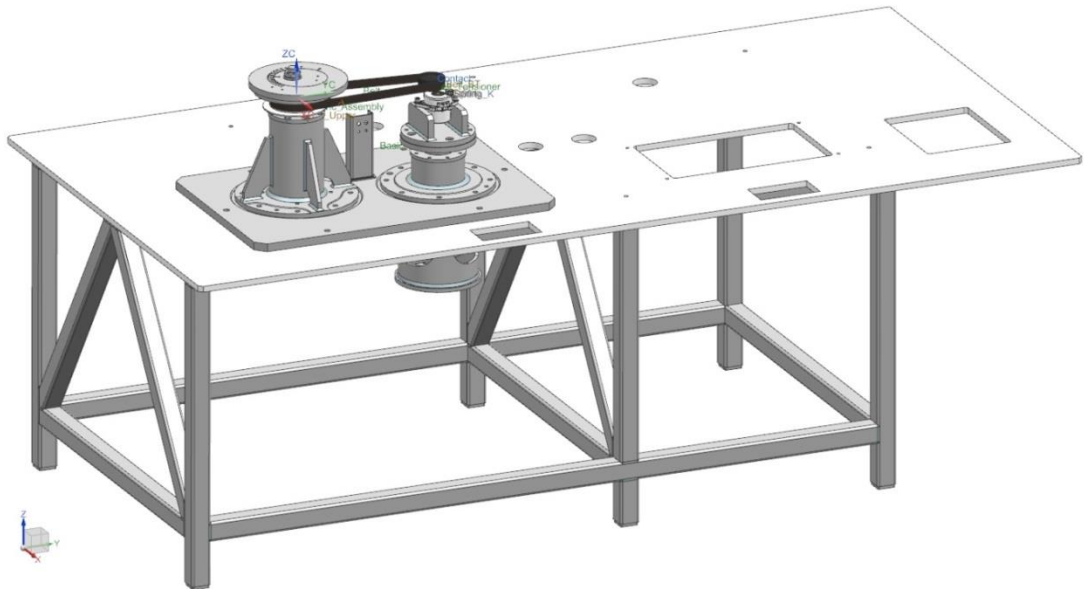
Graf 10 Průběh momentu na hřídeli excentru v čase

6.2.2 Numerický popis mechanismu pohybovou simulací v programu NX 9

Se znalostí analytického řešení bude proveden popis mechanismu dynamického testeru dynamickou simulací v sw NX 9. Cílem této simulace je zjištění průběhu sil, které vzniknou při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku řemene. Numerická pohybová simulace oproti analytickému výpočtu poskytuje řadu výhod. Výsledné složky sil, které působí v mechanismu, lze exaktně vyčíslit v místech a polohách mechanismu, kde by to bylo pomocí analytického řešení velice obtížné. Dále se v pohybové simulaci dá zkoumat více provozních stavů, jakou jsou rozběhy, brzdění a další. Některým prvkům, které se účastní simulace, lze vypočítat vlastní frekvence a tvary kmitu a nahrát je do pohybové simulace. V simulaci se pak začínou chovat jako poddajná tělesa a mohou tak ještě více přiblížit výpočet realitě.

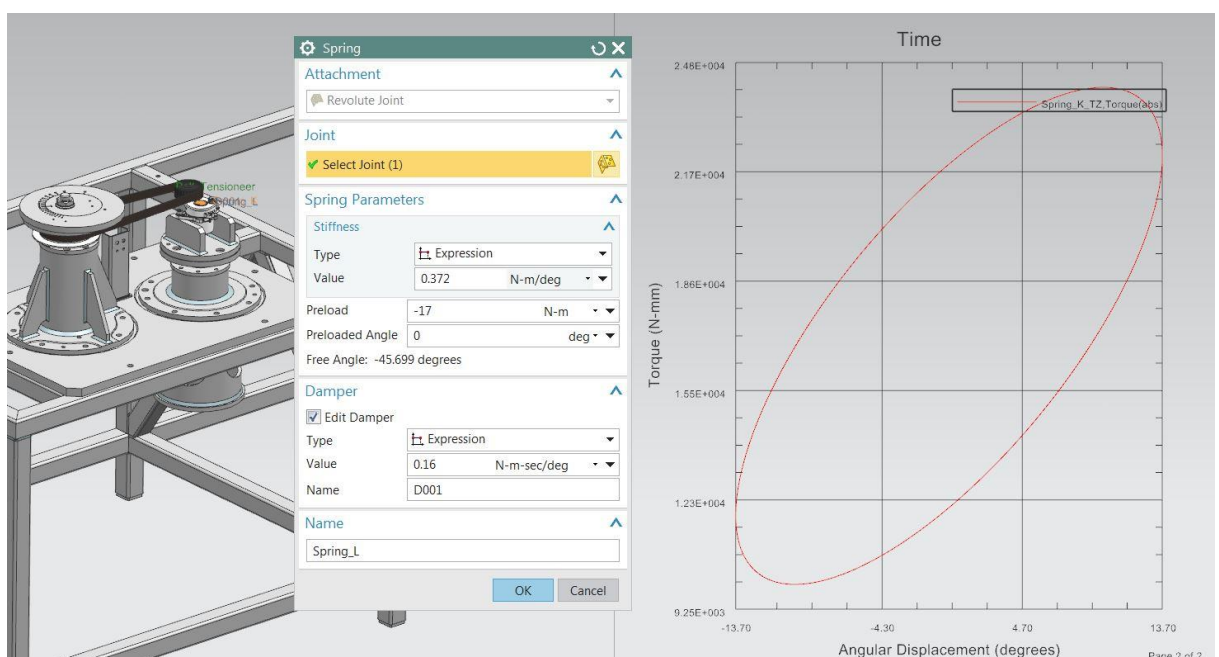
Prvním krokem ve výpočtu je vytvoření vhodného výpočtového modelu dynamického testeru. Všem komponentám v modelu jsou přiřazeny materiály, aby byla uvažována jejich hmotnost. Každé těleso v prostoru má šest stupňů volnosti. Pro řešený mechanismus je třeba mít pouze jeden stupeň volnosti. Je tedy třeba v simulaci definovat vazby, které mezi sebou prvky vzájemně mají. Prvky, které se vůči sobě nepohybují, jsou pevně ukotveny v prostoru. Jedná se o rám, základní desku stolu a testeru, svařence a další. Sestava tak obsahuje tři pohyblivá souhmotí. Těmi jsou sestava excentru, řemen a pohyblivá část napínáku. Sestava má tak v prostoru osmnáct stupňů volnosti. Vazba revoluce, která umožňuje vzájemné natáčení prvků kolem jedné osy, ale neumožňuje jejich vzájemné posunutí, soustavě odebere pět stupňů volnosti. Vazba cylindrical umožňuje vzájemné natáčení prvků kolem jedné osy a

jejich vzájemné posunutí ve směru této osy. Odebírá tak soustavě čtyři stupně volnosti. Sestava excentru je poháněna konstantními otáčkami 3000 ot/min pomocí funkce drive. Posledním nedefinovaným prvkem v mechanismu je pružina. Ta bude definována na vazbu revoluce, která je umístěna uvnitř napínačku řemene a umožňuje tak jeho natáčení. Pružina bude definována na základě dat zjištěných pomocí experimentálního měření viz. kapitola 2.3.



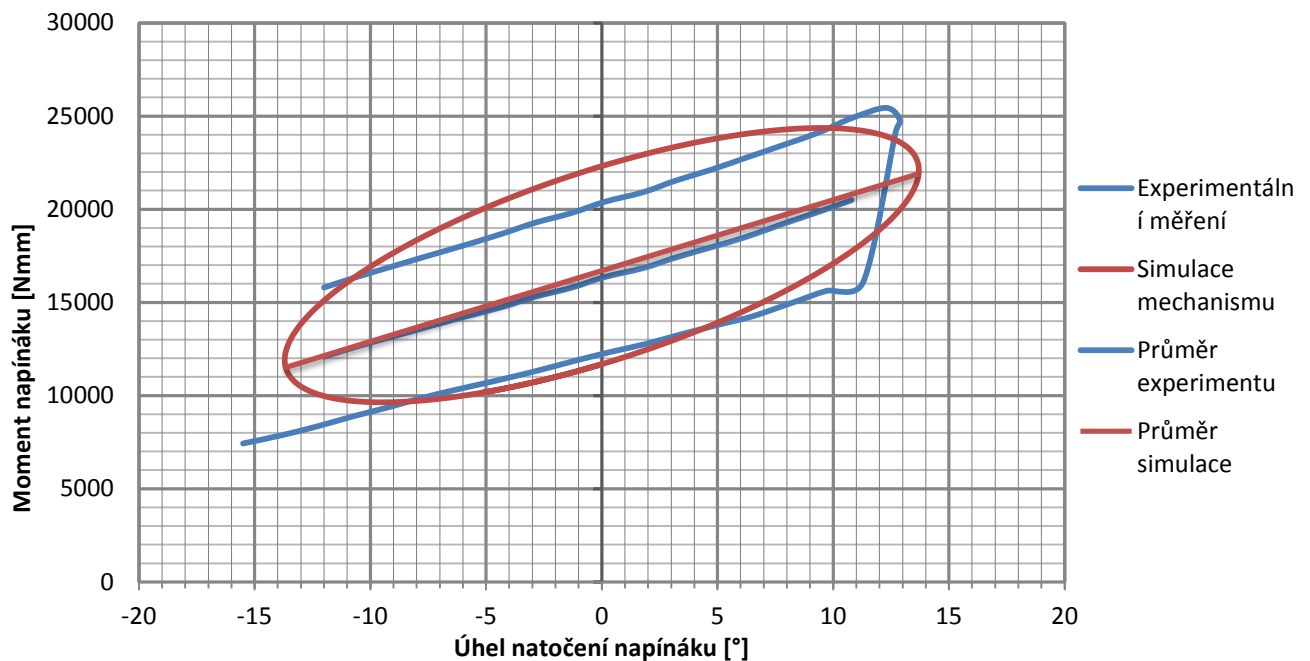
Obr. 37 Model použitý pro dynamickou simulaci

Před použitím parametrů pružiny získaných experimentem je vhodné tyto parametry v pohybové simulaci ověřit za stejných podmínek. Před simulací samotného vysokofrekvenčního zabíhání tedy bude vytvořena další jednoduchá simulace, kdy bude horní část napínačku zabrzděna řemenem a bude se pohybovat jen spodní část poháněná měřicí hřídelí a servo motorem. Rychlost natáčení a úhlový rozsah budou stejné, jako v podmínkách experimentu. Rychlost při měření v_n je rovna 0,1 m/s a úhlový rozsah α_p je 27,4°.



Obr. 38 Graf hysterezní charakteristiky napínačku zjištěný pomocí pohybové simulace

Nyní lze proložením porovnat graf hysterese napínáku řemene získaný pohybovou simulací a experimentálním měřením. Střední průměrné hodnoty jsou určeny pomocí spojnice trendu v programu MS Excel. Data pro vykreslení grafů jsou v CD příloze práce.

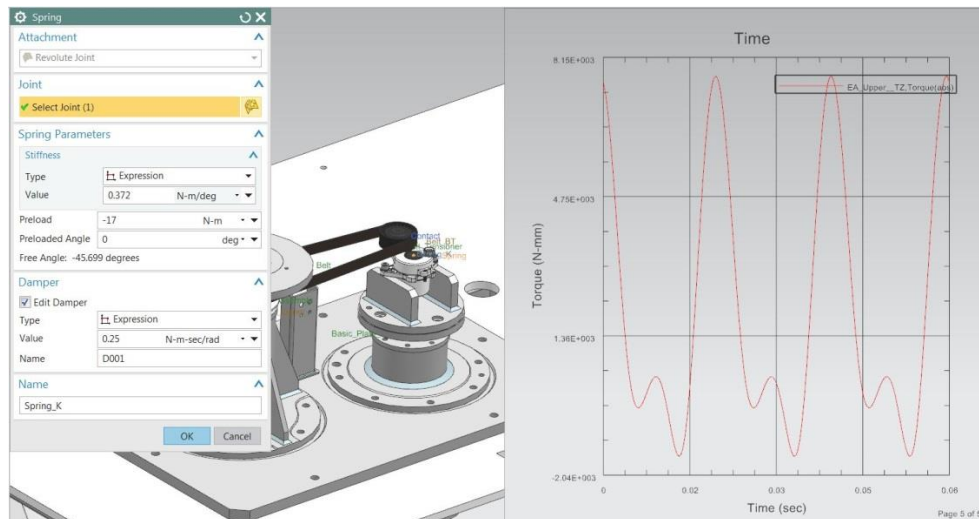


Graf 11 Porovnání pohybové simulace s experimentálním měřením

Z grafu je patrná výrazná podobnost hysterézních charakteristik. Jejich použití při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku ovšem naráží na problematiku popsanou v kapitole 2.4. Tou jsou rozdílné velikosti tlumení napínáku při různých rychlostech zatěžování. Navíc jak je patrné z grafu Graf 8, rychlost pohyblivé části napínáku se při vysokofrekvenčním zabíhání mění v čase. Pro přesné vyčíslení velikosti třecího tlumení napínáku při daném spektru rychlostí by bylo třeba provést experimentální měření, které by přímo simulovalo rychlosti kladky napínáku. V této diplomové práci je provedena pohybová simulace za těchto předpokladů:

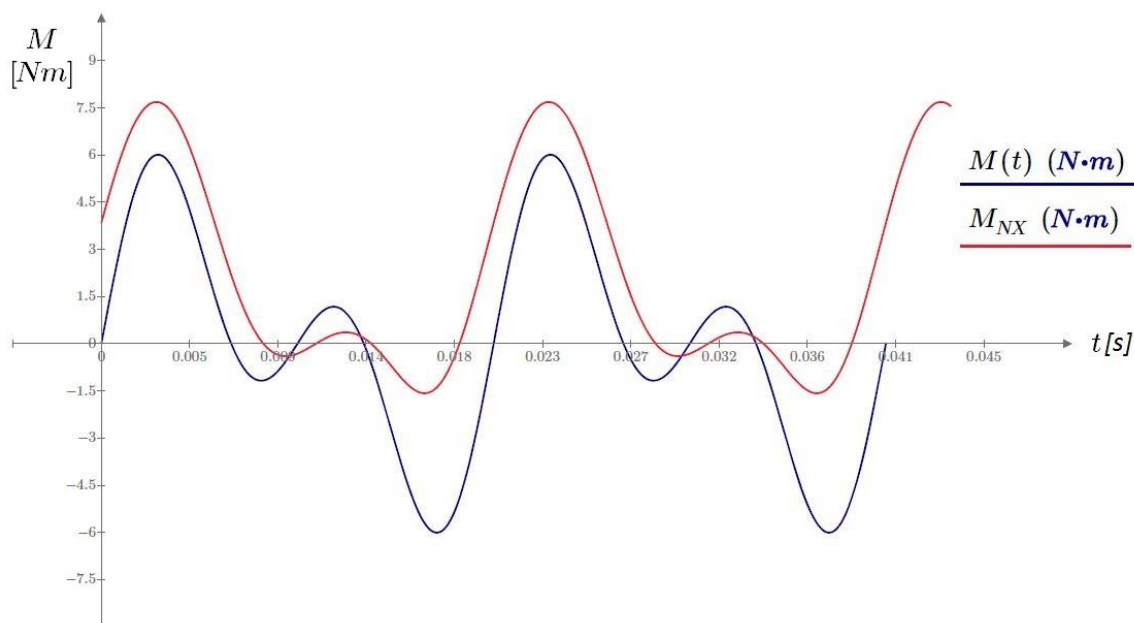
- Velikost tuhosti napínáku bude definována pomocí hodnoty dané experimentem.
- Předepínací moment napínáku bude též stejný v simulaci jako v experimentu.
- Tlumení napínáku v dynamické simulaci bude nastaveno tak, aby výsledný graf závislosti momentu na hřídeli excentru, zhruba odpovídal grafu získanému pomocí analytického výpočtu principem virtuálních prací.
- Všechny prvky účastníci se pohybové simulace jsou dokonale tuhé.
- Je uvažována hmotnost všech prvků v simulaci.

Na Obr. 39 jsou vidět výsledné parametry nastavení pružiny napínáku a graf velikosti momentu na hřídeli excentru v čase. Z použitých parametrů je patrné zvýšení tlumení napínáku z hodnoty $0,16 \left[\frac{N \cdot m \cdot s}{deg} \right]$ na $0,25 \left[\frac{N \cdot m \cdot s}{rad} \right]$.



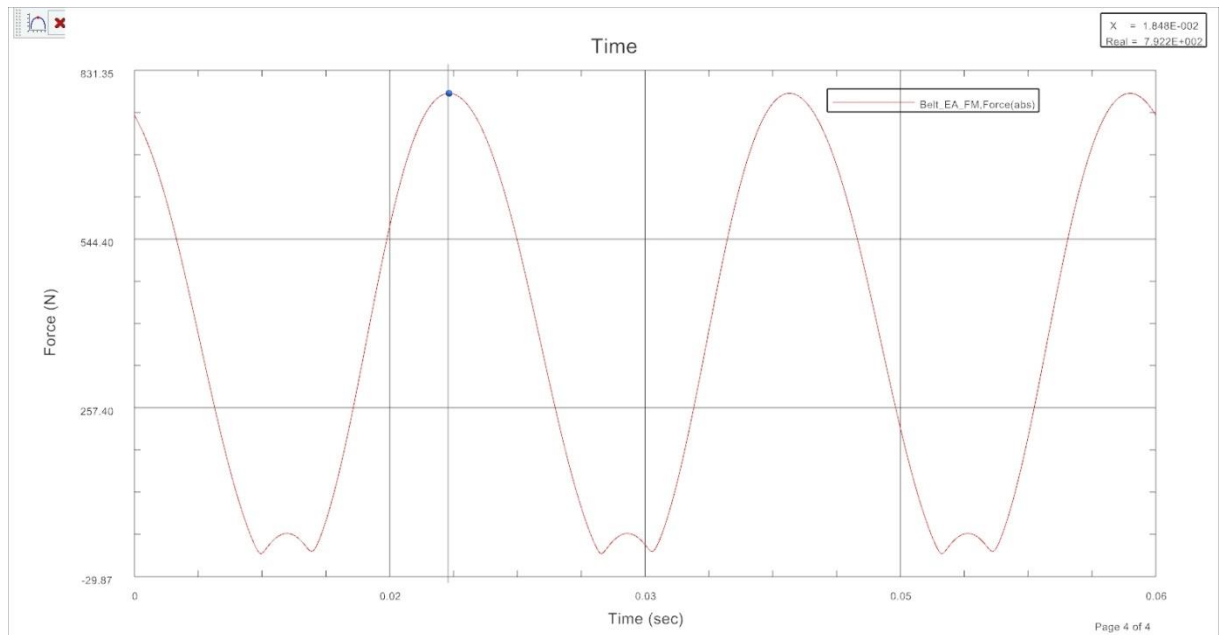
Obr. 39 Nastavení parametrů napínáku a vykreslení momentu na hřídeli excentru.

Nyní je možné porovnat velikosti momentu na hřídeli excentru zjištěného pomocí analytické rovnice principu virtuálních prací a pohybovou simulací v sw NX 9. Hlavní rozdíly mezi vypočtenými průběhy jsou v tom, že analytický výpočet nezohledňuje setrvačnost hřídele excentru, protože moment setrvačnosti excentru se vykrátí s jeho nulovým zrychlením. Proto je analytický výpočet symetrický kolem horizontální osy. Dále analytický výpočet nauvažuje setrvačnou sílu působící na řemen ve směru v . Jinak jsou výsledky velice podobné a posloužily svému účelu. Tím je rámcově ověřeno nastavení pohybové simulace. Výhodou analytického popisu testeru je rychlá změna okrajových podmínek. Pokud by bylo například třeba zjistit velikost dynamických sil při jiném nastavení excentricity, je velice snadné v analytickém výpočtu na vstupu změnit vstupní hodnotu na libovolnou velikost a ihned zjistit požadovanou změnu. V případě pohybové simulace je třeba upravit vazby definující zkoumanou sestavu, což může být proces relativně časově náročný.



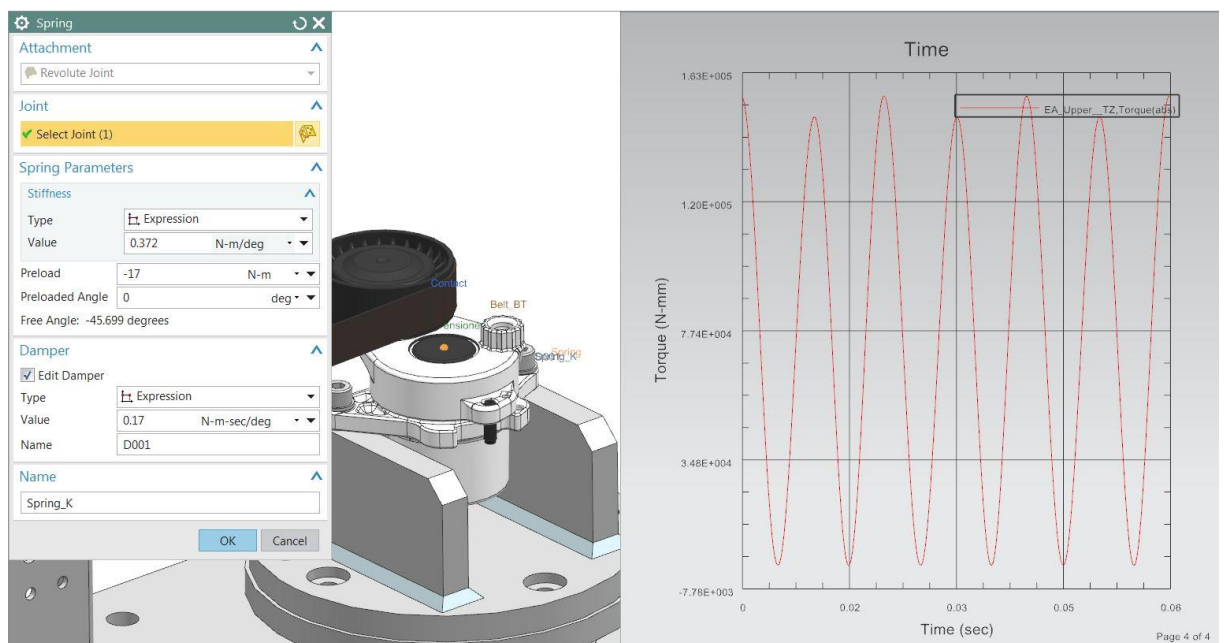
Graf 12 Porovnání výsledků analytického výpočtu a pohybové simulace

Po ověření dynamické simulace lze vykreslit průběhy sil na řemenu dynamického testeru při vysokofrekvenčním zabíhání daného typu napínáku.



Graf 13 Vykreslení průběhu síly na řemenu v čase

Pro doplnění je zde vloženo nastavení tlumení pružiny, které bylo získáno pomocí experimentálního měření. Na grafu je patrná výrazná změna průběhu momentu u méně tlumeného systému. Špička momentu na grafu je 153 Nm, což je hodnota násobně vyšší, než u analytického řešení. Tento fakt jen potvrzuje potřebu určité verifikace výsledků pohybové simulace, nejlépe experimentálním měřením.



Obr. 40 Nastavení tlumení napínáku podle experimentálního měření a výsledný graf momentu

6.2.3 Kontrola odlehnutí řemene

Zajímavým poznatkem, který plyne z pohybové simulace i numerického výpočtu, ovšem je, že se na hřídeli excentru dostává moment do záporných hodnot. Podobně i průběh sil na řemenu, který je vyobrazen na grafu Graf 13 obsahuje i tlakové složky sil. Takové silové působení by mělo výrazně negativní vliv na chod dynamického testeru, protože řemen, který je použitý pro spojení excentru a kladky napínáku by při přechodu z tahového do tlakového působení mohl odlehnout. Odlehnutí při frekvenci 50 Hz by mohlo způsobit výraznou hlučnost a spadnutí řemene z kladky napínáku. Odlehnutí řemene je tedy třeba nějakým způsobem predikovat.

Na základě znalosti zdvihové funkce dynamického testeru, která je vypočtena výše lze snadno vykreslit časový průběh zrychlení na středu kladky napínáku. Toto zrychlení vychází s předpokladem pevné vazby mezi sestavou excentru a kladkou napínáku řemene a je zobrazeno na grafu Graf 9.

Pro predikování chování napínáku je nutné vypočítat zrychlení ve středu kladky napínáku při volném kmitání. Toho se docílí určením jeho vlastní frekvence pomocí vztahu:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_p}{(I_n + \frac{1}{3}I_p)}} \quad (64) [4]$$

Kde $k_p \left[\frac{Nm}{rad} \right]$ je tuhost napínáku v krutu, $I_n [kg \cdot m^2]$ je moment setrvačnosti pohyblivé části napínáku a $\frac{1}{3}I_p [kg \cdot m^2]$ je třetina momentu setrvačnosti pružiny. Moment setrvačnosti pružiny je dělen třemi, protože se pohybuje jen část pružiny. Pro sjednocení výpočtu zrychlení s výpočtem uvedeným výše bude vlastní frekvence napínáku určena pomocí translační tuhosti a redukované hmotnosti. Translační tuhost je určena na rozdíl od kapitoly 6.2.1 pomocí rozdílu momentů na odlehčující větvi. Na této větvi totiž dojde k možnému odlehnutí řemene při návratu napínáku.

$$k_p = \frac{\frac{M_p}{r_{kl}}}{\alpha_p \cdot r_{kl}} = \frac{\frac{16,2-7,5}{0,045}}{0,478 \cdot 0,045} = 8777 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (65)$$

Redukovaná hmotnost je určena na základě úvahy: [3]

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}I\omega^2 = \frac{1}{2}I(v \cdot r)^2 \quad (66)$$

Úpravou tohoto vztahu lze vypočítat redukovanou hmotnost pohyblivé části napínáku jako:

$$m_{nred} = \frac{(I_n + \frac{1}{3}I_p)}{r_{kl}^2} = \frac{(308,8 + \frac{1}{3}95,7)}{45^2} = 0,199 [kg] \quad (67)$$

Kde r_{kl} je vzdálenost středu kladky od osy napínáku v mm a kde momenty setrvačnosti jsou dosazeny v $[kg \cdot mm^2]$. Nyní lze určit vlastní frekvenci napínáku jako:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_p}{m_{nred}}} = \sqrt{\frac{8777}{0,199}} = 208,694 \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (68)$$

Další hodnotu, kterou je třeba určit, je velikost amplitudy ve které je třeba zrychlení zkoumat. Jedná se o velikost amplitudy výkmitu, ze kterého se započne zkoumaný pohyb.

V tomto případě se jedná o amplitudu v horní části pohybu napínáku, kdy je napínák nejvíce stlačen a má se vracet do své spodní úvrati. Velikost amplitudy je vlastně rozdíl mezi úhlem natočení v dané pozici a úhlem volného natočení pohyblivé části napínáku bez zatížení. Tento úhel lze odměřit z naměřeného grafu hysterezní závislosti, kdy se protáhne spodní návratová křivka do nuly a od tohoto místa se provede odměření úhlu natočení dané amplitudy. Amplituda, tedy vzdálenost, kterou střed kladky napínáku urazí, v daném odměřeném úhlu se určí jako:

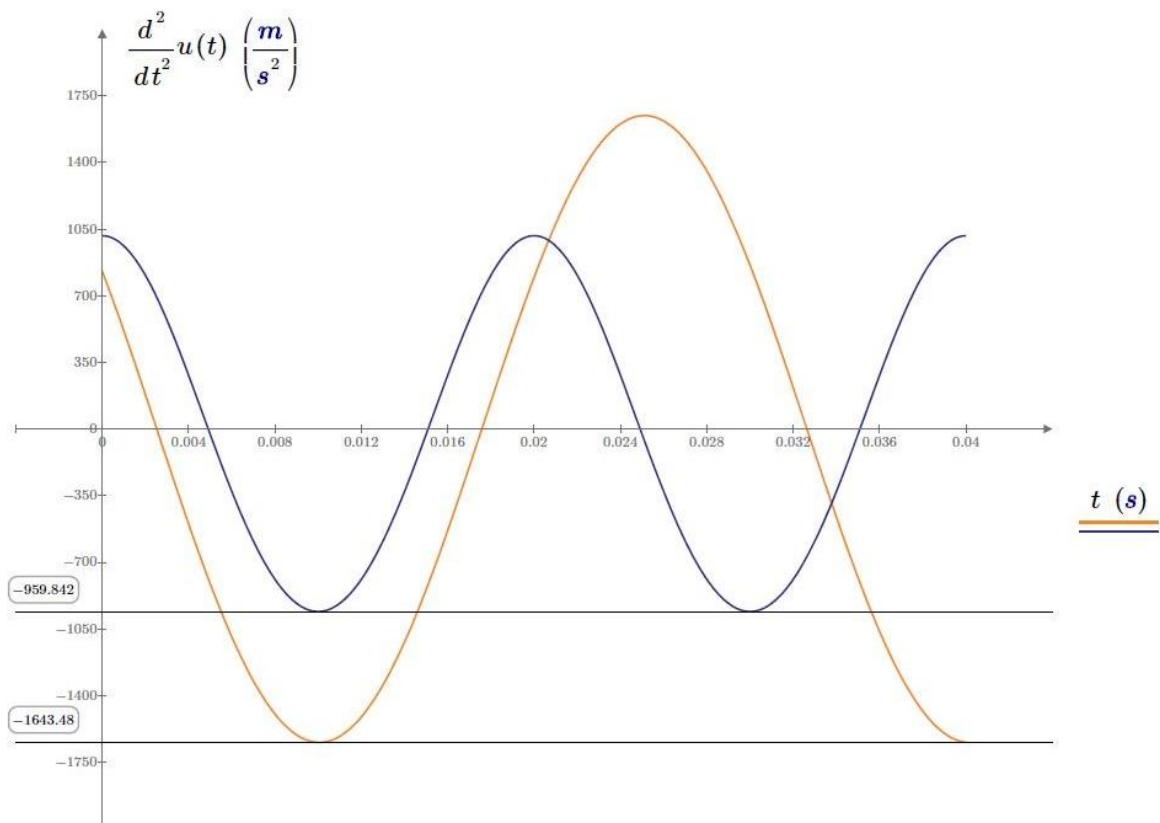
$$x_0 = \psi \cdot r_{kl} = 0,84 \cdot 0,045 = 37,8 \text{ mm} \quad (69)$$

Kde $\psi = 0,84 \text{ rad} = 48,12^\circ$ je výchozí úhel volného natočení odměřený z grafu Graf 2 a r_{kl} je vzdálenost středu kladky od osy napínáku v mm.

Nyní lze zapsat rovnici volného kmitání v horní a spodní úvrati jako: [4]

$$a_{nh}(t) = -\Omega^2 - x_0 \cos(\Omega \cdot t) \quad (70)$$

Na grafu uvedeném níže je provedeno srovnání průběhu zrychlení ve středu kladky napínáku, které je určeno ze zdvihové funkce a pomocí rovnice volného kmitání.



Graf 14 Porovnání časových průběhů zrychlení na kladce napínáku

Ze získaného grafu je patrné, že zrychlení při volném kmitání je vyšší, než je zrychlení buzené rotujícím excentrem. Při analýze volného kmitání se ovšem neuvažuje s třecí silou, která vznikne mezi třecím elementem a pohyblivou stěnou napínáku. Tato třecí síla je, jak již bylo uvedeno výše, obtížně zjistitelná a bude mít tendenci zpomalovat pohyb napínáku. Exaktně vyčíslit, jak výrazně bude toto “brzdění“ velké je nad rámec tohoto textu a k jeho vyčíslení je třeba provést experiment. S ohledem na předpoklad, který byl proveden v analýze

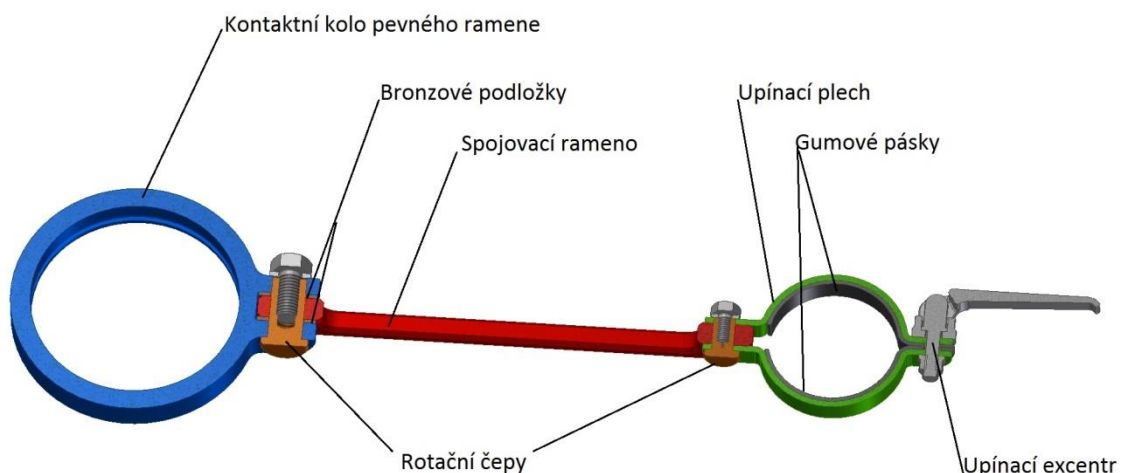
realizovatelnosti v kapitole 2.4, by bylo třeba určit sklon závislosti nárůstu třecí síly v závislosti na zatěžovací rychlosti, která je uvedena ve Stribeckovu diagramu (Obr. 10). Experimentálním měření, které je popsáno v úvodu práce a které sloužilo k určení parametrů napínáku, se provádělo při obvodové rychlosti na středu kladky napínáku o velikosti 0,1 m/s. Při vysokofrekvenčním zatěžování je nejvyšší rychlost na středu kladky napínáku velká 3,25 m/s. Což je 32,5 krát vyšší hodnota. Vliv a velikost tohoto tření lze tak relativně obtížně predikovat.

S ohledem na hodnocení vlivu dynamických setrvačných působení pomocí pohybové simulace i principu virtuálních prací a s přihlédnutím k neurčitosti, která vyplývá z neznalosti velikosti třecí síly v čase mezi plastovým třecím elementem a stěnou napínáku, se jeví jako vhodné nahradit spojení řemenem pevným ramenem. U pevného ramene nebude moci dojít k odlehnutí a zachová tak pevné spojení bez ohledu na charakteru působících sil. Ověření použitelnosti spojení napínáku a excentru pomocí řemene je nutné vyzkoušet experimentem na hysterezní stanici s dynamickým testerem.

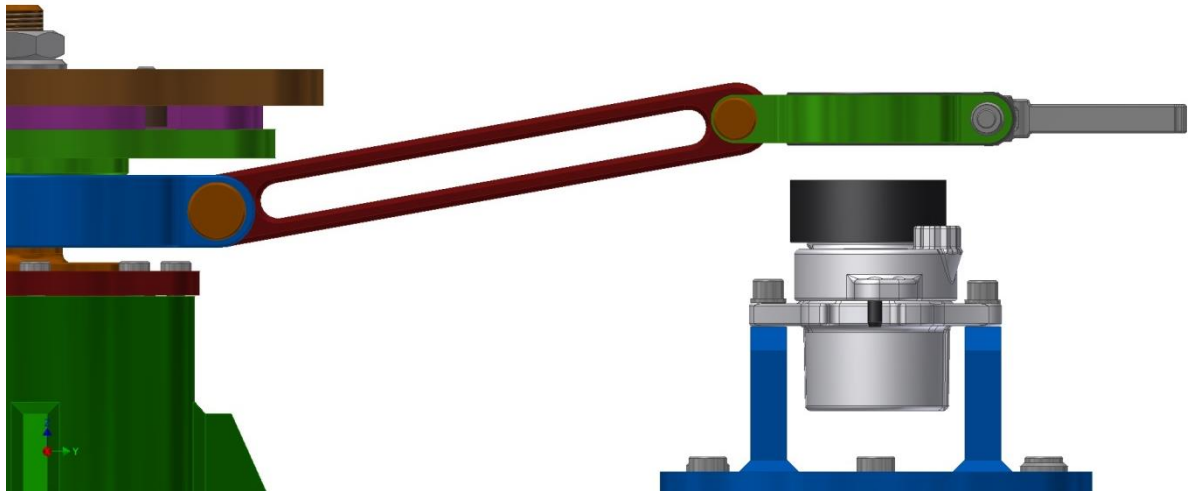
6.2.4 Návrh pevného spojení mezi excentrem a kladkou napínáku

Na základě analýzy dynamického chování navrhovaného mechanismu se tedy jeví potřeba pevného spojení excentru a kladky napínáku. Koncepce tohoto spojení byla navržena v kapitole 4.2.3. Tato koncepce ovšem podobně jako řemen není vhodná pro přenos tlakového silového působení, protože má rotační čep s vertikální osou, na straně upínací čelisti, ke kladce napínáku. Upínací čelisti jsou také relativně tvarově složité a jejich výroba by tak byla nákladná.

Důležitým požadavkem na navrhované spojení je umožnit výměnu pevného spojení za řemen. V experimentální hysterezní stanici lze totiž vyzkoušet chování dynamického testeru s řemenem, nebo pevným ramenem, bez výraznějších konstrukčních zásahů. Řemenové kolo na excentru tak bude moci být nahrazeno kontaktním kolem pevného ramene. Výměna kontaktního kola za řemenové kolo nezpůsobí rozhození vyvážené sestavy excentru. Protože obě komponenty mají velice podobný moment setrvačnosti. Celková poloha těžiště pro excentr s řemenovým kolem i s uložením pevného ramene je v příloze č. 3.

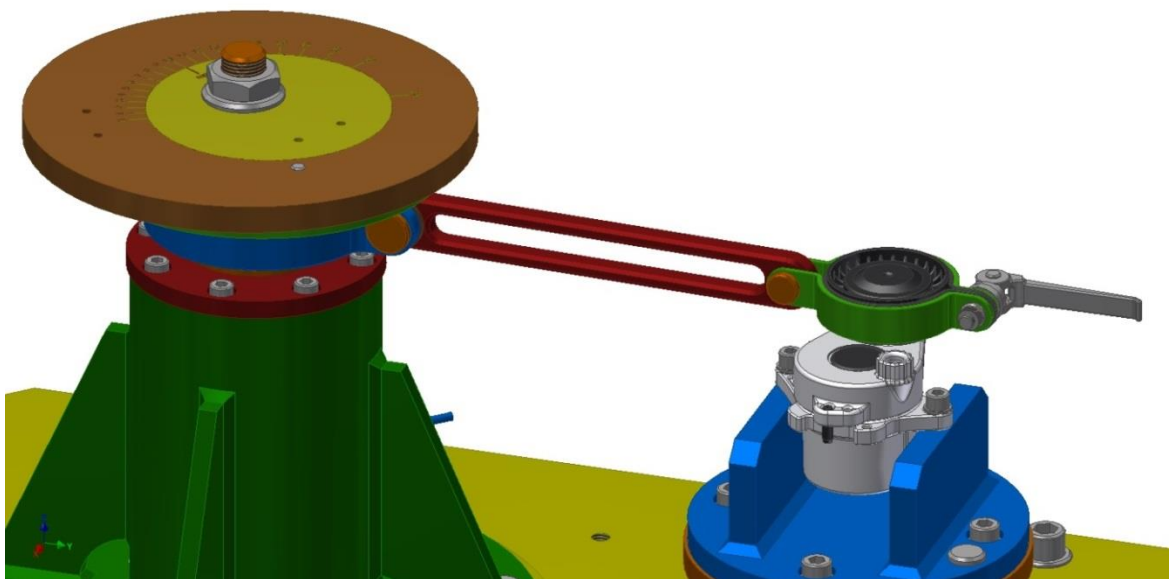


Obr. 41 Řez navrženým pevným spojením mezi excentrem a kladkou napínáku



Obr. 42 Vyklonění ramene při zakládání napínáku

Při zakládání napínáku bude muset být sestava měřící hřídele odbrzděna, aby mohla obsluha natočit napínák do požadované polohy a upevnit rameno. Samotné předepnutí a zabíhání již proběhne analogicky jako u provedení s řemenem.



Obr. 43 Pohled na upnuté rameno v sestavě dynamického testeru

Gumové pásky, které jsou vloženy mezi upínací plech, musí zamezit poškození kladky napínáku od kontaktního plechu. Zároveň také musí vyvolat předepnutí, které zabrání po utažení upínacího excentru uvolnění kladky napínáku.

6.2.5 Hodnocení navrženého mechanismu pomocí MKP

V zadání je dán nejvyšší moment napínáku, který může být na dynamickém testeru zabíhán. Nyní je třeba definovat síly, které budou použity na pevnostní výpočet celé nosné konstrukce dynamického testeru. Při jejich výpočtu se vyjde ze sil působících na řemen zjištěných pomocí pohybové simulace. Velikost síly na řemenu byla určena v kapitole 6.2.2 jako:

$$F_{rdyn} = 792 \text{ N} \quad (71)$$

Tato síla vyvodí na rameni napínáku moment daný vztahem:

$$M_{ndyn} = F_{rdyn} \cdot r_{kl} = 792 \cdot 0,045 = 35,64 \text{ Nm} \quad (72)$$

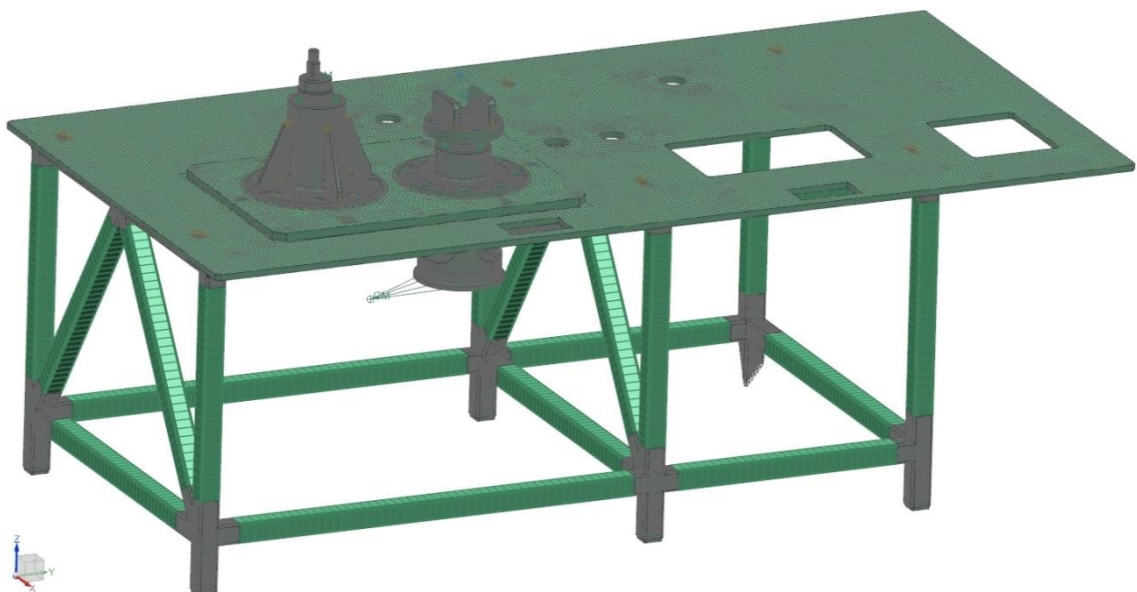
Síla, která vychází z pohybové simulace a bude odpovídat působení dimenzovaného momentu na napínáku 100 Nm, se určí s pomocí převodu mezi poloměrem uložení kladky napínáku a excentru jako:

$$F_r = \frac{M_{max}}{M_{ndyn}} \cdot F_{rdyn} = \frac{100}{35,64} \cdot 792 = 2224 \text{ N} \quad (73)$$

Nejvyšší hodnota excentricity r_e je 20 mm. Tento parametr však není třeba měnit, protože neovlivní výslednou sílu na spojení excentru a kladky napínáku. Když se totiž zvýší velikost excentricity na 20 mm, vzroste sice moment na excentru, zvýší se ale i rameno, na kterém je tento moment vyvozován. Podle dosazení těchto hodnot do analytické rovnice určené výše, po nastavení excentricity na velikost 20 mm a zvýšení předepnutí na napínáku na 100 Nm, bude moment na hřídeli excentru roven 44,9 Nm. Pokud bude excentricita 5 mm a moment na napínáku stejný, je moment na hřídeli excentru 11,2 Nm. Prostým porovnáním těchto vztahů lze získat rovnost.

$$\frac{44,9}{0,020} \cong 2245 \text{ N} \cong \frac{11,2}{0,005} \quad (74)$$

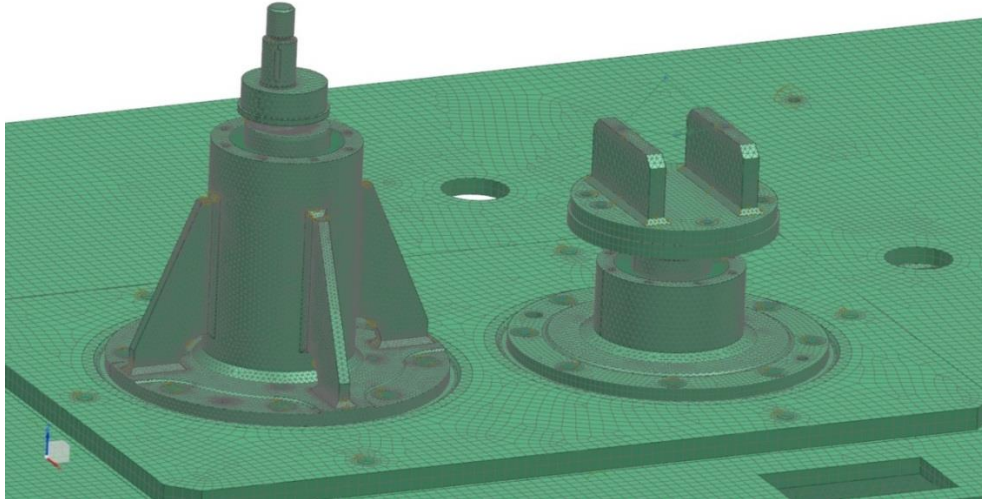
Dalším potřebným krokem je popis dynamického testeru pomocí MKP sítě. Síť je jemnější v místech, kde se dají předpokládat vyšší hodnoty napětí. To se týká zejména okolí šroubových spojů, zápichů a míst s výraznou změnou průřezu. Nosná konstrukce, která je složená z dutých čtvercových profilů, je z důvodu urychlení výpočtu na rovných úsecích nahrazena 1D sítí. Tato síť si zachovává hmotnost a geometrii ocelového profilu, ale výrazně sníží počet prvků ve výpočtu. Motory a další hmoty, které zatěžují sestavu, jsou nahrazeny hmotnými body, které také zjednodušují výpočet. Napínák je nahrazen dokonale tuhými prvky.



Obr. 44 Celkový pohled na vytvořenou MKP síť

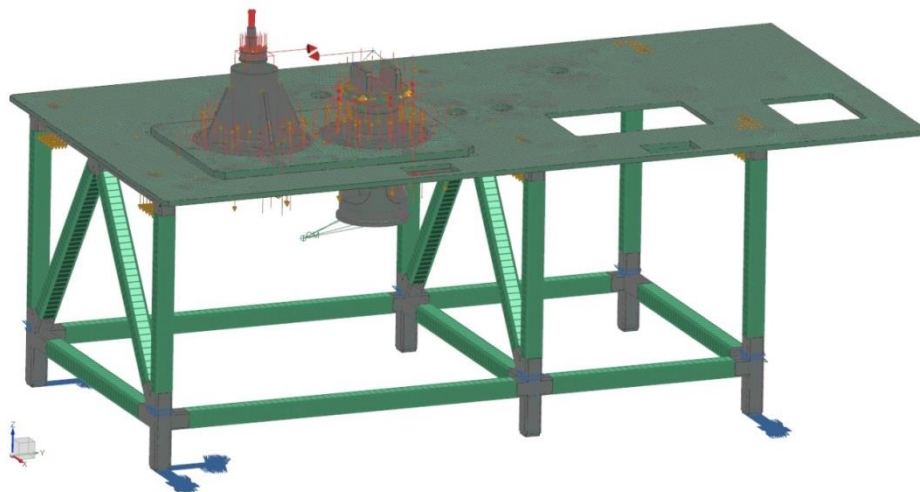
Neméně důležitá je úprava sítě v místech, kde budou uvažovány kontakty mezi přírubami. V těchto místech je primárně použita bricková síť. Na ostatních prvcích je síť

složená s tetraedrových elementů. Svarové spoje jsou vymodelovány a uvažovány. Dalšími prvky v modelu jsou šroubová spojení, která mezi sebou spojují prvky testeru. Zejména důležité jsou spoje v uchycení výměnného držáku napínáku řemene a šroubová spojení spojující svařence uložení excentru a měřicí hřídele s nosnou konstrukcí. Tato spojení jsou i přes použití pružné desky uvažována jako tuhá, protože šrouby jsou pevně uchyceny s nosnou konstrukcí z ocelových profilů.

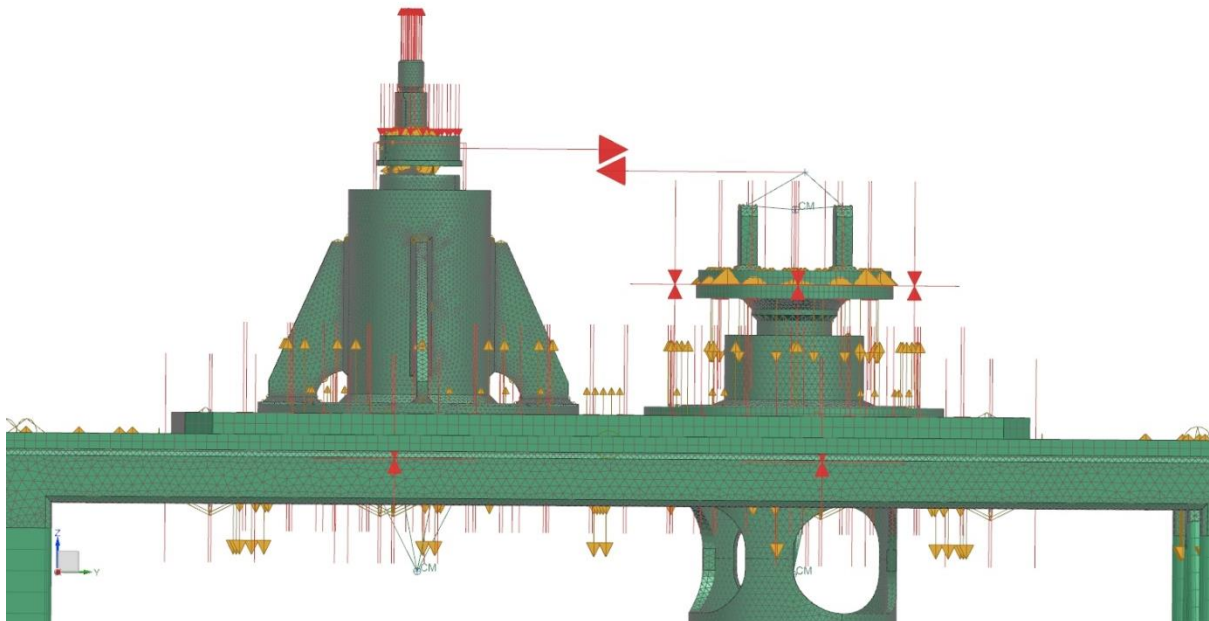


Obr. 45 Pohled na zjemněnou síť dynamického testeru

Po vytvoření sítě jsou na výpočtový model aplikována zatížení a okrajové úlohy. Nosná konstrukce stolu je uchycena v prostoru okrajovými podmínkami na svých nohách. Na excentr je aplikována síla působící na řemen. Síly působící na napínák jsou aplikovány na jeho reprezentaci v podobě tuhých prvků Rbe2. Na šroubová spojení jsou aplikovány předepínající síly a ve výpočtu je uvažováno působení gravitace. Předepínací síla od upnutí sestavy excentrické hlavy je rovna 2500 N. Předepínací síly na šroubech M12 spojujících svařené konstrukce se základní deskou dynamického testeru je 800 N. Předepnutí šroubů M14, které spojují základní desku testeru s nosnou konstrukcí je 1000 N. Nakonec předepnutí šroubů M10, které spojují výměnný držák a desku na měřicí hřídeli je 800 N. Předepnutí jsou určena, vzhledem k použitým šroubovým spojení. Ve výpočtu je uvažován kontakt mezi plochami, které jsou spojovány šroubovými spoji.



Obr. 46 Celkový pohled na sestavu s okrajovými podmínkami

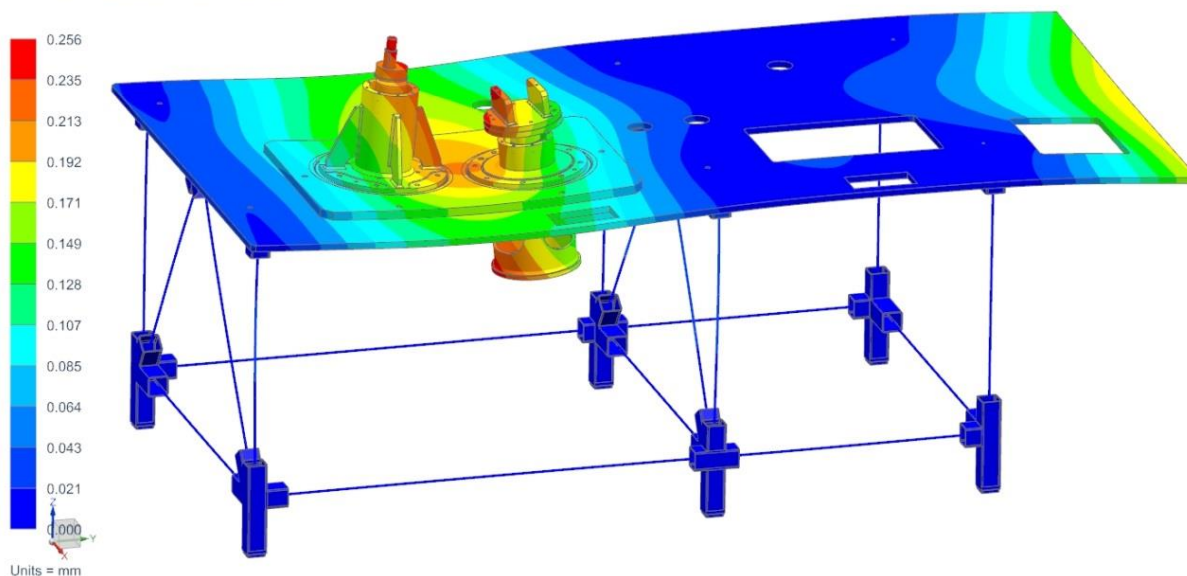


Obr. 47 Čelní pohled na sestavu s okrajovými podmínkami

Hodnocení navržené sestavy z hlediska deformace

Nejvyšší vypočtená deformace dosahuje hodnoty 0,256 mm v horní části hřídele excentru. Toto je hodnota plně dostačující vzhledem k tomu, že je spojení excentru a napínáku provedeno pomocí řemene. Jeho funkce by neměla být ohrožena nedokonalou sousostí spojovaných prvků. Pevné spojení pomocí pevného ramene kompenzuje deformace při vysokofrekvenčním zabíhání rotačním čepem na straně excentru.

DT_10_01_Tester_Mechanism_stp_assem3_sim3 : Solution 3 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.306, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

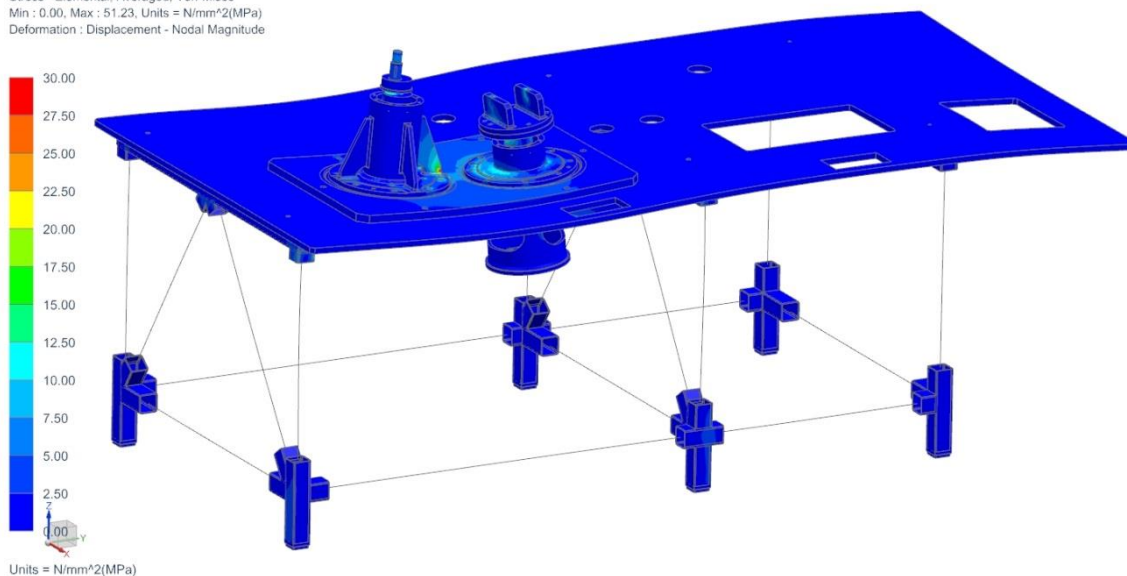


Obr. 48 Deformace sestavy testeru

Hodnocení navržené sestavy z hlediska napětí

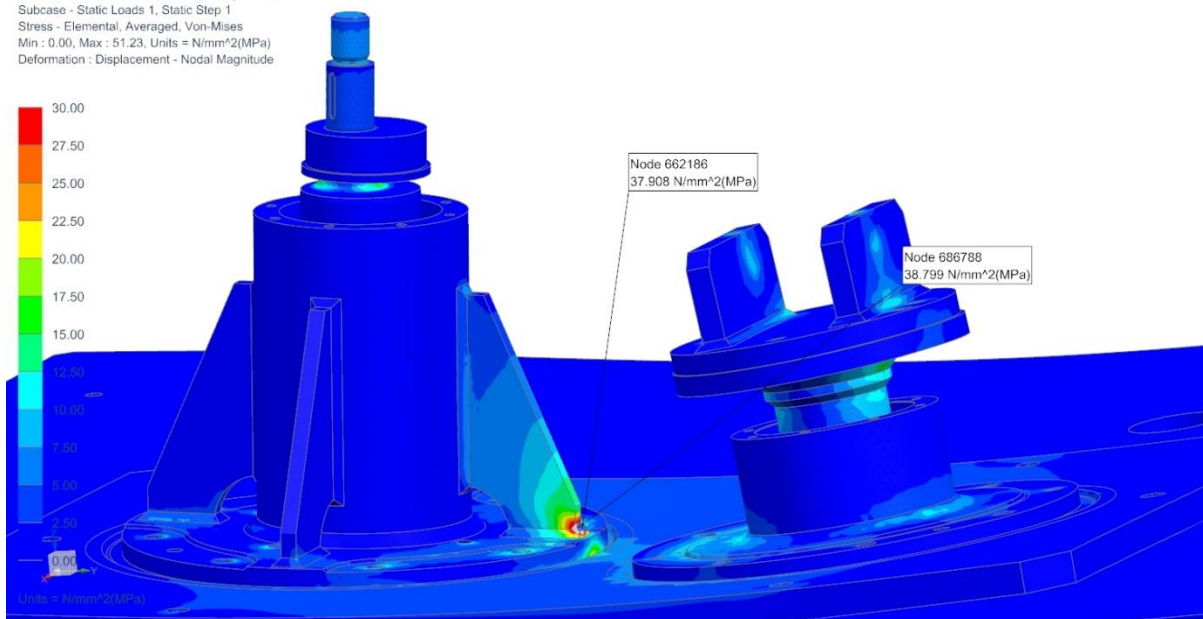
Nejvyšší koncentrace napětí jsou patrné na vnitřním žeburu svařence, ve kterém je uložena hřídel excentru. Další koncentrace jsou v místech horních ložisek měřící hřídele i hřídele excentru. V oblastech uchycení šroubů do spodní plechové výztuhy se nacházejí špičky napětí. Tyto špičky jsou zčásti způsobeny zjednodušenou náhradou šroubů pomocí 1D struktur. Vzhledem k nízkým napětím se nejeví nutná potřeba kontrolovat sestavu dynamického testeru proti únavě. Hrubým odhadem lze totiž mez únavy materiálu určit vydělením meze pevnosti materiálu třemi. Tato hodnota je stále výrazně vyšší, než jsou hodnoty napětí v sestavě.

DT_10_01_Tester_Mechanism_stp_assem3_sim3 : Solution 3 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 51.23, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 49 Celkový pohled na napětí v sestavě

DT_10_01_Tester_Mechanism_stp_assem3_sim3 : Solution 3 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 51.23, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



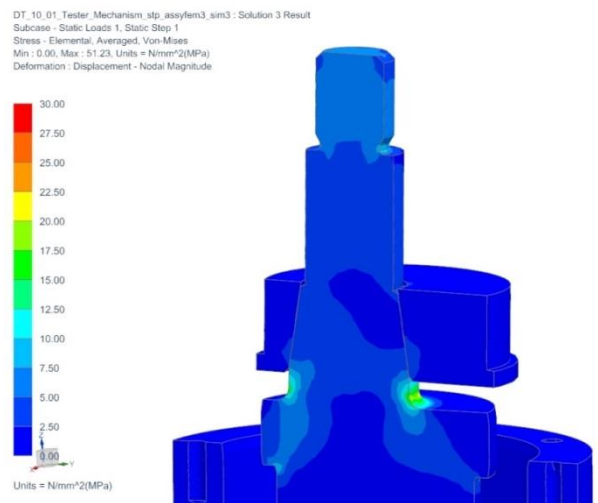
Graf 15 Vyčíslení napětí ve svařeném uložení excentru

Svařené uložení sestavy excentru je vyrobeno z materiálu 11 503 (EN 1.0577) [8]. Ta má mez kluzu 355 MPa a mez pevnosti 510 MPa. [5] Nejvyšší napětí vypočtené výpočtem ve špičce je 57 MPa. Svařené uložení tedy z hlediska napětí vyhovuje se statickou bezpečností vůči mezi kluzu o velikosti 6.

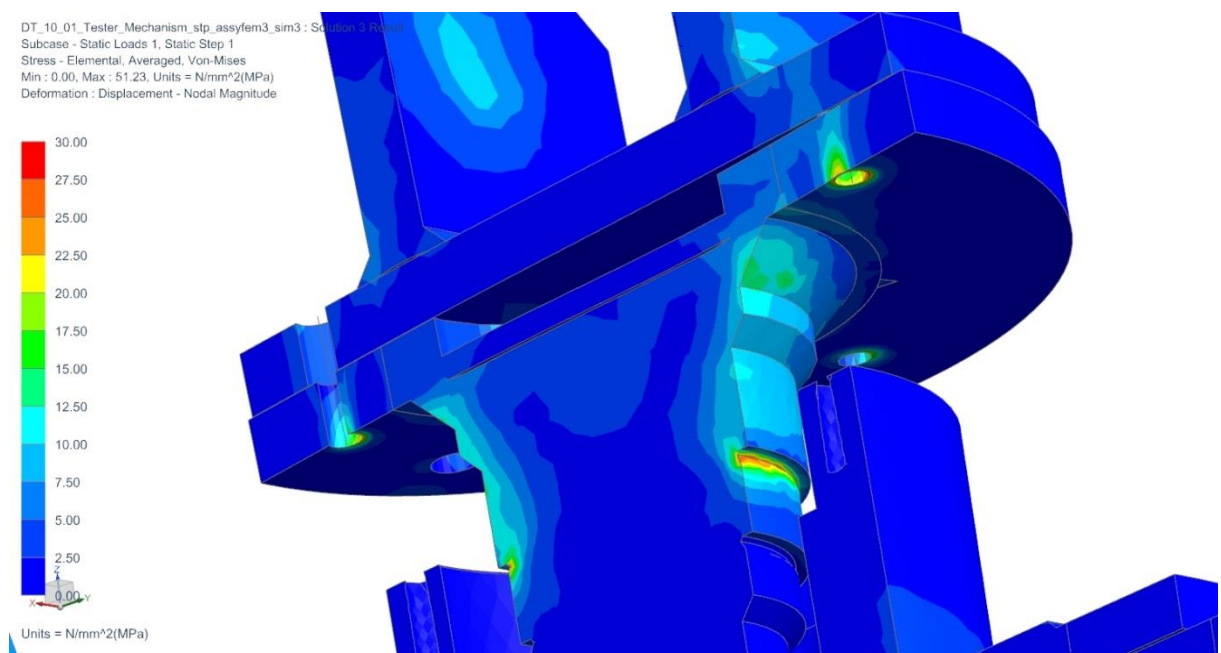
Hřídel excentru je vyrobena z materiálu ČSN 14 220 (EN 1.7131) [8]. Nejnižší mez kluzu oceli je 440 MPa a mez pevnosti 780 – 850 MPa. [5] Nejvyšší napětí na hřídeli excentru je na zápichu u horního ložiska a dosahuje napětí 28 MPa.

Podobná hodnota napětí na měřícím hřídeli, který je vyroben ze stejného materiálu jako hřídel excentru. Obě komponenty z hlediska napětí vyhovují. Jejich statická bezpečnost proti překročení meze kluzu hřídeli je 8.

Vzhledem k tomu, že v diplomové práci nebylo dosaženo spolehlivého popisu tlumení napínáku při vysokofrekvenčním zabíhání, nejví se jako vhodné dimenzování dynamického testeru na nižší hodnoty bezpečnosti vůči mezi kluzu. Navíc navrhovaný dynamický tester nebude vyráběn ve více kusech. Případná úspora materiálu při dimenzování testeru tak nevyváží větší rizika při experimentálním provozu. Pro exaktní vyjádření vlastností napínáku při vysokofrekvenčním zabíhání je potřeba experimentálního měření.

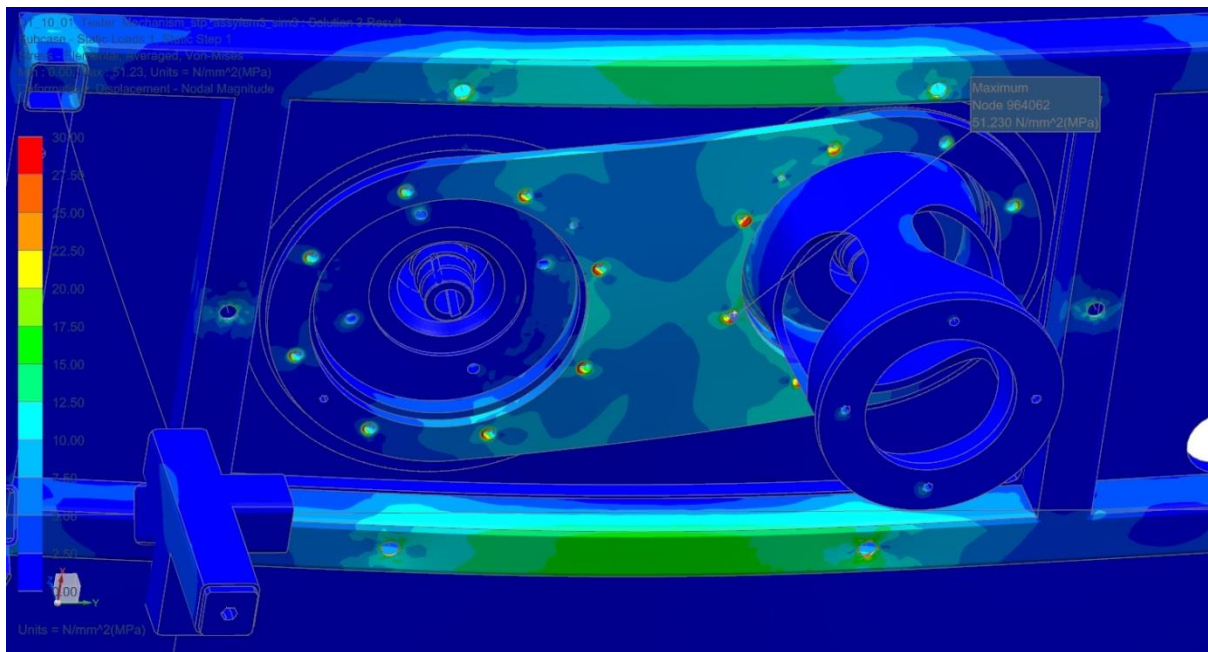


Obr. 50 Průběh napětí v horní části excentru

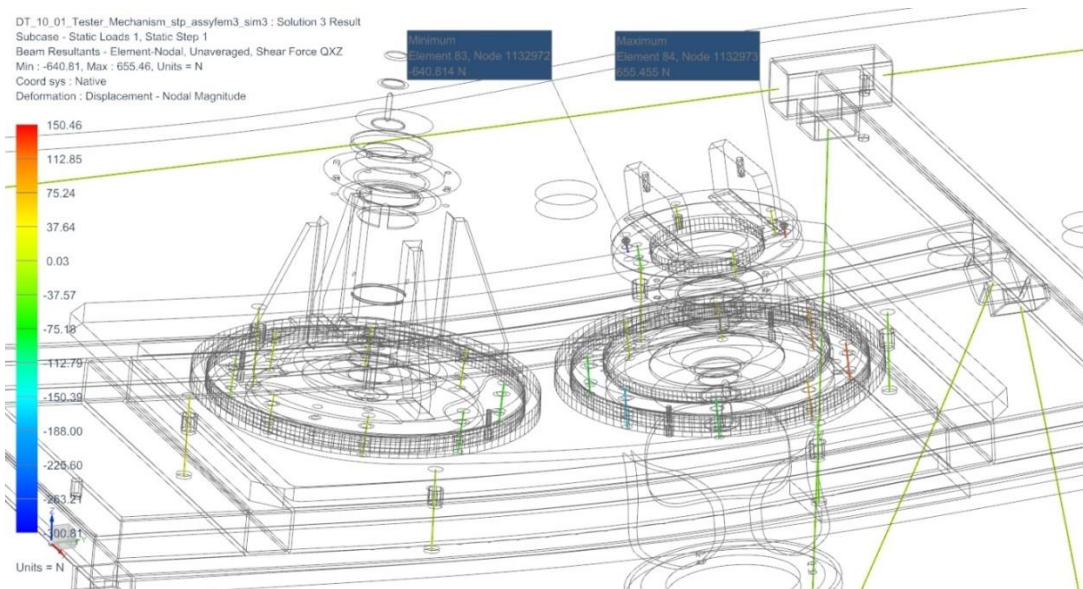


Obr. 51 Průběh napětí na měřícím hřídeli

Nosný rám hysterezní stanice je svařený z ocelových profilů o průřezu 50x50x3 mm. Profily jsou vyrobeny z materiálu ČSN 11 375 (EN 1.0039) [8]. Jeho mez kluzu je 235 MPa a mez pevnosti 360 MPa. [5] Nejvyšší napětí na nosné konstrukci je přímo pod dynamickým testerem a dosahuje hodnoty 18 MPa. Nosný rám tedy z napěťového hlediska vyhovuje s bezpečností vůči mezi kluzu o hodnotě 11.

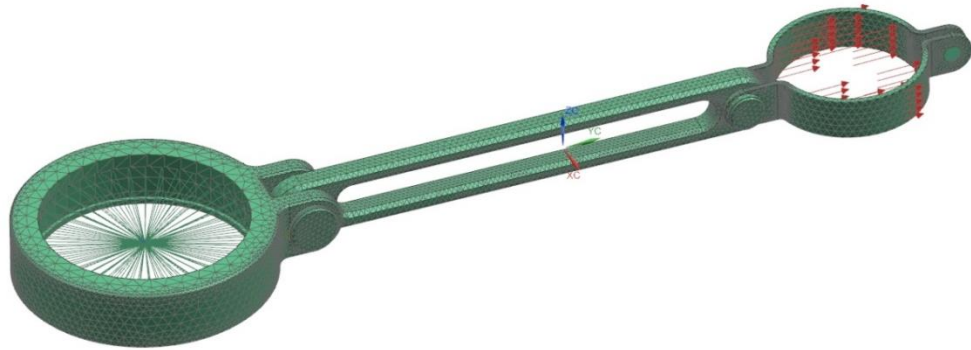


Obr. 52 Spodní pohled na rozložení napětí podél sestavy



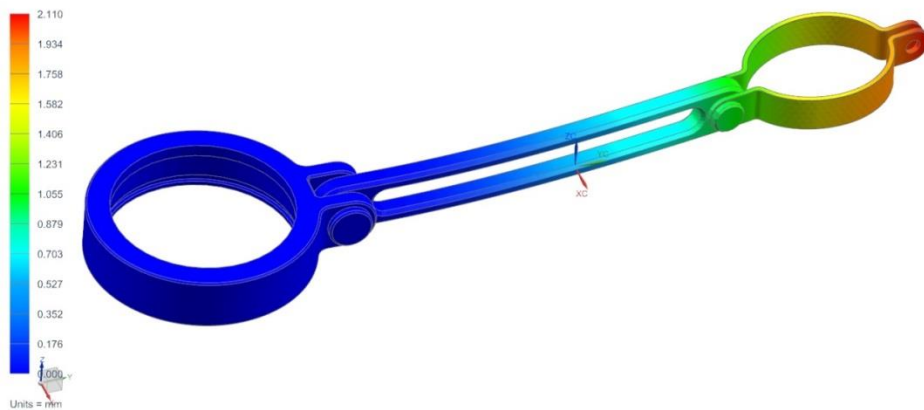
Obr. 53 Síly působící na šrouby

Sestava pevného ramena je také kontrolována pomocí MKP. Rameno je, stejně jako dynamický tester, zatíženo silou 2224 N. Celé rameno je z konstrukční oceli 11 503 (EN 1.0577) [8]. Ta má mez kluzu 355 MPa a mez pevnosti 510 MPa [5]. Pouze středové rotační čepy jsou z oceli ČSN 14 220 (EN 1.7131) [8]. Nejnižší mez kluzu oceli 14 220 je 440 MPa a mez pevnosti 780 – 850 MPa [5].



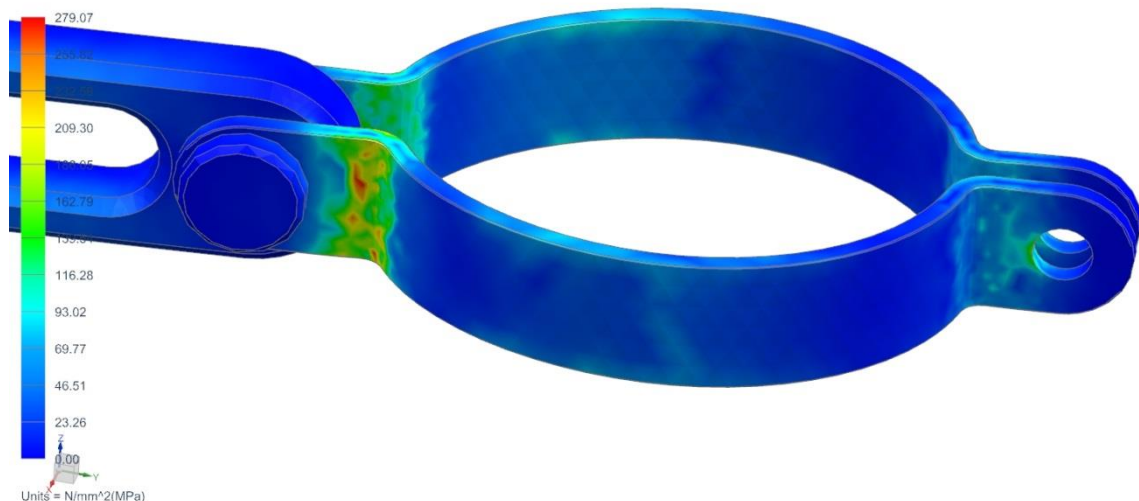
Obr. 54 Pevné spojení popsané MKP

Spojneni_4_stp_sim1 : Spojneni Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal Magnitude
Min : 0.000, Max : 2.110, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 55 Deformace sestavy pevného ramena při vysokofrekvenčním zabíhání

Spojneni_4_stp_sim1 : Spojneni Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 279.07, Units = N/mm^2(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

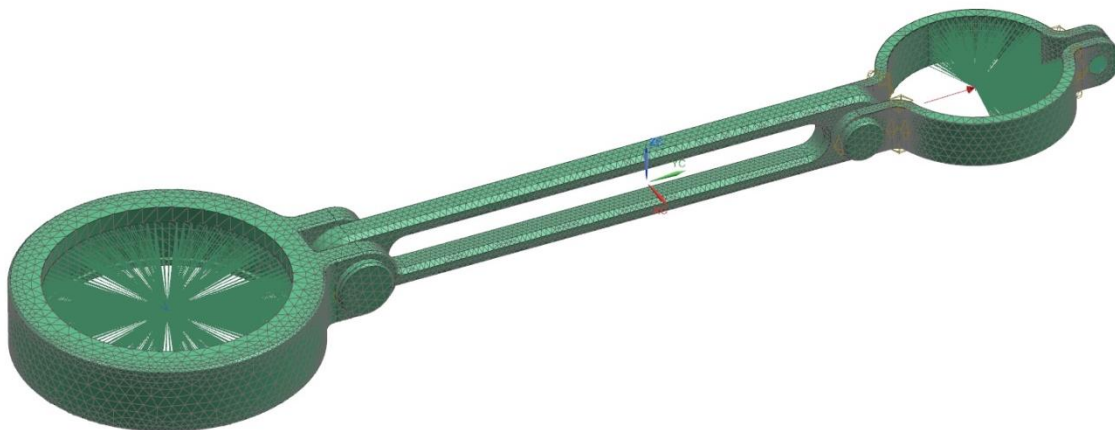


Obr. 56 Zobrazení napětí na upínacích plechách o síle 3mm

Nejvyšší hodnota napětí v rameni je v místě upnutí kladky napínáku a dosahuje velikosti 270 MPa. To je vzhledem k vysokofrekvenčnímu zatěžování testeru vysoká hodnota. Vzhledem k mezi kluzu dosahuje bezpečnosti $k = \frac{355}{270} = 1,3$. Hrubým výpočtem lze také

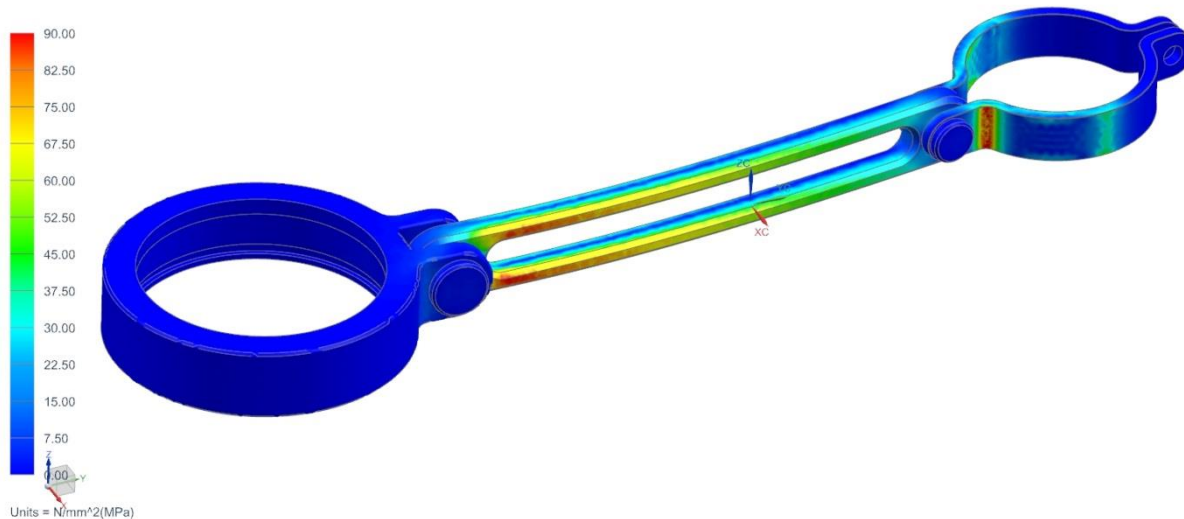
odhadnout mez únavy materiálu jako třetinu meze pevnosti. Vůči mezi únavy materiálu 11 503 má upínací plech bezpečnost $k = \frac{1 \cdot 510}{270} = 0,610$. Je tedy třeba tuto komponentu zesílit. Středové čepy vyhovují jak z hlediska napětí, tak z hlediska únavy.

V dalším výpočtu je upínací plech zesílen ze tří na pět milimetrů. Je také zpřesněn výpočtový model, kdy se uvažuje ta část kladky napínáku, která doléhá na stěnu upínacího plechu.

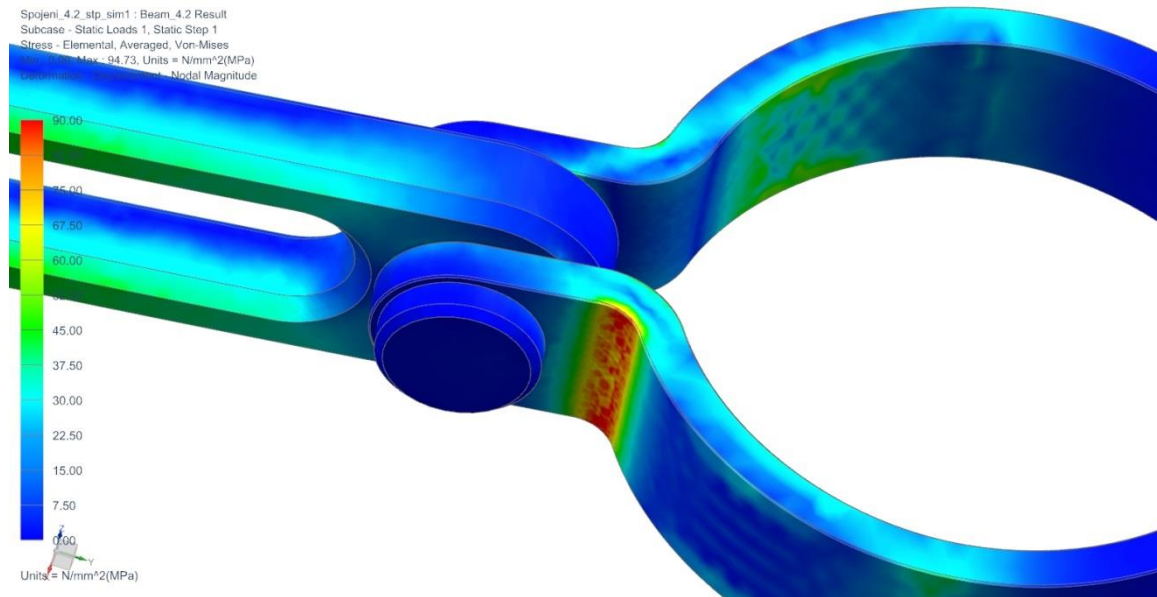


Obr. 57 Zpřesněný výpočtový model pevného ramene

Spojeni_4.2_slp_sim1 : Beam_4.2 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 94.73, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 58 Průběh napětí na sestavě pevného spojení



Obr. 59 Pohled na napětí v dimenzovaném místě

Nejvyšší hodnota napětí v rameni se v místě upnutí kladky napínáku se při použití silnějšího plechu snížila a dosahuje velikosti 91 MPa. Vzhledem k mezi kluzu dosahuje bezpečnosti $k = \frac{355}{91} = 3,9$. Vůči mezi únavy materiálu 11 503 má upínací plech bezpečnost $k = \frac{\frac{1}{3} \cdot 510}{90} = 1,8$. Sestava pevného ramene tedy po zesílení plechu splňuje hodnocení z hlediska deformace i napětí.

Hodnocení navržené sestavy z hlediska kmitání

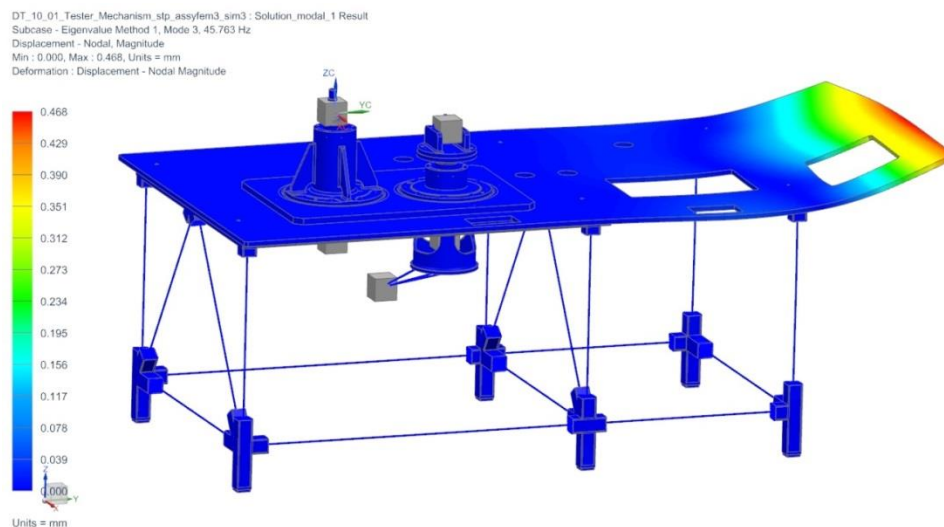
Cílem modální analýzy je zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů. Vlastní frekvencí se rozumí rozkmitání navržené sestavy, které výrazně zvyšuje namáhání jednotlivých komponent. Rozkmitání tak může snadno způsobit ztrátu stability navrženého systému. Pro modální analýzu bude použit model využívající stejnou síť, jako v případě statického výpočtu. Změněny budou okrajové podmínky působící v sestavě. Ve výpočtu budou zachovány síly působící na řemen při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku. Působení sil v modální analýze je provedeno založením dvou podružných úloh v jedné simulaci. V první úloze je určen vliv silového zatížení na sestavu excentru a v té druhé je provedena vlastní modální analýza. Kontakty již v modální analýze nejsou uvažovány, jelikož při zatěžování sestavy nedochází k odlehnutí ploch v kontaktních plochách. Ve výpočtu jsou hmoty hlavy napínáku, motorů, měřící větve a napínáku nahrazeny hmotnými body.

Pořadí	Vlastní frekvence
1	22,22 Hz
2	27,76 Hz
3	45,76 Hz
4	69,11 Hz
5	72,78 Hz
6	82,62 Hz
7	92,04 Hz
8	98,72 Hz

Tab. 4 Vlastní frekvence mechanismu

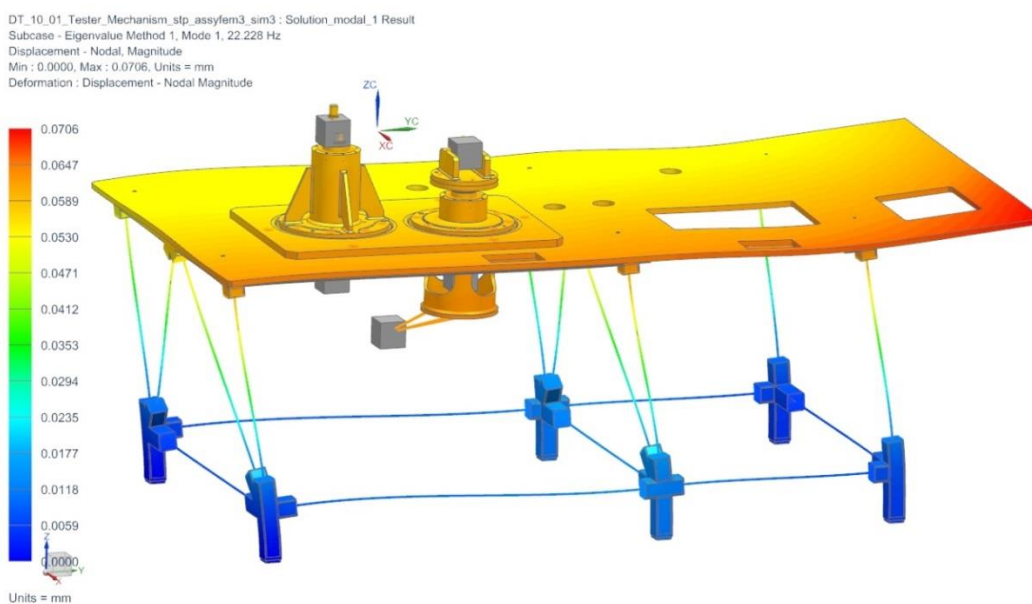
Sestava pevného ramene není v modální analýze uvažována, protože by výrazně ztížila sestavení výpočtového modelu. Ten by musel uvažovat možné natočení mezi ramenem a excentrem a tuhost napínáku mezi ramenem a sestavou měřícího hřídele. Navíc je z hlediska hodnocení modální analýzou mnohem více zajímavá nosná konstrukce dynamického testeru

Aby byla navrhovaná sestava stabilní proti rozkmitání při provozní frekvenci 50 Hz, nesmí se kolem této frekvence v rozptylu 20 % nacházet vlastní frekvence sestavy. V určovaném případě se jedná o rozsah 40 Hz – 60 Hz. V tomto rozsahu se nachází jedna vlastní frekvence o hodnotě 45,76 Hz. Jak je ale patrné na Obr. 60, nejedná se o frekvenci s nebezpečným tvarem kmitu. Konec desky stolu totiž bude uchycen prostorem na zmetkové díly. Velice podobný tvar kmitu má i čtvrtá vlastní frekvence. Jen na konci desky nedochází k ohybu, ale ke krutu.

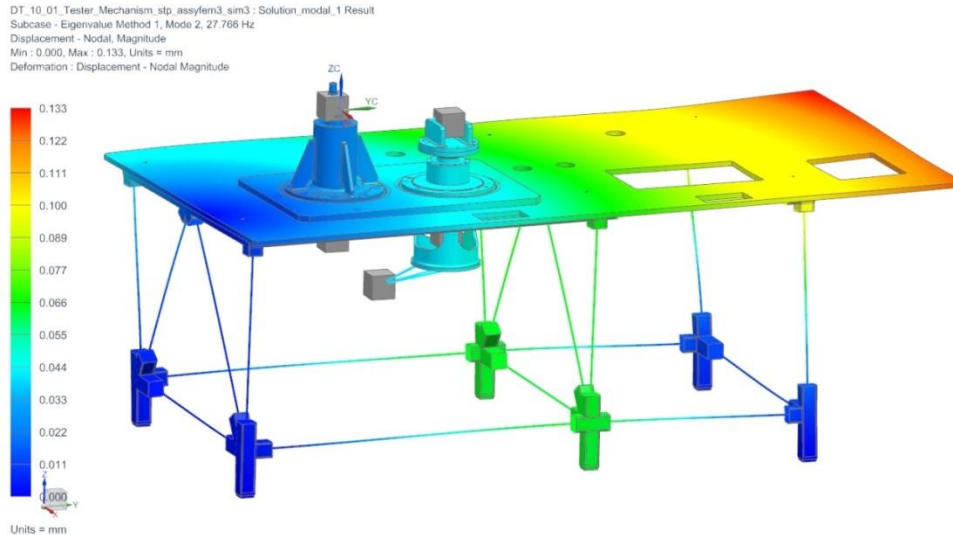


Obr. 60 Třetí vlastní frekvence sestavy

Pozornost by se ale měla věnovat prvním dvěma vlastním frekvencím o velikosti 22,22 Hz a 27,76 Hz. Kdyby totiž měla být snížena pracovní frekvence dynamického testeru z 50 Hz, tj. 3000 ot/min na frekvenci 25 Hz, tj. 1500 ot/min, mohlo by to mít velmi nevhodné důsledky na stabilitu navržené sestavy. Obě první frekvence jsou totiž v nebezpečné blízkosti frekvence 25 Hz a navíc jejich vlastní tvary kmitu jsou pro sestavu značně nevhodné. Další vlastní frekvence nepředstavují pro provoz dynamického testeru reálné nebezpečí.



Obr. 61 První vlastní frekvence sestavy



Obr. 62 Druhá vlastní frekvence sestavy

6.2.6 Hodnocení životnosti ložisek v dynamickém testeru

Pro výpočet zatížení, která působí na jednotlivá ložiska, je použit výpočtový model z kapitoly 5.2.1. Zatěžovací silou je síla působící na řemen. Dynamický tester je pouze experimentální zařízení, které není součástí výrobní linky napínáků řemene. Požadovaná životnost ložisek je tedy stanovena na 5500 hodin. Za předpokladu, že dynamický tester bude z celkové pracovní směny vysokofrekvenčně zatěžován polovinu jejího času. Je požadovaná trvanlivost ložisek dána na 1375 pracovních osmihodinových směn. Reálně však bude časový díl vysokofrekvenčního zabíhání ještě menší, protože pomocné operace při obsluze, jako jsou upínání napínáku, popis měřeného napínáku DMC kódem atd., násobně časově náročnější, než vlastní vysokofrekvenční zabíhání.

- **Kontrola ložisek hřídele excentru**

Rozměry hřídele: $e = 43 \text{ mm}$, $f = 170 \text{ mm}$

Vzdálenost „ e “ představuje délku od středu kladky napínáku ke středu horního ložiska měřícího hřídele.

Rovnováha sil působících na hřídel:

$$-R_F + R_E - R_B = 0 \quad (75)$$

Rovnováha momentů k bodu D:

$$R_B(f + e) - R_E \cdot f = 0 \quad (76)$$

Reakce v horním ložisku se určí jako:

$$R_E = \frac{R_B \cdot (e+f)}{f} = \frac{2222 \cdot (43+170)}{170} = 2784 \text{ N} \quad (77)$$

Reakce ve spodním ložisku se určí dle vztahu:

$$R_F = R_E - R_B = 2784 - 2222 = 562 \text{ N} \quad (78)$$

Vlastnosti horního ložiska skf 6013_2RS1 Statická únosnost: $C_{st} = 23 \text{ kN}$

Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 31,9 \text{ kN}$

Vlastnosti spodního ložiska skf 6010_2RS1 Statická únosnost: $C_{st} = 16 \text{ kN}$

Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 22,9 \text{ kN}$

Vlastnosti ložiska řemenice skf 61915_2RS1 Statická únosnost: $C_{st} = 19,3 \text{ kN}$

Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 24,2 \text{ kN}$

Výpočet trvanlivosti valivého ložiska při "dynamickém namáhání" se určí podle vztahu: [1]

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p \quad (79)$$

Kde za n budou dosazeny pracovní otáčky excentru, za C dynamická únosnost ložisek, za F síla na ně působící a p je konstanta, která je dána kuličková ložiska. Životnost se pro jednotlivá ložiska určí jako:

$$\text{Životnost horního ložiska: } L_h = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{31,9}{2,784}\right)^3 = \mathbf{8358 \text{ hod}} \quad (80)$$

$$\text{Životnost spodního ložiska: } L_h = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{22,9}{0,562}\right)^3 = \mathbf{375866 \text{ hod}} \quad (81)$$

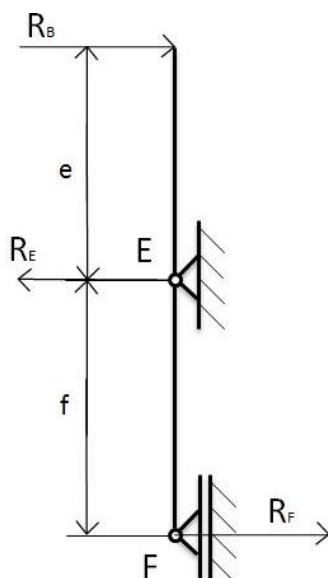
$$\text{Životnost ložiska řemenice: } L_h = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{24,2}{2,222}\right)^3 = \mathbf{7177 \text{ hod}} \quad (82)$$

Vypočtené životnosti použitých ložisek splňují požadavky, které jsou na ně kladené. Ložiska v sestavě excentru jsou opatřena oboustranným těsněním. To zabraňuje jejich znečištění zevnějšku. Jeho důležitější funkcí ale je to, že udržuje v ložisku mazivo, které bylo na ložiska aplikováno při jejich sestavení. Ložiska jsou tak bezúdržbová. Navíc síly, na které jsou ložiska dimenzována, výpočet uvažuje jako nejvyšší možné. Při působení síly na řemeni, která byla vypočtena při práci s napínákem Dailmer OM651, je životnost horního ložiska:

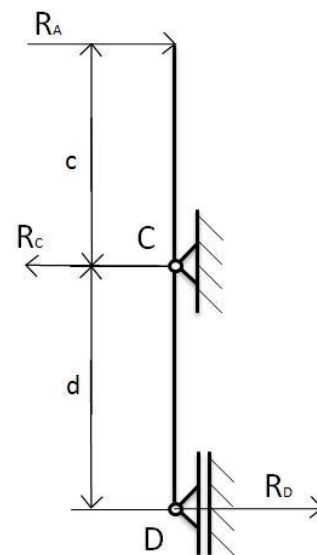
$$L_h = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{31,9}{0,992}\right)^3 = \mathbf{184745 \text{ hod}} \quad (83)$$

Analogická situace je i v případě ložiska řemenice. Životnost ložiska řemenice při působení síly od měřeného napínáku Dailmer se určí jako:

$$L_h = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{31,9}{0,792}\right)^3 = \mathbf{158491 \text{ hod}} \quad (84)$$



Obr. 63 Schéma hřídele excentru



Obr. 64 Schéma měřícího hřídele

• **Kontrola ložisek měřicího hřídele**

Navržené rozměry hřídele: $c = 184 \text{ mm}$, $d = 77 \text{ mm}$

Rovnováha sil působících na hřídel:

$$-R_D + R_C - R_A = 0 \quad (85)$$

Rovnováha momentů k bodu D:

$$R_A(c + d) - R_C \cdot d = 0 \quad (86)$$

Reakce v horním ložisku se určí z momentové rovnováhy jako:

$$R_C = \frac{R_A \cdot (c+d)}{d} = \frac{2222 \cdot (184+77)}{77} = 7532 \text{ N} \quad (87)$$

Reakce ve spodním ložisku se určí ze silové rovnováhy:

$$R_D = R_C - R_A = 7532 - 2222 = 5310 \text{ N} \quad (88)$$

Vlastnosti horního ložiska skf 6013

Statická únosnost: $C_{st} = 23 \text{ kN}$

Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 31,9 \text{ kN}$

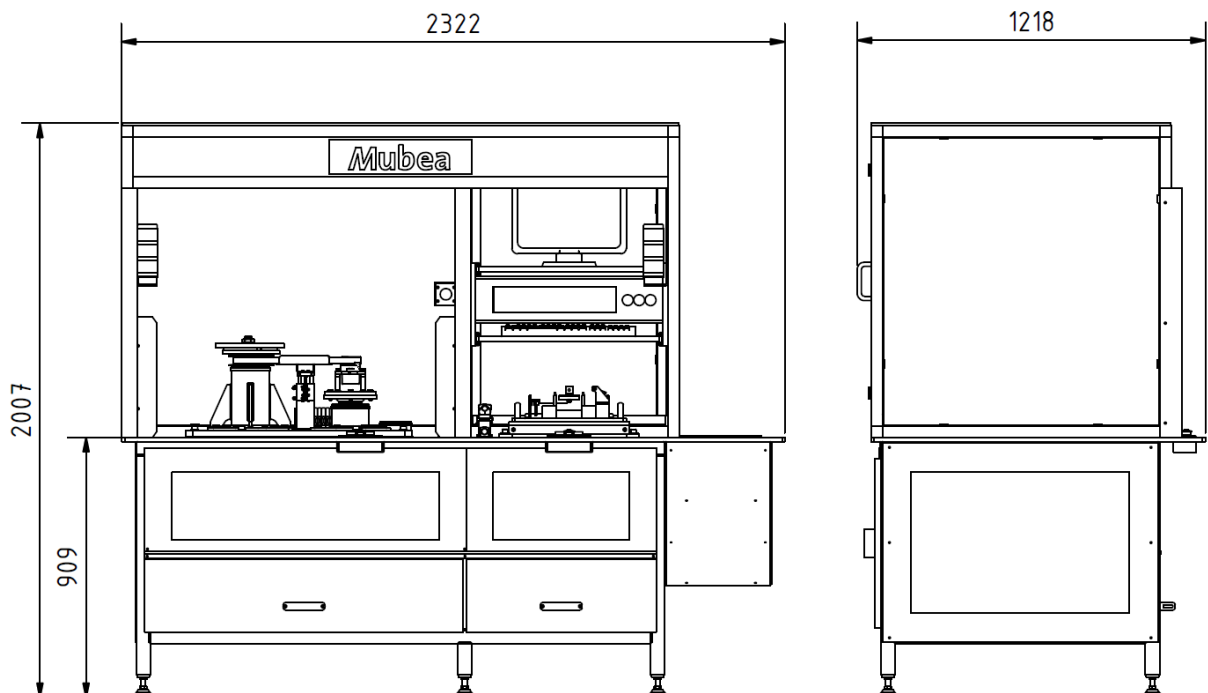
Vlastnosti spodního ložiska skf 61909

Statická únosnost: $C_{st} = 10,8 \text{ kN}$

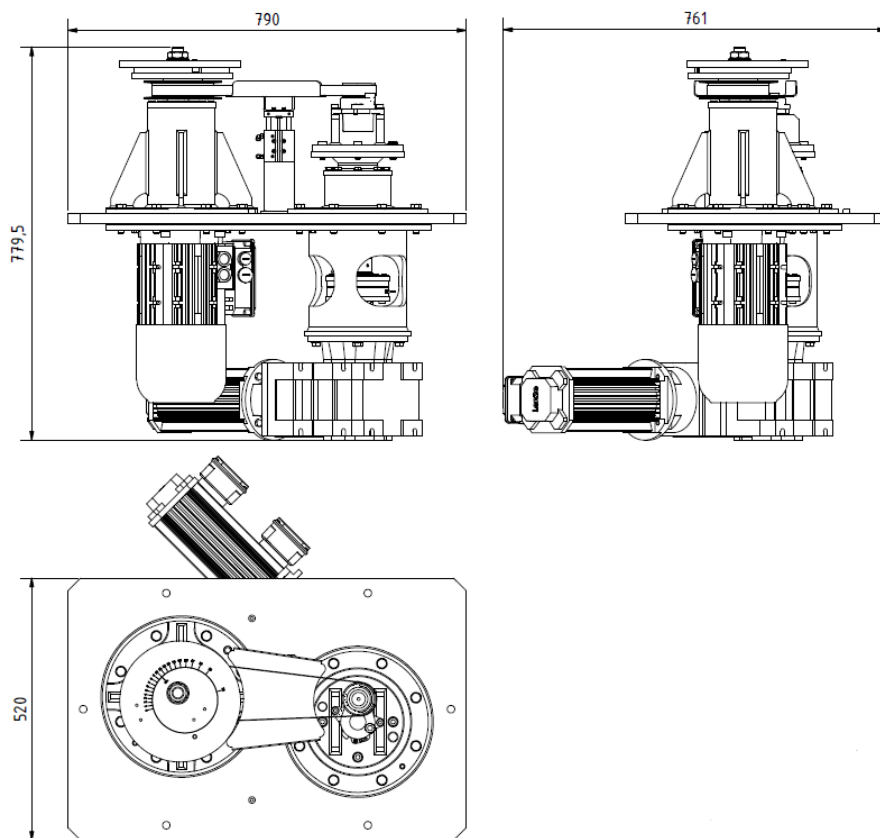
Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 14,0 \text{ kN}$

Jelikož budou ložiska měřicího hřídele namáhána pouze staticky, je třeba jen kontrola zatěžujících sil vůči statické únosnosti. Tuto kontrolu obě ložiska na měřicím hřídeli splňují.

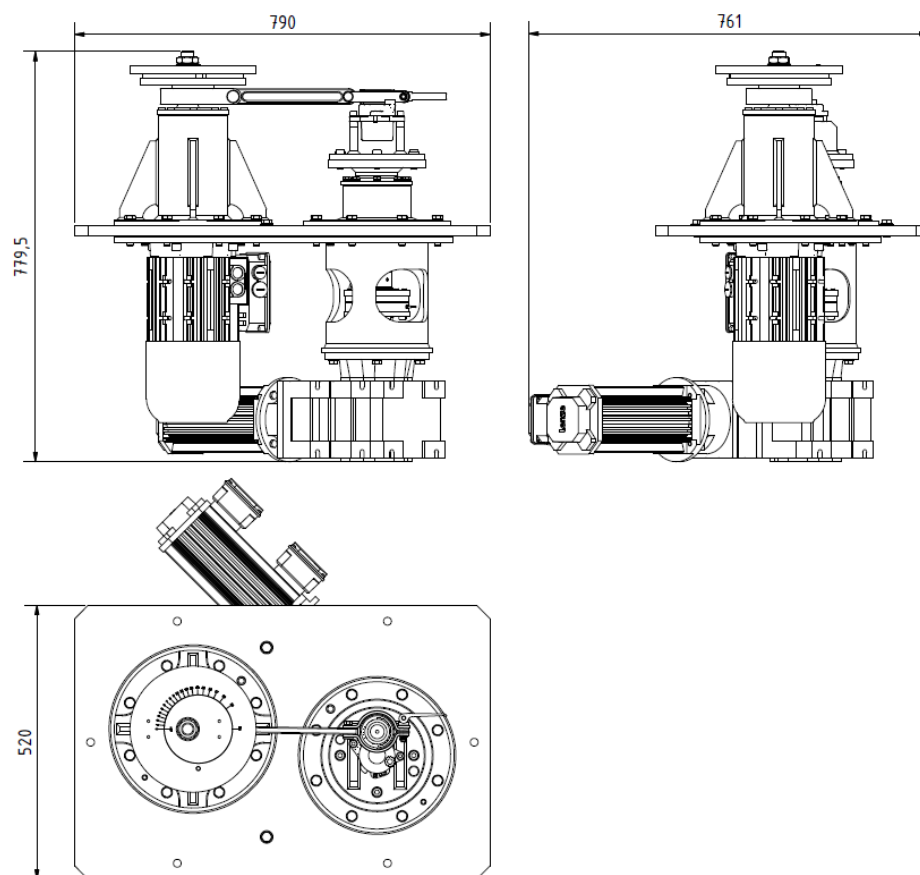
6.3 Ukázky dokumentace navrženého systému



Obr. 65 Pohled na navrženou hysterezní stanici s celkovými rozměry



Obr. 66 Pohled na navržený dynamický tester s řemenem



Obr. 67 Pohled na dynamický tester s pevným ramenem

Parametr	Hodnota	Jednotky
Rozměry hysterezní stanice	2322 x 2007 x 1218	mm
Hmotnost hysterezní stanice	561	kg
Rozměry dynamického testeru	790 x 779,5 x 761	mm
Hmotnost dynamického testeru	163	kg
Pracovní otáčky asynchronního motoru při zabíhání	3000	ot/min
Frekvence asynchronního motoru při zabíhání	50	Hz
Počet cyklů pro ustálení hystereze napínáku	200	
Strojní čas dynamického testeru	55	s
Výkon asynchronního motoru	4	kW
Rychlost měření hystereze	0,1	m/s
Úhlový rozsah při měření hystereze	$\pm 90^\circ$	deg
Výkon měřicího servo motoru	1,7	kW
Moment měřeného napínáku	0 ÷ 100	Nm
Rozsah velikosti excentricity	0 – 20	mm
Dovolený moment na snímači momentu	200	Nm
Rozsah měřicí frekvence snímače momentu	0 – 65	Hz
Nejvyšší měřicí frekvence indukčního senzoru	200	Hz
Závěsné závity dynamického testeru	2 x M12	
Životnost	5500	hodin
Údržba ložisek	Bezúdržbová	
Provozní tlak vodící jednotky DFM	2 – 10	bar
Jmenovité napětí asynchronního motoru	370	V
Jmenovité napětí servo motoru	390	V

Tab. 5 Přehled parametrů navržené hysterezní stanice

7. Hodnocení kvality a konkurenceschopnosti

Přínosem provedeného návrhu dynamického testeru je konstrukce “samo“ vyvažovací sestavy excentru. Navržená sestava excentru zásadním způsobem zlepšuje dynamické chování testeru při vysokofrekvenčním zabíhání napínáku řemene. Zlepšením dynamického chování je myšlen fakt, že se při rotaci sestavy excentru vnáší minimální přídatná zatížení od rotujících nevyvážek do uložení stroje. Při nahrazení řemene pevným ramenem se vzniklá nevyváženost na sestavě excentru výrazně nezvyšuje.

Z pohledu hodnocení napětí dynamický tester vyhovuje jak pevnostně, tak i z hlediska jeho odolnosti proti vzniku únavových trhlin. Z pohledu odolnosti proti rozkmitání, při pracovní frekvenci 50 Hz, také navržená sestava testeru vyhovuje. Podle deformačního hodnocení dynamický tester nevykazuje deformace ohrožující správný a spolehlivý chod testeru. Ložiska použitá v sestavě dynamického testeru splňují požadavky na ně kladené z hlediska únosnosti i životnosti. Hodnocení napětí pomocí MKP výpočtu ukazuje, že sestava dynamického testeru z hlediska napětí vyhovuje. Relativní předimenzování sestavy je vhodné, protože v diplomové práci nebyly s dostatečnou spolehlivostí určeny parametry napínáku při vysokofrekvenčním zabíhání. Experimentální měření provedené na současné hysterezní stanici poskytlo parametry napínáku při měření. Pro vyjádření parametrů napínáku při

vysokofrekvenčním zatěžování dynamického testeru je potřeba provést experimentální měření, které by simulovalo vysokofrekvenční zabíhání.

Na hysterezní stanici, která je popsána v kapitole 2.2, se sto šedesát pracovních cyklů napínáku provede zhruba za osm minut. Navržený dynamický tester provede dvě stě pracovních zdvihů zhruba za pět vteřin. Navržený systém tedy značně zkrátí potřebný čas na zaběhnutí měřeného napínáku řemene.

8. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout mechanismu dynamického testeru, který bude měřit hysterezní charakteristiku různých typů napínáku řemene. Na základě experimentálního měření vlivu zabíhání na ustálení hystereze napínáku byl stanoven předpoklad, podle kterého má zaběhnutí napínáku, při vzrůstajícím počtu pracovních cyklů, příznivý vliv na vyrovnání hysterezní charakteristiky. Vyrovnáním hystereze by tak mělo dojít ke snížení zmetkovitosti výroby, z důvodu nevyhovujícího průběhu hysterezní charakteristiky. Na základě tohoto předpokladu byl navržen dynamický tester, který bude pro snížení strojního času, vysokofrekvenčně zabíhat různé typy napínáku řemene o frekvenci 50 Hz. Při řešení diplomové práce byl kladen důraz na co nejkompaktnější návrh a řešení zadané problematiky. Za tímto účelem byly v práci popsány požadované funkce jednotlivých prvků a byl sestaven transformační systém, který tyto funkce musí vykonávat. V diplomové práci je také vytvořen podrobný rozbor problematiky, která se týká popisu dynamického chování testovaného napínáku řemene.

V diplomové práci je proveden návrh stavební struktury dynamického testeru. Ten vychází z několika koncepčních variant jednotlivých konstrukčních částí. Zajímavá je konstrukce "samo" vyvažovací sestavy excentru. Ta má nastavitelnou velikost excentricity od nuly do dvaceti milimetrů. Při každém nastavení excentricity je rotující sestava vyvážená. Toho je docíleno díky soustavě několika kotoučů, které mají navzájem posunuté osy rotace. Další výhodou navržené sestavy excentru je rychlé a přesné nastavení požadované hodnoty excentricity. Celou sestavu dynamického testeru, kromě příliš dlouhého servo motoru s převodovkou, lze složit mimo hysterezní stanici. Do stanice se pak vloží pomocí pomocného jeřábu, následně se k testeru připojí servo motor s převodovkou a připojí se elektrické a pneumatické prvky.

Návrh konstrukce dynamického testeru je proveden se snahou co nejlepšího pochopení a popsání procesu, který bude tester vykonávat. Proto byl ve výrobním závodu společnosti Mubea v Žebráku proveden experiment, s cílem zjištění parametrů testovaného typu napínáku. Tyto parametry byly použity pro analytickou a numerickou simulaci. Analytický výpočet, pomocí principu virtuálních prací, byl srovnáván pro ověření s numerickou pohybovou simulací v programu NX 9. Cílem tohoto postupu bylo určení vlivu dynamických účinků, které budou vznikat při provozu dynamického testeru, na silové zatížení navrhovaného mechanismu. Jak se ale následně ukázalo, klíčovým faktorem je přesná znalost třecí síly v napínáku. Tření je vyvozováno kontaktem mezi plastovým kroužkem a stěnou horní pohyblivé části napínáku. Třecí síla je závislá na velikosti kroutícího momentu v napínáku a rychlosti zatěžování napínáku. Velikost a průběh, v závislosti na rychlosti, třecí

síly ovlivňuje průběh i velikost silového zatížení působícího na dynamický tester. Dále ovlivňuje použitelnost řemenu v dynamickém testeru, protože ten by mohl ztratit kontakt s kladkou napínačku a odlehnout. V diplomové práci je provedena kontrola na odlehnutí řemene pomocí volného kmitání a dynamické analýzy. Pro přesné vyčíslení vlivu třecí síly a chování napínačku při vysokofrekvenčním zabíhání je ovšem třeba provést experimentální měření, které by získalo potřebné parametry napínačku do pohybové simulace. V diplomové práci jsou tedy navržena dvě konstrukční řešení, která počítají s řemenem nebo pevným ramenem, které není náchylné na odlehnutí od kladky napínačku. Konstrukční řešení s pevným ramenem je také zpracováno v příložené výkresové dokumentaci.

Hysterezní stanice, která obsahuje dynamický tester pro vysokofrekvenční zabíhání napínačku řemene, je pracoviště určené pro experimentální ověření vlivu zabíhání napínačku řemene, na měření jeho hystereze. Navržená sestava dynamického testeru může významným způsobem přispět ke snížení zmetkovitosti ve výrobě napínačků řemene z důvodu nevyhovující hystereze. Potvrzení tohoto předpokladu, mimo zjištění parametrů napínačku řemene, bylo cílem experimentálního měření v Žebráku. Toto měření potvrdilo, že se zvyšujícím počtem pracovních cyklů napínačku, jeho hysterezní charakteristika se významným způsobem ustaluje a vyrovnává. Denní produkce napínačků řemene různých typů jen v Žebráku dosahuje objemu až třiceti tisíc kusů, snížení zmetkovitosti je proto důležité a přináší nezanedbatelný pozitivní finanční i ekologický dopad.

9. Seznam použité literatury

Knižní publikace:

- [1] Hosnedl, S. Krátký, J.: Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 1. Praha: Computer Press, 1999. 356 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [2] Hlaváč, Z. Vimmr, J.: Sbírká příkladů ze statiky a kinematiky. Plzeň: Západočeská univerzita v plzni, 2012. 244s. ISBN 978-80-261-0138-3
- [3] Dupal, J.: Mechanika 3 - Učební text vzniklý v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/15.0383. Plzeň, 2012. 80s.
- [4] Hlaváč, J.: Dynamika pro kombinované studium. Plzeň: Západočeská univerzita v plzni, 2004. 188s. ISBN 80-7043-279-9
- [5] Melcher, J. Bajer, B.: Prvky kovových konstrukcí. Plzeň: Vysoké učení technické v Brně

Internetové zdroje:

- [6] Mubea, „O společnosti,“ [Online]. Available: <http://www.mubea.com/cz/company/>. [Přístup získán 2014].
- [7] Mathworks, „Translational Friction,“ The MathWorks, Inc., [Online]. Available: <http://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/ref/translationalfriction.html>. [Přístup získán 2014].
- [8] PRECIZ, „Převodník materiálů,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.preciz.cz/sluzby-hlavni/material-normal/1.7131>. [Přístup získán 29 Leden 2015].

Jiné zdroje:

- [9] Hosnedl, S.: ZKM – Model transformačního procesu. Plzeň: Přednáška z předmětu ZKM
- [10] Wikipedia., Available: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hystereze> [Přístup získán 13. Květen 2015].

Katalogy:

- [11] Data Sheet: TB1A Reference Torque Measuring Discs.: Podklady ze společnosti Mubea
- [12] Katalog KTR: ROTEX Torsionally flexible coupling with T-pur. Available: <http://www.ktr.com/en/products/power-transmission-technology/couplings/flexible-jaw-and-pin-bush-couplings/rotex/rotex-standard/> [Přístup získán 2014].
- [13] Katalog: Vodicí jednotky DFM/DFM-B Available: http://www.festo.com/cat/en_gb_gb/data/doc_CS/PDF/CZ/DFM_CZ.PDF [Přístup získán 2014].
- [14] On line katalog Lenze: Drehstrommotoren MF.: Podklady ze společnosti Mubea

[15] On line katalog Lenze: MCA Servotriebemotor mit GSS07.: Podklady ze společnosti Mubea

[16] On line katalog Lenze: MCA Servotriebemotor mit GKR06.: Podklady ze společnosti Mubea

[17] Katalog: Wenglor Inductice senzor IW080BM55VA.: Available <http://www.sensor.si/data/pdf/induktivna/IW080BM55VA.pdf>

[18] Katalog: Ploché hnací řemeny.: Available. <http://www.loziska.com/store/2informativni.pdf>

10. Seznam použitých obrázků

Obr. 1	Systém napínáku řemene [6]	3
Obr. 2	Pohledy na různé typy napínáků	4
Obr. 3	Napínák Daimler OM651	4
Obr. 4	Logo společnosti Mubea	5
Obr. 5	Měřicí stroj hystereze	8
Obr. 6	Automatická montážní linka napínáku řemene	8
Obr. 7	Rozstřel napínáku	9
Obr. 8	Měřicí stroj hystereze při měření	9
Obr. 9	Záznam z měřicího stroje zobrazující porovnání hystereze po jednom a sto šedesáti rozsvícení.	10
Obr. 10	Závislost třecí síly na rychlosti - Stribeckův diagram [7]	12
Obr. 11	Model transformačního systému s transformačním procesem [9]	14
Obr. 12	Pohled na uložení napínáku	16
Obr. 13	Schéma navržené koncepce uložení napínáku	16
Obr. 14	Zobrazení první koncepce excentru EA	17
Obr. 15:	Podrobný popis prvního konceptu	18
Obr. 16	Pohled na první koncepci excentru	18
Obr. 17	Zobrazení první koncepce excentru v řezu	19
Obr. 18	Řez druhým koncepčním návrhem excentru	19
Obr. 19	Návrh koncepce využívající spojení řemenem	20
Obr. 20	Návrh koncepce spojení hřídele excentru a kladky napínáku	20
Obr. 21	Pohledy na druhý koncepční návrh spojení	21
Obr. 22	Třetí koncepce s pevným ramenem a kladkou	21

Obr. 23	Navržené schéma mechanismu	23
Obr. 24	Zobrazení zjednodušení výpočtu mechanismu	24
Obr. 25	Schéma uložení měřícího hřídele	25
Obr. 26	Schéma uložení hřídele excentru	26
Obr. 27	Pohled na sestavu měřícího hřídele	28
Obr. 28	Řez sestavou excentru	29
Obr. 29	Sestava excentru bez stavěcího kotouče	30
Obr. 30	Řez sestavou excentru s nulovou (levou) a nejvyšší excentricitou)	30
Obr. 31	Změna velikosti excentricity v závislosti na úhlu nastavení	32
Obr. 32	Výchozí zabrzděná pozice excentru	33
Obr. 33	Navržená jednotka dynamického testeru	34
Obr. 34	Navržená hysterezní stanice s dynamickým testerem	35
Obr. 35	Zadní pohled na stůl hysterezní stanice	36
Obr. 36	Výpočtové schéma dynamického testeru	37
Obr. 37	Model použitý pro dynamickou simulaci	41
Obr. 38	Graf hysterezní charakteristiky napínáku zjištěný pomocí pohybové simulace	41
Obr. 39	Nastavení parametrů napínáku a vykreslení momentu na hřídeli excentru.	43
Obr. 40	Nastavení tlumení napínáku podle experimentálního měření a výsledný graf momentu	44
Obr. 41	Řez navrženým pevným spojením mezi excentrem a kladkou napínáku	47
Obr. 42	Vyklonění ramene při zakládání napínáku	48
Obr. 43	Pohled na upnuté rameno v sestavě dynamického testeru	48
Obr. 44	Celkový pohled na vytvořenou MKP síť	49
Obr. 45	Pohled na zjemněnou síť dynamického testeru	50
Obr. 46	Celkový pohled na sestavu s okrajovými podmínkami	50
Obr. 47	Čelní pohled na sestavu s okrajovými podmínkami	51
Obr. 48	Deformace sestavy testeru	51
Obr. 49	Celkový pohled na napětí v sestavě	52
Obr. 50	Průběh napětí v horní části excentru	53
Obr. 51	Průběh napětí na měřícím hřídeli	53
Obr. 52	Spodní pohled na rozložení napětí podél sestavy	54
Obr. 53	Síly působící na šrouby	54

Obr. 54 Pevné spojení popsané MKP	55
Obr. 55 Deformace sestavy pevného ramena při vysokofrekvenčním zabíhání	55
Obr. 56 Zobrazení napětí na upínacích plechách o síle 3mm	55
Obr. 57 Zpřesněný výpočtový model pevného ramene	56
Obr. 58 Průběh napětí na sestavě pevného spojení	56
Obr. 59 Pohled na napětí v dimenzovaném místě	57
Obr. 60 Třetí vlastní frekvence sestavy	58
Obr. 61 První vlastní frekvence sestavy	58
Obr. 62 Druhá vlastní frekvence sestavy	59
Obr. 64 Schéma hřídele excentru	60
Obr. 63 Schéma měřicího hřídele	60
Obr. 65 Pohled na navrženou hysterezní stanici s celkovými rozměry	61
Obr. 66 Pohled na navržený dynamický tester s řemenem	62
Obr. 67 Pohled na dynamický tester s pevným ramenem	62
Obr. 68 Zobrazení těžiště prvního souhmotí	78
Obr. 69 Zobrazení těžiště druhého souhmotí	78
Obr. 70 Těžiště stavěcího kotouče při nejvyšší excentricitě (20 mm)	79
Obr. 71 Zobrazení těžiště stavěcího kotouče při nulové excentricitě.	79
Obr. 72 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nulovou excentricitou a řemenovým kolem	80
Obr. 73 Zobrazení těžiště sestavy excentru s excentricitou 10 mm a řemenovým kolem	80
Obr. 74 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nejvyšší excentricitou a řemenovým kolem	81
Obr. 75 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nulovou excentricitou a uchycením pevného ramene	81
Obr. 76 Zobrazení těžiště sestavy excentru s excentricitou 10 mm a uchycením pevného ramene	82
Obr. 77 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nejvyšší excentricitou a uchycením pevného ramene	82

11. Seznam použitých grafů

Graf 1 Rozdíly závislosti momentu a úhlu natočení třetího měřeného dílu	10
Graf 2 Získání tuhosti napínáku z grafu hystereze	11
Graf 3 Zobrazení hranic, ve kterých se hystereze napínáku musí pohybovat	11
Graf 4 Schéma posloupností operací dynamického testeru	13

Graf 5 Závislost excentricity na úhlu natočení stavěcího kotouče	32
Graf 6 Závislost výchozího úhlu zabrzdění na velikosti excentricity	33
Graf 7 Poloha souřadnice u v čase	38
Graf 8 Rychlost souřadnice u v čase	38
Graf 9 Velikost zrychlení souřadnice u v čase	38
Graf 10 Průběh momentu na hřídeli excentru v čase	40
Graf 11 Porovnání pohybové simulace s experimentálním měřením	42
Graf 12 Porovnání výsledků analytického výpočtu a pohybové simulace	43
Graf 13 Vykreslení průběhu síly na řemenu v čase	44
Graf 14 Porovnání časových průběhů zrychlení na kladce napínáku	46
Graf 15 Vyčíslení napětí ve svařeném uložení excentru	52
Graf 16 Závislost momentu na úhlu natočení prvního měřeného dílu	73
Graf 17 Závislost momentu na úhlu natočení druhého měřeného dílu	73
Graf 18 Závislost momentu na úhlu natočení třetího měřeného dílu	74
Graf 19 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky	74
Graf 20 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky	75
Graf 21 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky	75
Graf 22 Porovnání měření hystereze před rozcvičením	76
Graf 23 Porovnání měření hystereze po rozcvičení	76

12. Seznam použitých tabulek

Tab. 1: Důležité parametry navrhovaného stroje	7
Tab. 2 Výběr z koncepcí excentru	22
Tab. 3 Výběr z koncepcí spojení kladky napínáku a excentru	22
Tab. 4 Vlastní frekvence mechanismu	57
Tab. 5 Přehled parametrů navržené hysterezní stanice	63

13. Příloha č. 1

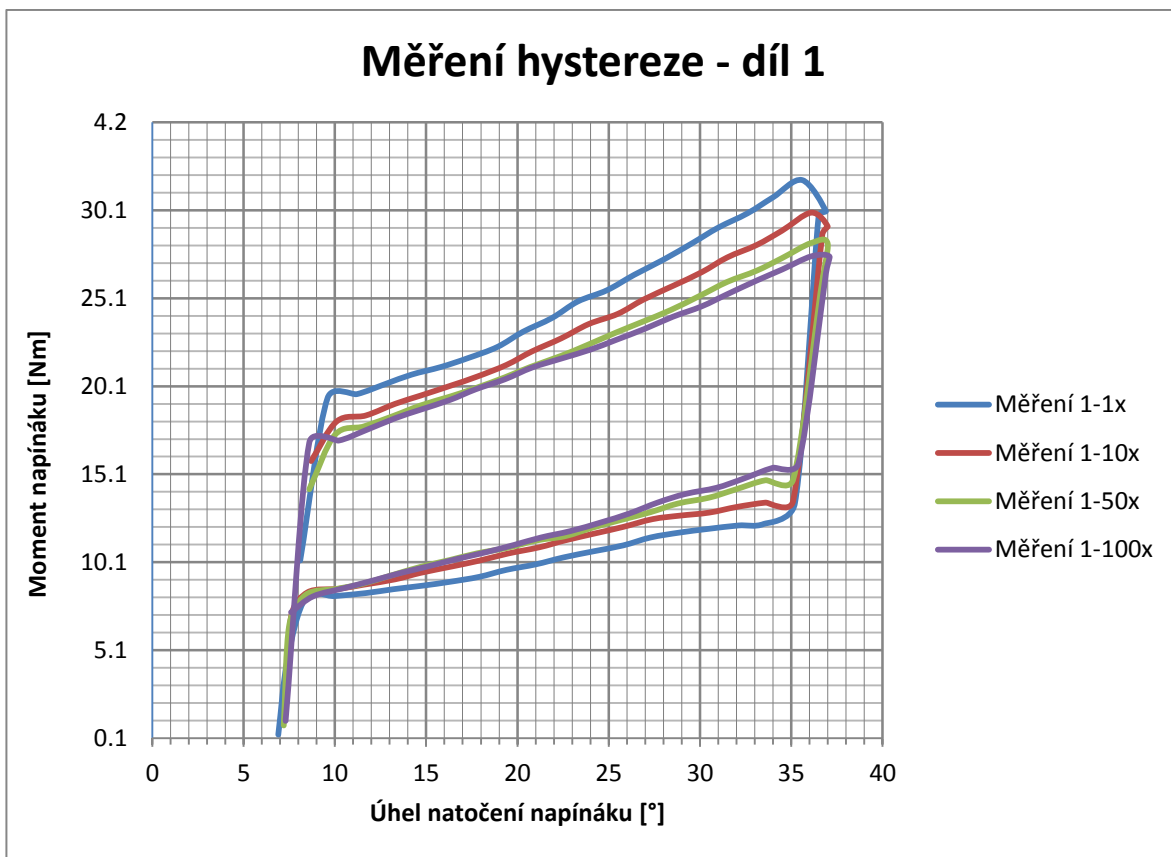
Výkresová dokumentace navrženého dynamického testeru

Poznámka: Výkresy jsou přiloženy k práci a uloženy na CD příloze

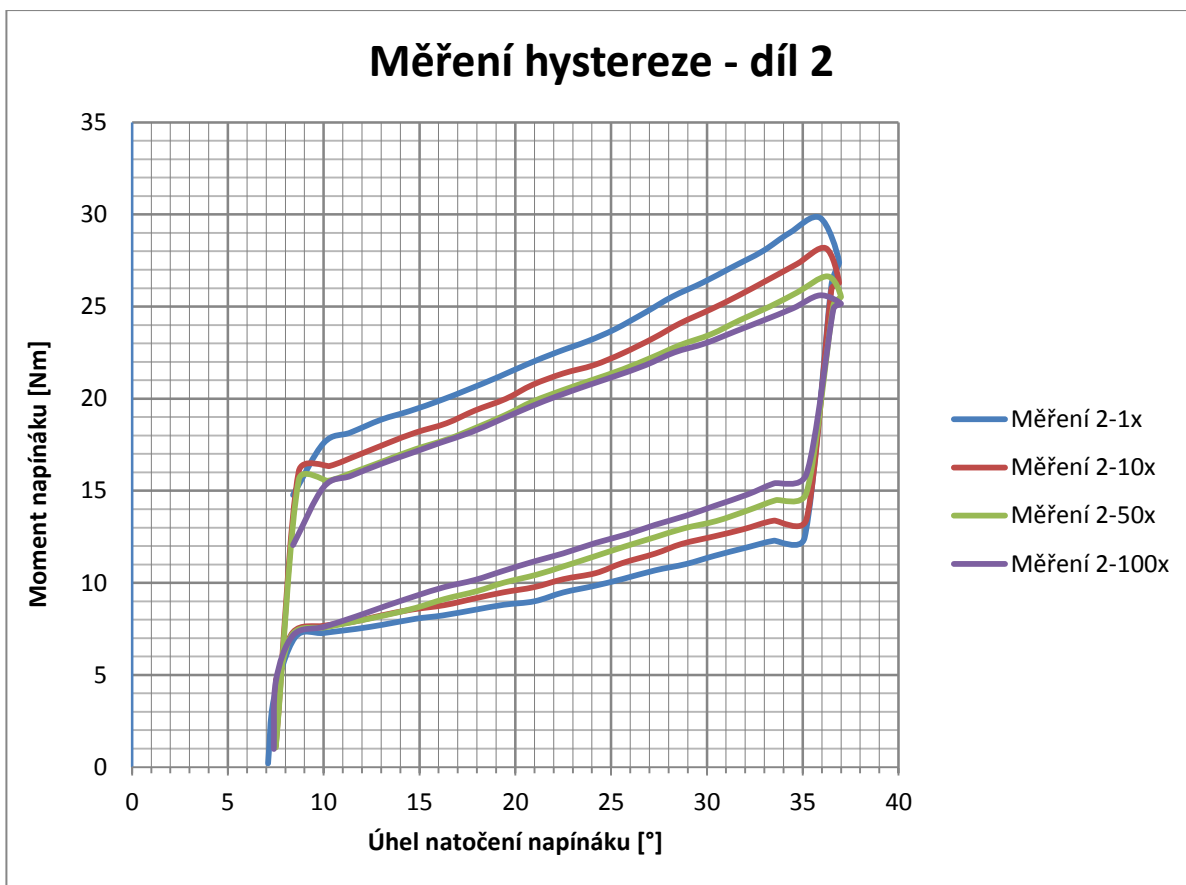
14. Příloha č. 2

Experimentálně naměřené hysterezní průběhy

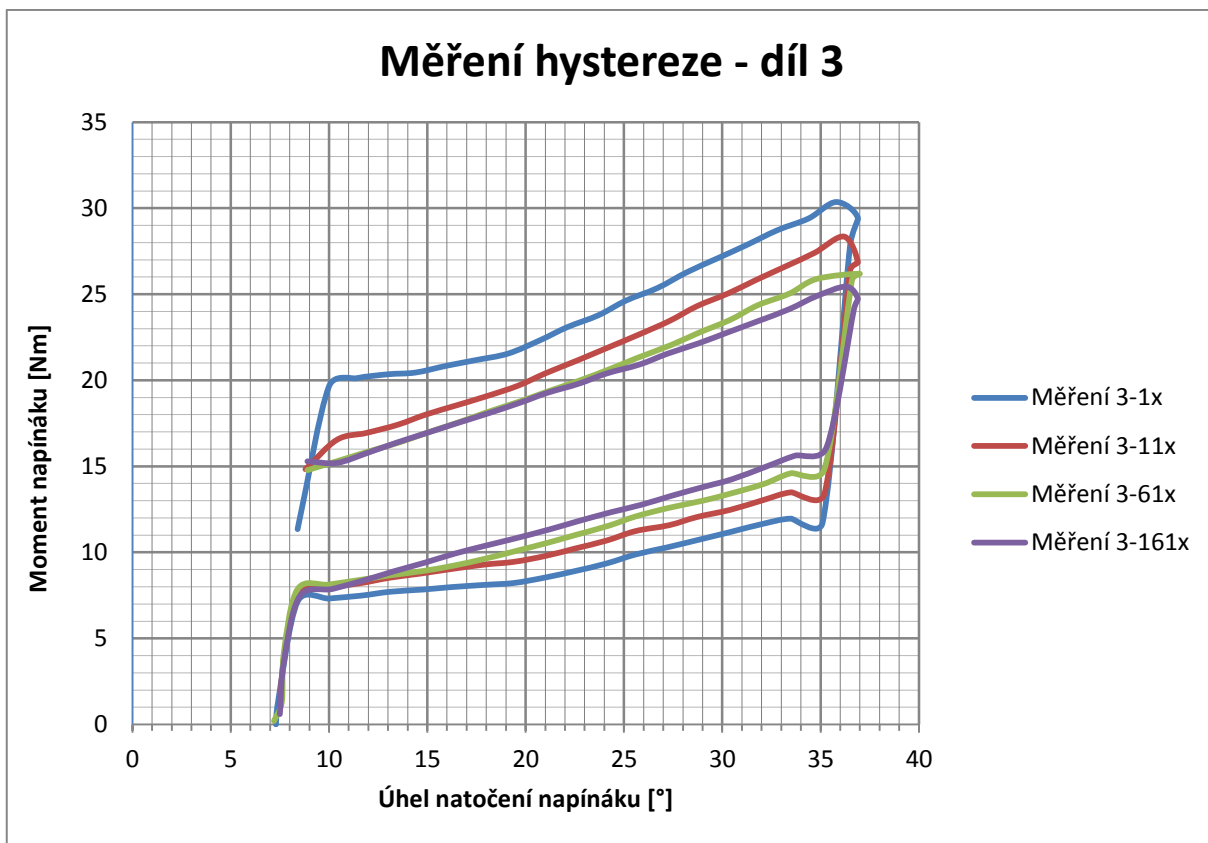
Poznámka: data použitá pro vykreslení grafů jsou přiložena na CD příloze



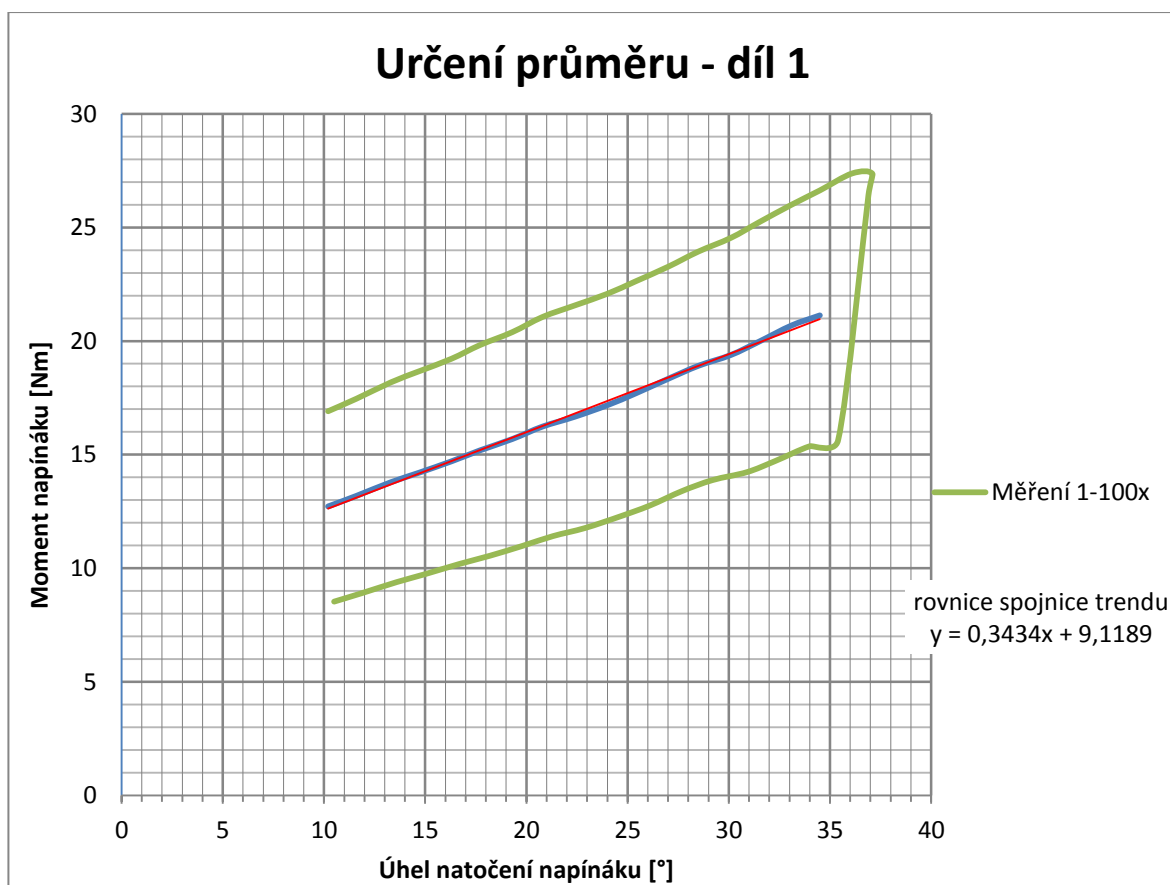
Graf 16 Závislost momentu na úhlu natočení prvního měřeného dílu



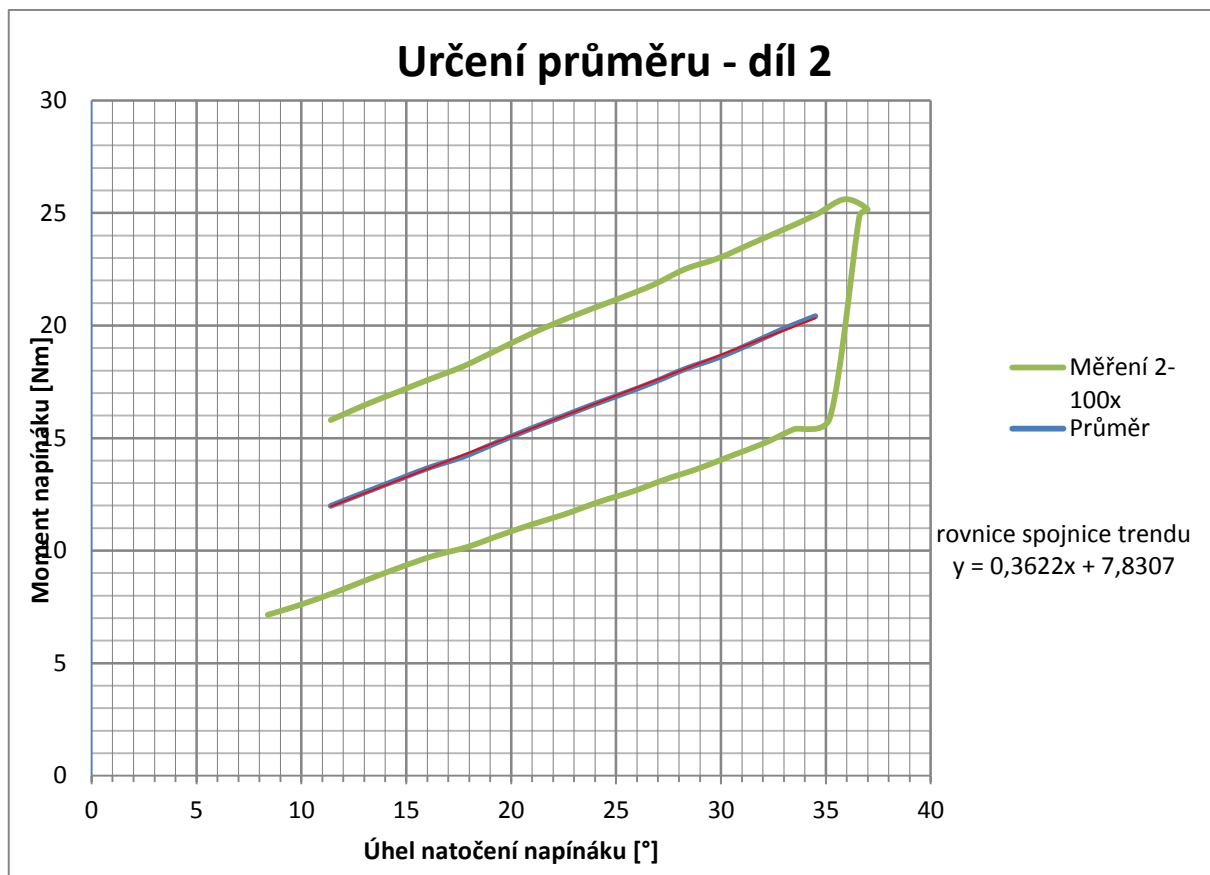
Graf 17 Závislost momentu na úhlu natočení druhého měřeného dílu



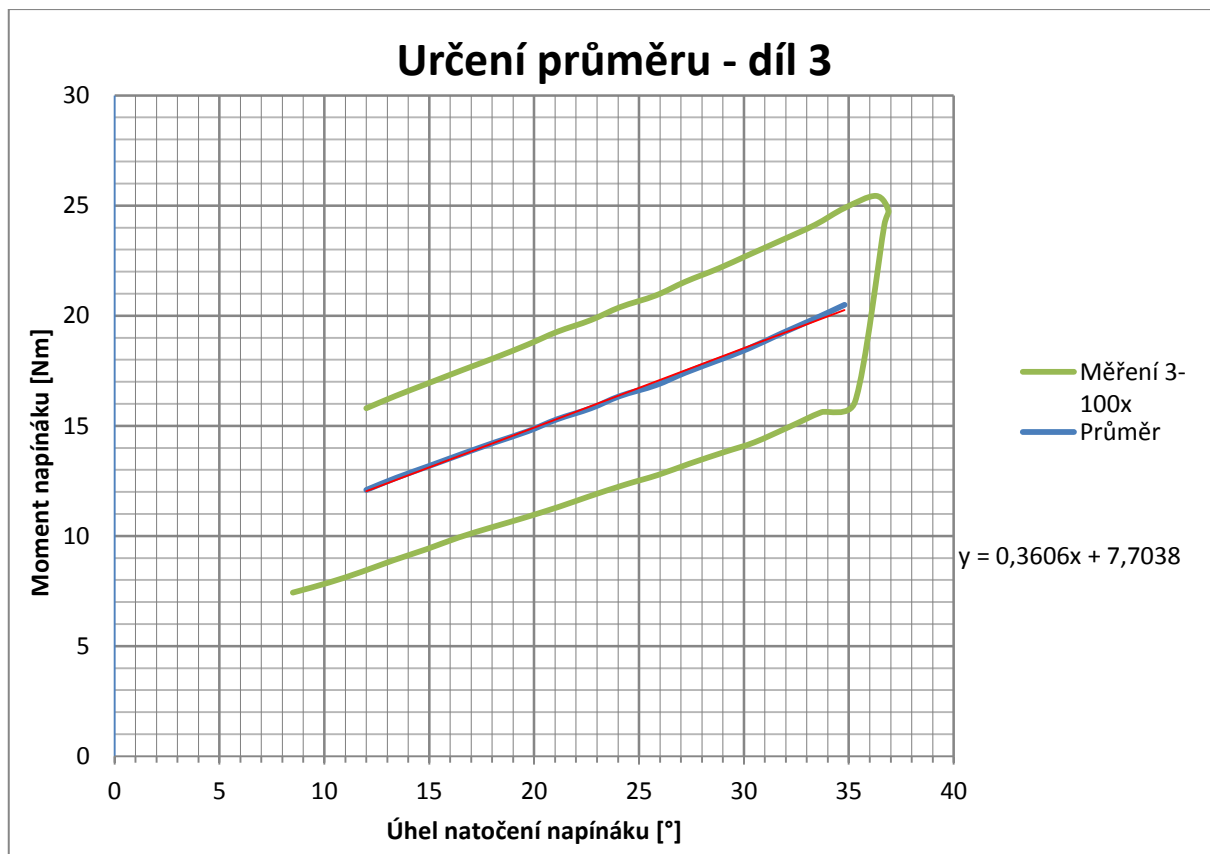
Graf 18 Závislost momentu na úhlu natočení třetího měřeného dílu



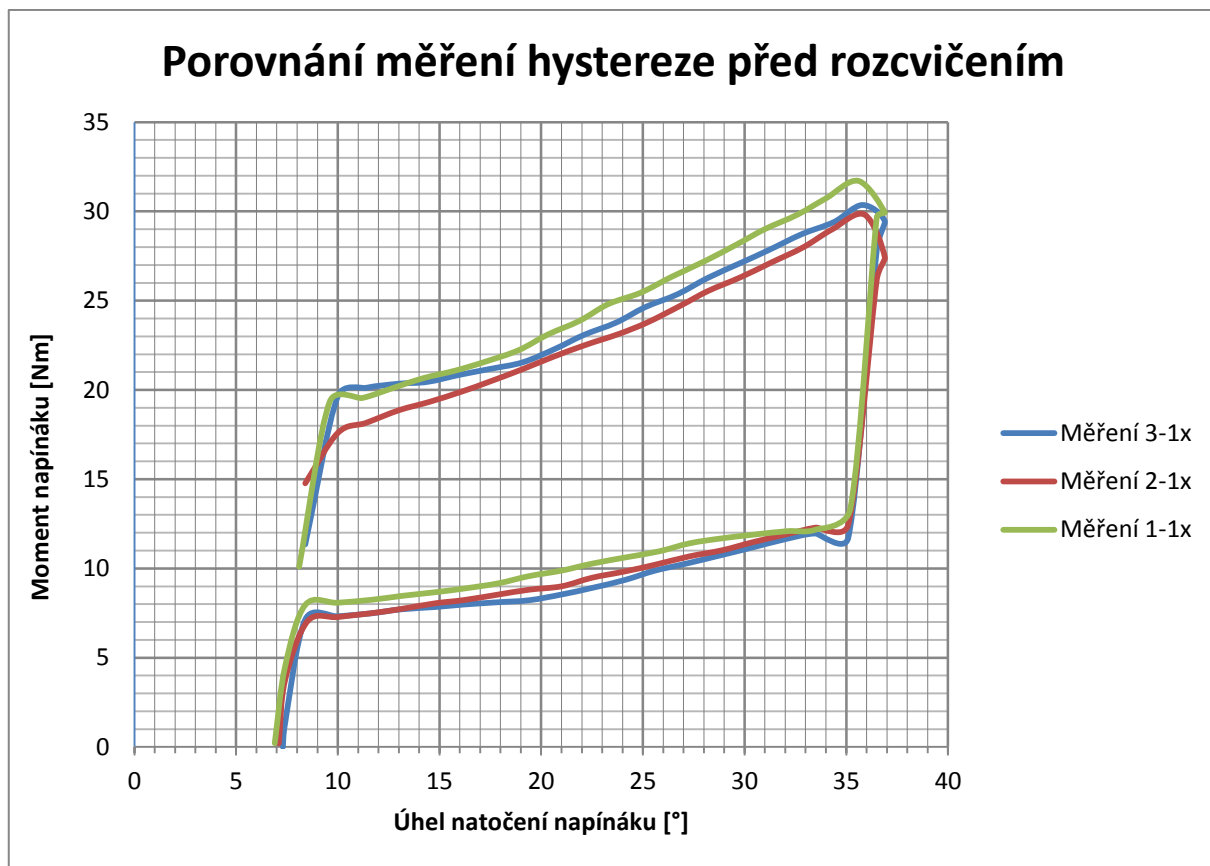
Graf 19 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky



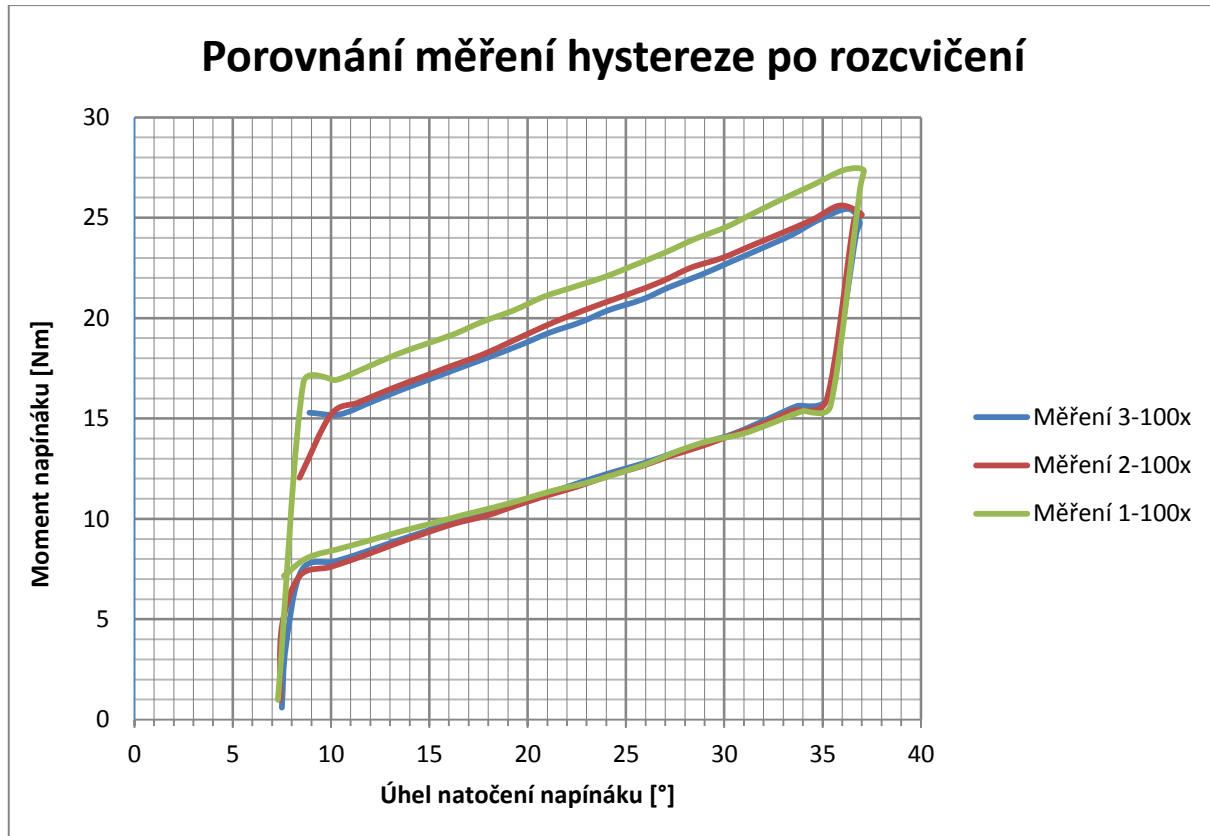
Graf 20 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky



Graf 21 Výpočet rovnice tuhosti napínáku z hysterezní charakteristiky



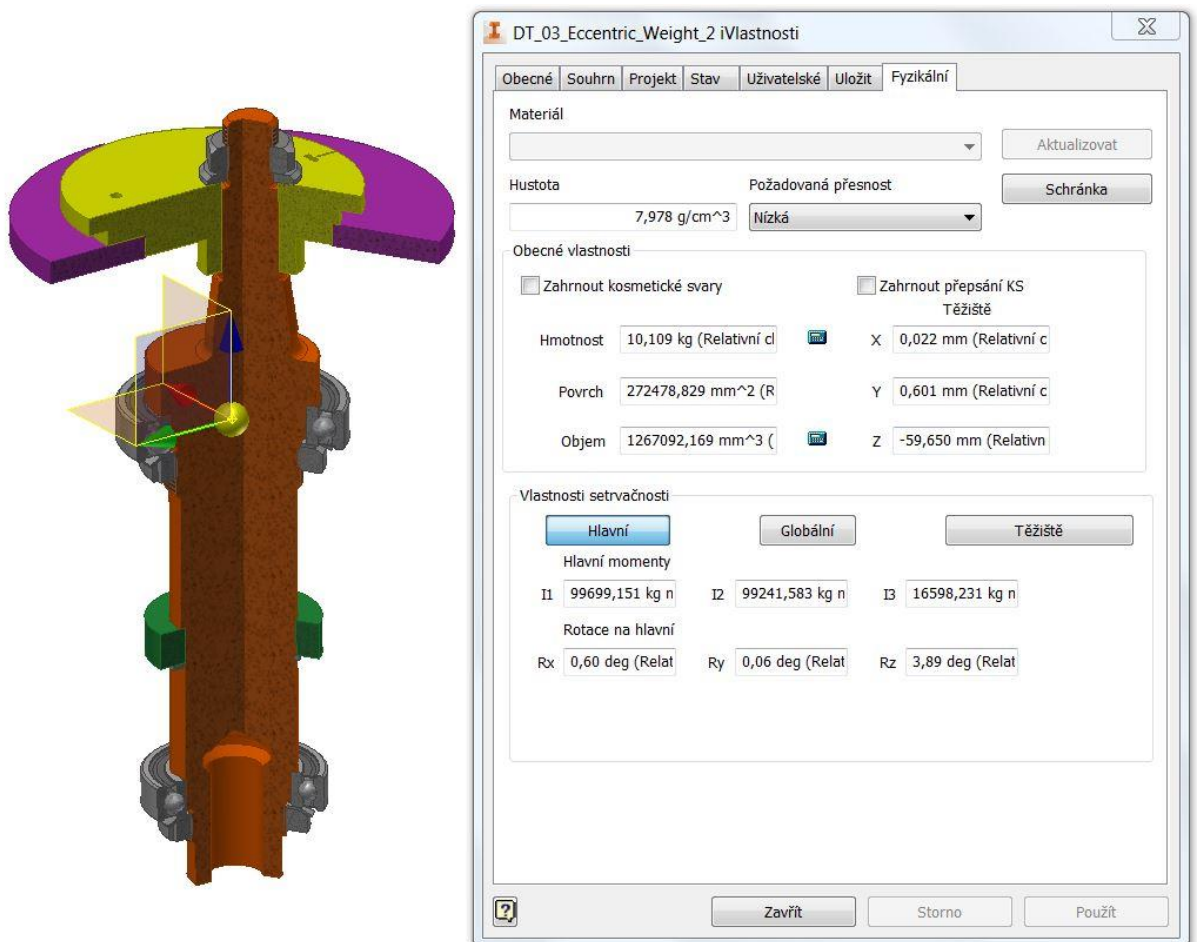
Graf 22 Porovnání měření hystereze před rozcvičením



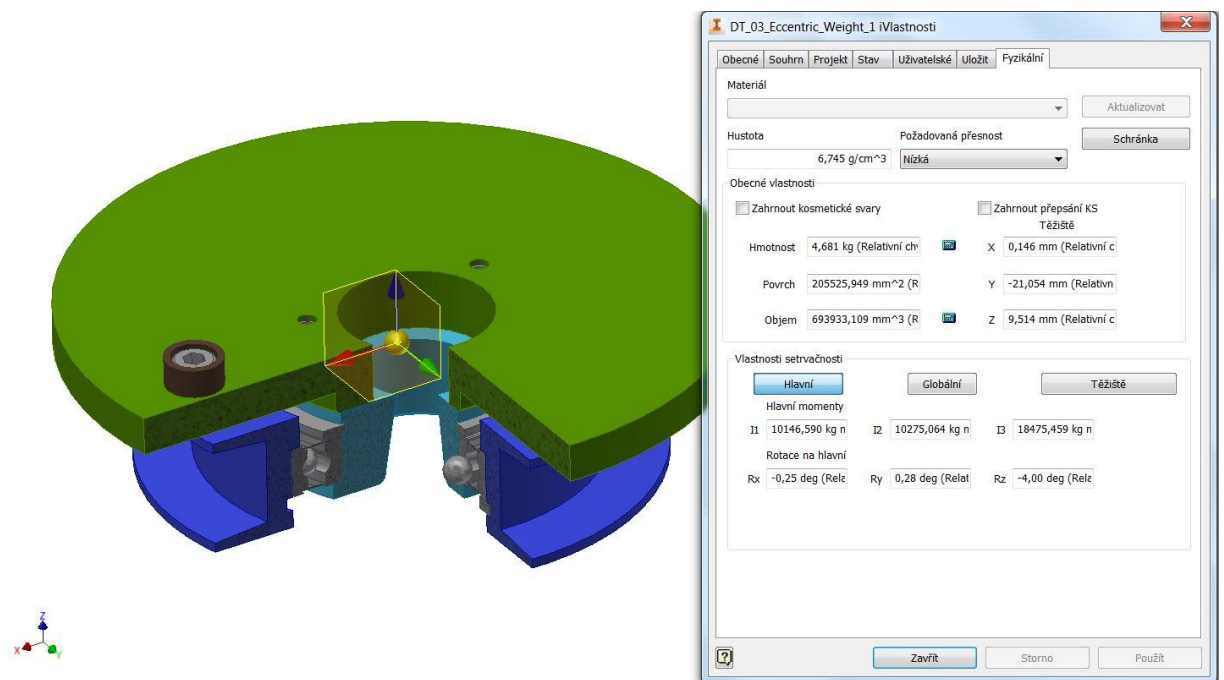
Graf 23 Porovnání měření hystereze po rozcvičení

15. Příloha č. 3

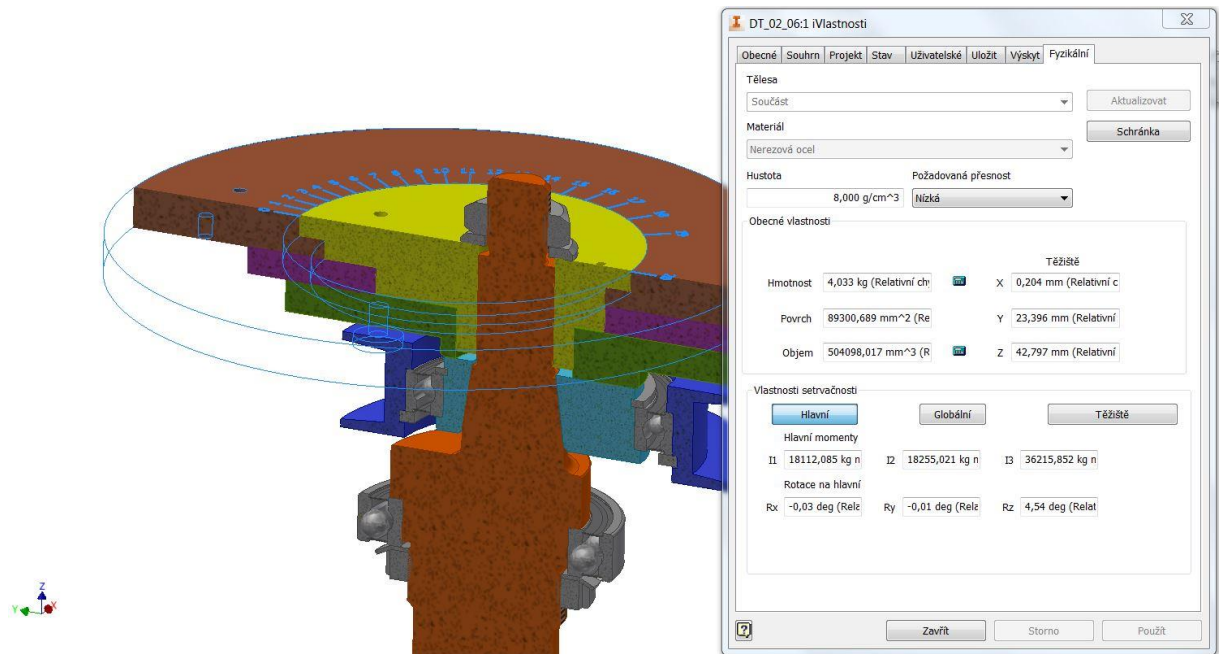
Zobrazení těžišť komponent a sestavy excentru



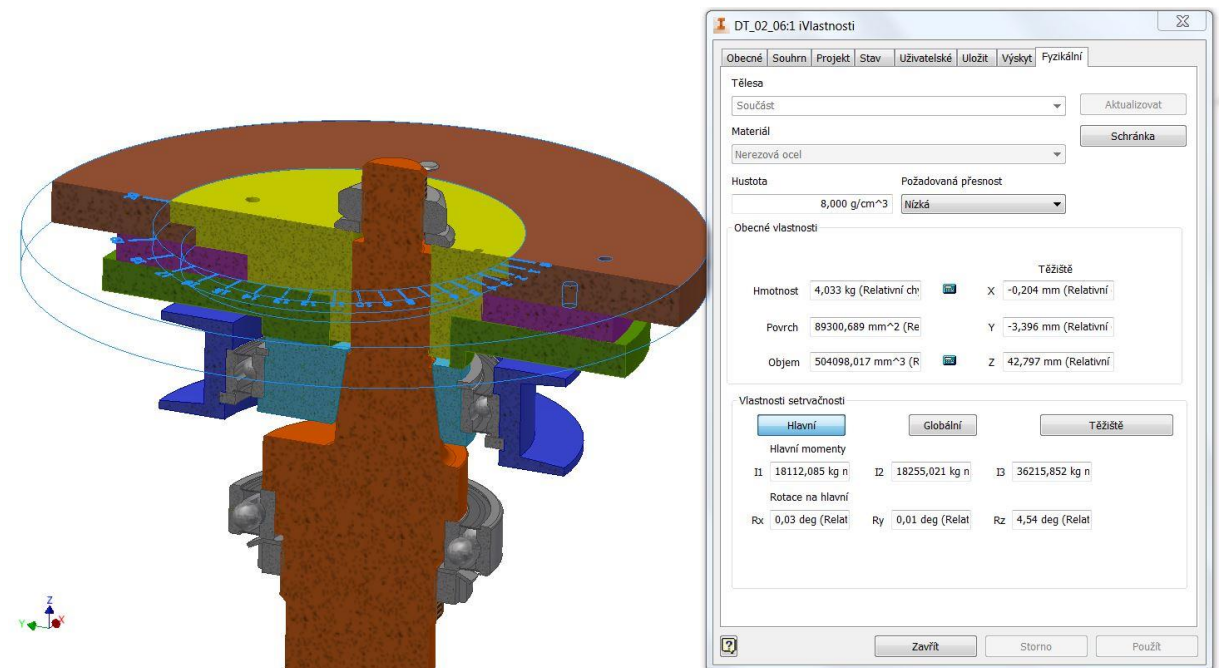
Obr. 68 Zobrazení těžiště prvního souhmotí



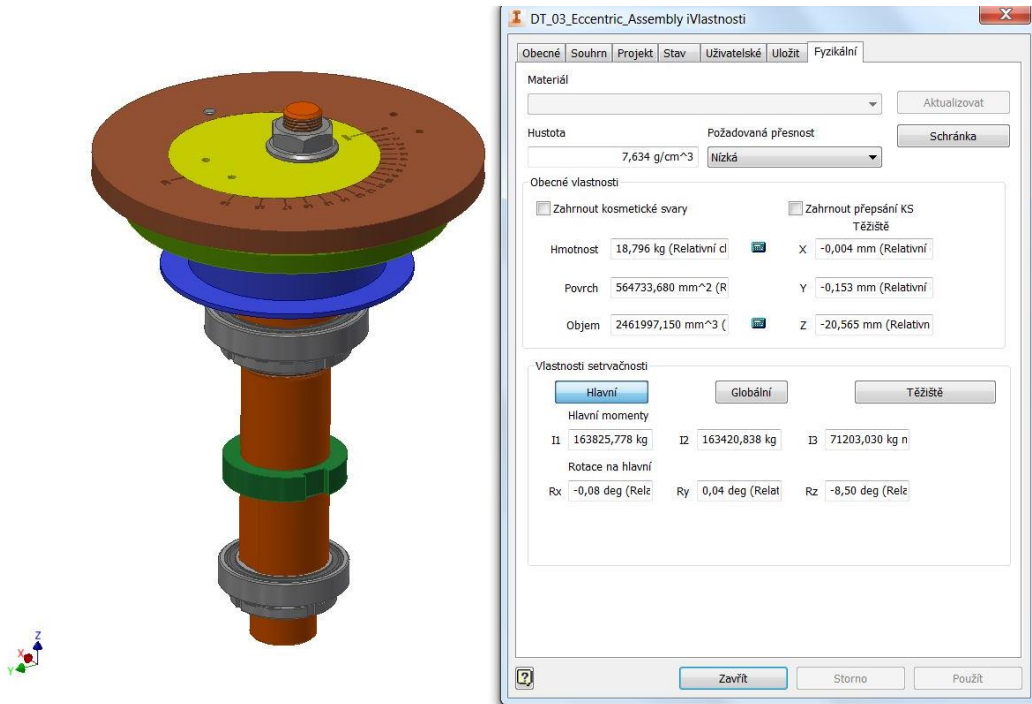
Obr. 69 Zobrazení těžiště druhého souhmotí



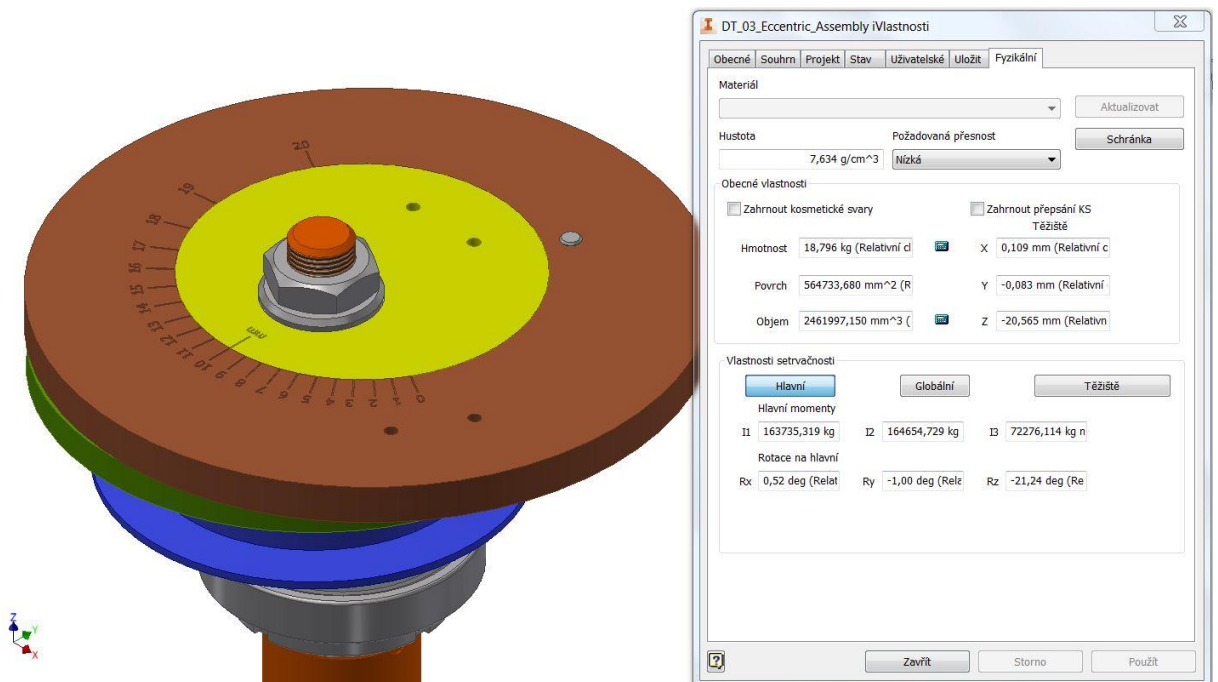
Obr. 70 Těžiště stavěcího kotouče při nejvyšší excentricitě (20 mm)



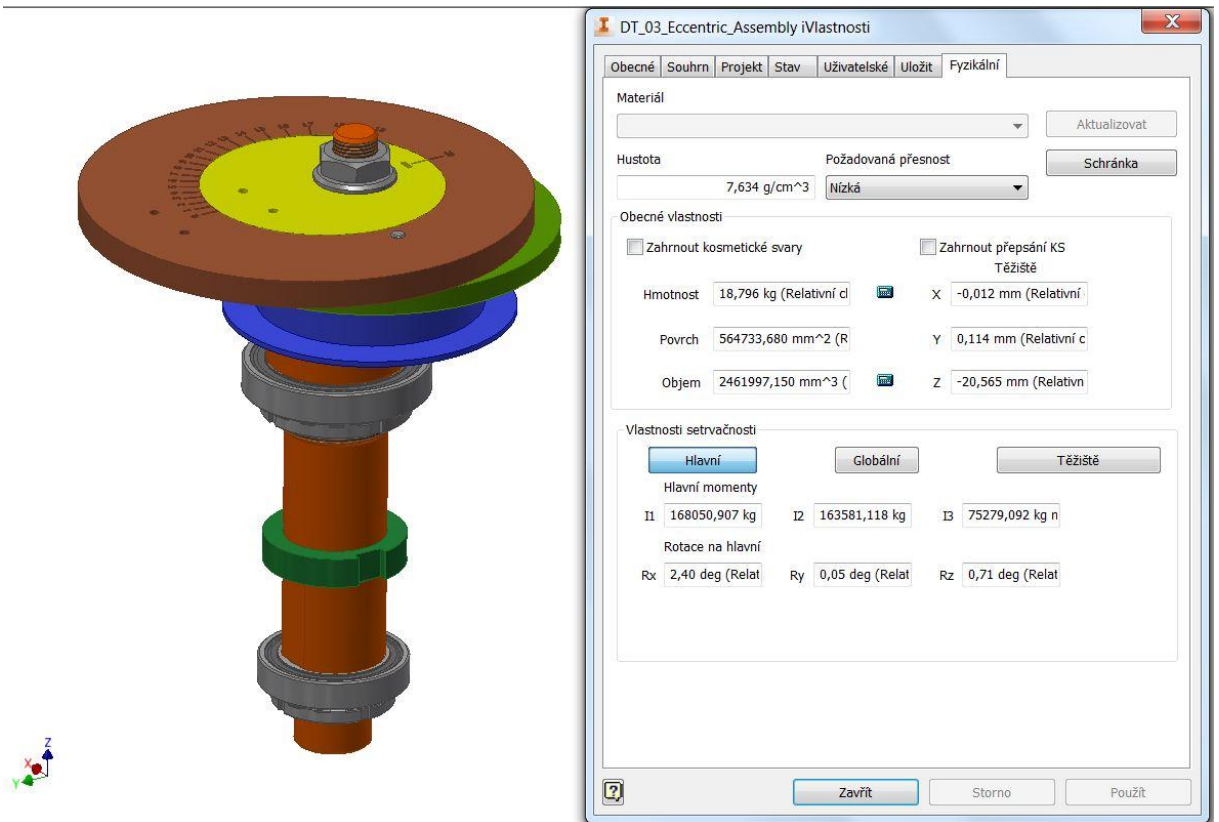
Obr. 71 Zobrazení těžiště stavěcího kotouče při nulové excentricitě.



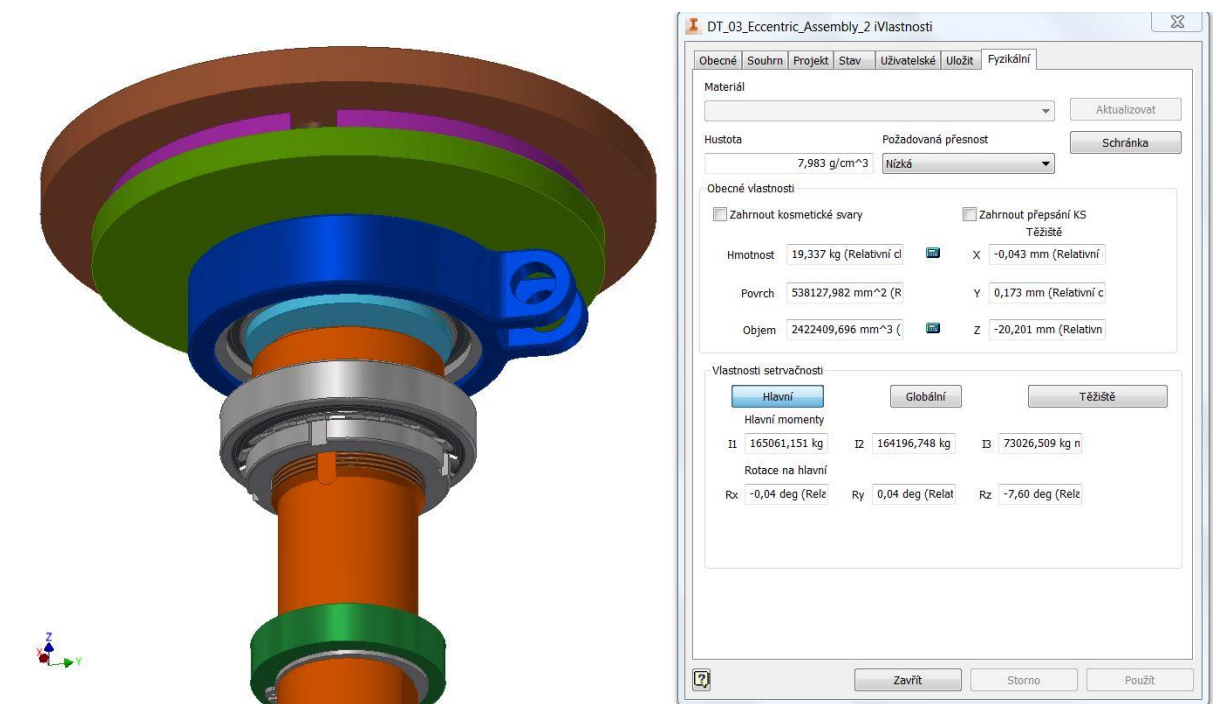
Obr. 72 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nulovou excentricitou a řemenovým kolem



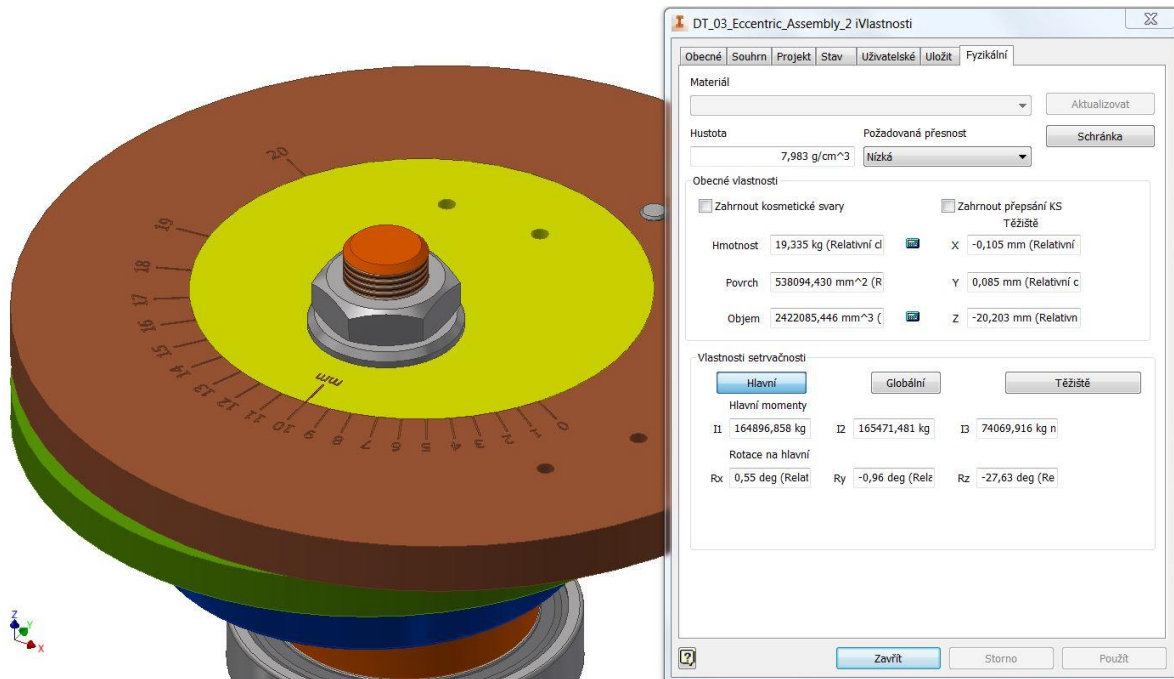
Obr. 73 Zobrazení těžiště sestavy excentru s excentricitou 10 mm a řemenovým kolem



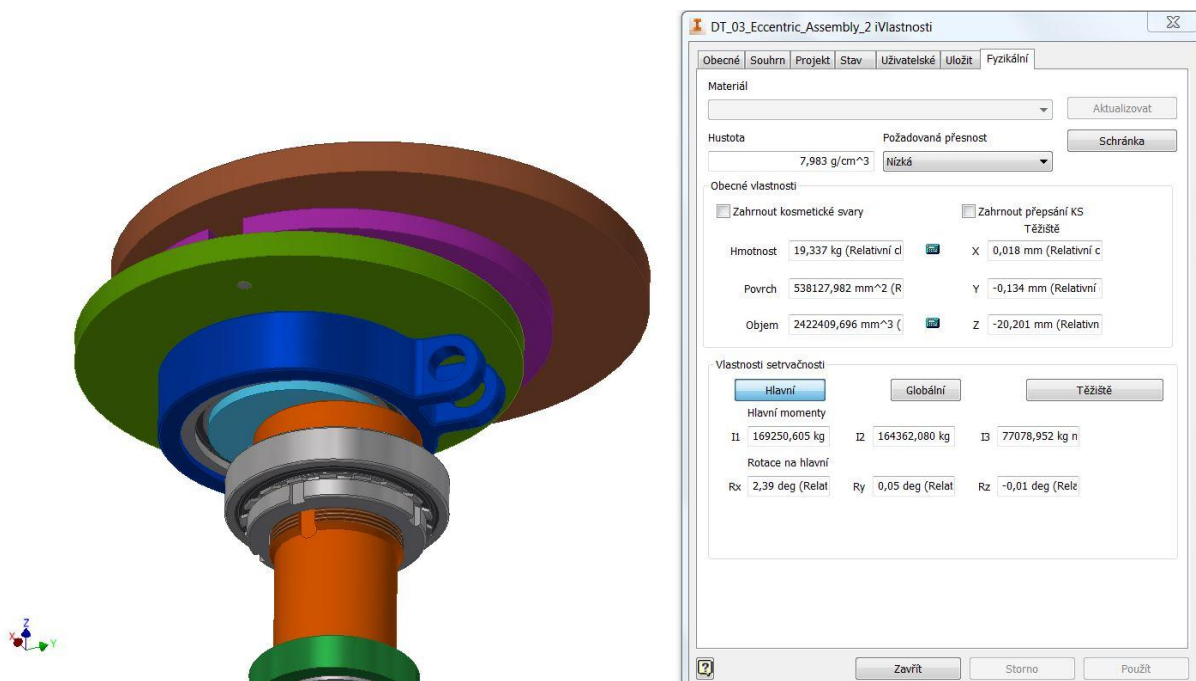
Obr. 74 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nejvyšší excentricitou a řemenovým kolem



Obr. 75 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nulovou excentricitou a uchycením pevného ramene



Obr. 76 Zobrazení těžiště sestavy excentru s excentricitou 10 mm a uchycením pevného ramene



Obr. 77 Zobrazení těžiště sestavy excentru s nejvyšší excentricitou a uchycením pevného ramene