

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA

Studijní program: B4131 – Zemědělství
Studijní obor: Zemědělská technika: obchod, servis a služby
Katedra: Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky
Vedoucí katedry: doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
Návrh simulátoru zátěže pro dlouhodobé zkoušky VTG aktuátoru

Vedoucí bakalářské práce: Mgr. Havelka Zbyněk
Autor bakalářské práce: Vaněk Daniel, DiS.

České Budějovice, 2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Daniel VANĚK, DiS.**
Osobní číslo: **Z17268**
Studijní program: **B4131 Zemědělství**
Studijní obor: **Zemědělská a dopravní technika: obchod, servis a služby**
Název tématu: **Návrh simulátoru zátěže pro dlouhodobé zkoušky VTG
aktuátoru**
Zadávací katedra: **Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky**

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

Cíl práce:

Student v bakalářské práci navrhne a zhodnotí praktické využití simulátoru zatížení pro dlouhodobé zkoušky VTG aktuátoru, používaného ve firmě Bosch. Práce navazuje na absolventskou práci studenta.

Struktura hlavní části práce může být následující:

1. Stručný úvod do problematiky
2. Turbodmychadla
3. Aktuátory - popis a zkoušení
4. Návrh simulátoru
5. Konstrukce simulátoru
6. Zkoušení simulátoru
7. Diskuse
8. Závěr

Součástí práce může být soubor fotografií či videodokumentace, který bude přiložen na datovém nosiči.


Bude-li to možné, pokusí se student výsledky simulace opublikovat.

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

1. **REMEK, Branko.** *Automobil a spalovací motor: Historický vývoj.* Praha: Grada, 2012. ISBN 9788024735382.
2. **VAN BASSHUYSEN, Richard.** *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktenblasung.* Čtvrté vydání. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-658-12214-0.
3. **JAN Zdeněk a ŽDÁNSKÝ Bronislav .** *AUTOMOBILY (3) - Motory.* Páté vydání. Brno: Avid, spol. s. r. o., Brno, 2008. ISBN 978-80-87143-06-3.
4. Další zdroje s využitím Web of Science
5. Interní zdroje
6. Internet

Vedoucí bakalářské práce: **Mgr. Zbyněk Havelka**
Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky

Datum zadání bakalářské práce: **18. ledna 2018**
Termín odevzdání bakalářské práce: **15. dubna 2019**


prof. Ing. Miloslav Šoch, CSc., dr. h. c.
děkan

JIHOČESKÁ UNIVERZITA 
V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA
studijní oddělení
Studentská 1968, 370 05 České Budějovice


doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.
vedoucí katedry

V Českých Budějovicích dne 6. března 2018

Prohlášení

Prohlašuji, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb. v platném znění souhlasím se zveřejněním své bakalářské práce, a to v nezkrácené podobě elektronickou cestou ve veřejně přístupné části databáze STAG provozované Jihočeskou univerzitou v Českých Budějovicích na jejích internetových stránkách, a to se zachováním mého autorského práva k odevzdanému textu této kvalifikační práce. Souhlasím dále s tím, aby toutéž elektronickou cestou byly v souladu s uvedeným ustanovením zákona č. 111/1998 Sb. zveřejněny posudky školitele a oponentů práce i záznam o průběhu a výsledku obhajoby kvalifikační práce. Rovněž souhlasím s porovnáním textu mé kvalifikační práce s databází kvalifikačních prací Theses.cz provozovanou Národním registrem vysokoškolských kvalifikačních prací a systémem na odhalování plagiátů.

.....
Datum

.....
Podpis

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na návrh simulátoru silového zatížení. Simulátor se používá pro dlouhodobé zkoušení aktuátorů ve firmě Robert Bosch České Budějovice. Nejdříve je uveden popis turbodmychadla, variabilní geometrie a GPA zařízení. Hlavní část práce se zabývá přípravkem s pružinami, který byl navržen podle požadavků od zákazníka. Požadované silové zatížení bylo měřeno a zjištěno při běžném používání automobilu.

Klíčová slova: aktuátor, GPA zařízení, přípravek s pružinami, turbodmychadlo, variabilní geometrie

Abstract

This bachelor thesis is focused on the design of simulator for power load. The simulator is used for long-term actuator testing at Robert Bosch Czech Budweis. At first is shown turbocharger, variable turbo geometry and GPA (general purpose actuator). The main part of this bachelor thesis deals with the preparation of the springs, which was designed according to the requirements of the customer. The required power load was measured and found during normal use of the car.

Keywords: actuator, GPA device, preparation with springs, turbocharger, variable geometry

Poděkování

Děkuji Mgr. Zbyňku Havelkovi za odborné vedení a poskytnutí rad, kterými přispěl k vypracování této bakalářské práce. Též děkuji Ing. Petru Jarošovi a Mgr. Zdeňku Holenkovi z firmy Robert Bosch České Budějovice za poskytnutí zdrojů, informací a ochotný přístup. Nakonec bych rád poděkoval své rodině za podporu při vypracování bakalářské práce a studiu na vysoké škole.

Obsah

Úvod.....	8
1 Literární část	9
1.1 Základní údaje o firmě BOSCH	9
1.2 Turbodmychadlo	10
1.3 Variabilní geometrie.....	12
1.3.1 Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek	13
1.3.2 Srovnání wastegate a VTG.....	14
1.4 Aktuátor GPA, hlavní prvky, funkce a jeho zkoušení.....	15
1.4.1 Hlavní prvky a funkce GPA.....	15
1.4.2 Zkoušení GPA.....	17
1.4.3 Příklad testovacího plánu	22
1.4.4 Dlouhodobý životnostní test	22
1.4.5 Měření síly spojovací tyče aktuátoru s turbodmychadlem.....	24
1.4.6 Stroj pro měření funkčních zkoušek GPA-S a jejich přípravků.....	25
2 Metodika a cíl práce.....	32
3 Návrh přípravku.....	33
3.1 Základní požadavky na simulátor ze strany firmy Bosch	33
3.2 Rozbor požadavků zadavatele	33
3.3 Varianta simulátoru první – elektromagnetická brzda	37
3.3.1 Popis elektromagnetické brzdy	37
3.3.2 Volba brzdy.....	38
3.3.3 Hodnocení varianty	38
3.4 Varianta simulátoru druhá – přípravek s pružinami	39
3.4.1 Princip	39
3.4.2 Výpočet pružiny	40
3.5 Konstrukce přípravku	46
3.5.1 Výpočet minimálního průměru hřídele	47
3.5.2 Výpočet hřídele na krut.....	48
3.6 Test přípravku.....	50
4 Diskuze	52
Závěr	53

Úvod

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout simulátor zátěže pro dlouhodobé zkoušky GPA aktuátoru. Pro splnění cíle bylo nutné definovat základní parametry zařízení, které bude simulovat známý průběh síly u turbodmyhadla. Následně vypracovat modely jednotlivých částí simulátoru. Úvodní část práce se věnuje představení technických principů turbodmyhadla, variabilní geometrie turbodmyhadla a aktuátoru GPA. Následně navazují metody testování aktuátoru GPA a návrh simulátoru elektromagnetické brzdy, který je běžně využíván ve firmě Robert Bosch České Budějovice, se svými výhodami a nevýhodami.

Praktická část je věnována návrhu vlastního přípravku s pružinami na testování aktuátorů. Přípravek byl navržen dle zadání zákazníka, který požadoval zadané silové zatížení. Hodnoty silového zatížení byly zjištěny měřením skutečných hodnot v provozu automobilu.

1 Literární část

1.1 Základní údaje o firmě BOSCH

Bakalářská práce je zpracována na základě absolvování půlroční praxe autora ve firmě Robert Bosch České Budějovice. Náplní autorova praktického vzdělání bylo zkoušení a následné vyhodnocení testů víceúčelového aktuátoru (GPA). Tato zkušenost autora obohatila a získal plno nových informací. Zjistil, že Robert Bosch České Budějovice produkuje své výrobky v nejvyšší kvalitě s vysokými výkony a životností. Firma vyvíjí nové technologie, které zohledňují přísné bezpečnostní podmínky, a dbá na životní prostředí.

Firma Robert Bosch GmbH je německá společnost, založená v roce 1886 Robertem Boschem. Se sídlem v německém městě Stuttgart zaměstnává po celém světě více než 374 000 lidí. Výrobu společnosti můžeme rozdělit do čtyřech sektorů:

- automobilový průmysl;
- průmyslové technologie;
- technologie pro život (energie a bydlení);
- spotřební zboží (domácí spotřebiče a elektrické nářadí).

V České republice má firma 4 výrobní závody (Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě, Robert Bosch s.r.o. v Českých Budějovicích, Bosch Rexroth s.r.o. v Brně a Bosch Termotechnika s.r.o. v Krnově/Albrechticích).

Robert Bosch České Budějovice (RBCB) je největším zaměstnavatelem v jižních Čechách. Společnost byla založena 1. května 1992 a nyní zde pracuje téměř 4 000 lidí. Rozloha výrobního závodu je 64 319 m². Firma v pobočce v Českých Budějovicích vyrábí především komponenty do automobilů, jako jsou nádržový čerpadlový modul (FPM), elektronický plynový pedál (APM), modul pro redukci Nox (DNOX), škrticí klapka (DV-E), zpětné vedení paliva (FRL) a víceúčelové aktuátory (GPA).

Na obrázku 1 je uveden snímek s leteckým pohledem na výrobní závod v Českých Budějovicích.



Obrázek 1 - Letecký pohled na RBCB (Introduction RB and RBCB, 2016)

Odběrateli jsou téměř všechny významné evropské, některé japonské, asijské a jihoamerické automobilky. Od roku 2005 se RBCB v soutěži Zaměstnavatel roku pravidelně umísťuje na čelních pozicích (Introduction RB and RBCB, 2016).

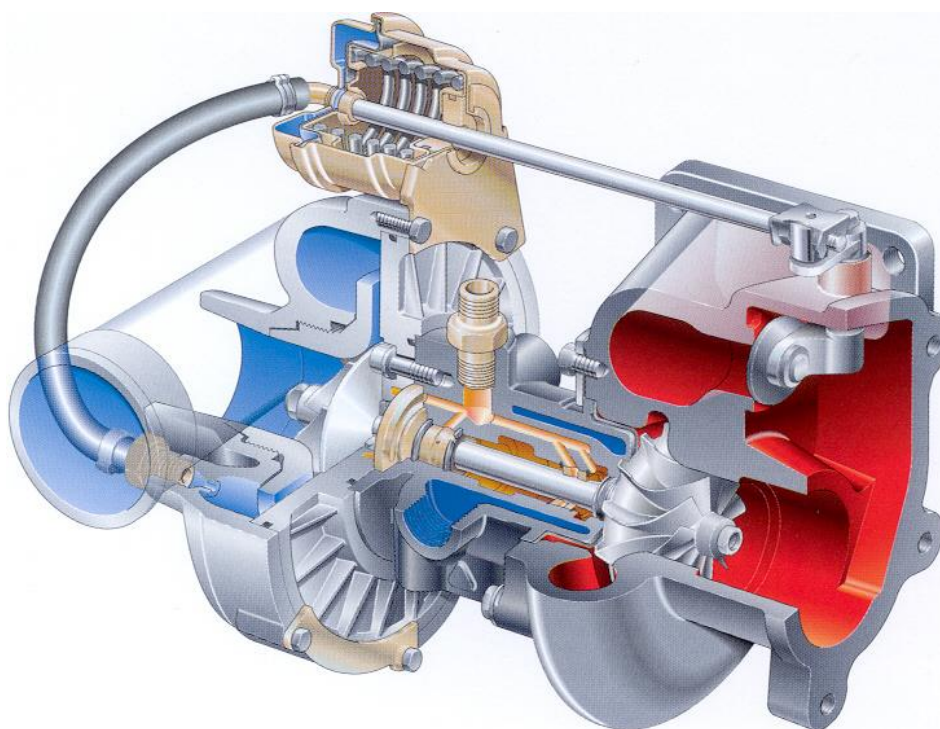
V bakalářské práci se autor zabývá testováním GPA aktuátoru. Toto zařízení reguluje parametry turbodmychadla pro různé režimy motoru v automobilech. Charakteristika, funkce a výhody GPA jsou uvedeny v kapitole 1.4 Aktuátor GPA, hlavní prvky, funkce a jeho zkoušení.

1.2 Turbodmychadlo

Turbodmychadlo je zvláštní typ čerpadla určeného k čerpání plynů, jehož pohonnou jednotku tvoří turbína. K velkému rozšíření zařízení došlo jeho použitím u spalovacích motorů pro zvýšení celkového výkonu motoru pomocí zvětšení množství vzduchu a tím i paliva vstupujícího do spalovacího prostoru. Hlavní výhodou turbodmychadel je významný nárůst výkonu motoru, spojený s pouze malým zvětšením hmotnosti motoru. Díky turbodmychadlu se totiž může využít energie výfukových plynů a tím se zvyšuje celková účinnost pohonné jednotky. Nevýhodou je u benzínových motorů nutnost použití nižšího kompresního poměru kvůli eliminaci samozážehu paliva. To nepříznivě ovlivňuje účinnost motoru

v nízkých otáčkách, kdy turbodmychadlo nedodává potřebné množství vzduchu. U dieselových motorů s turbodmychadlem se s tímto problémem nesetkáme – jsou principiálně založené na samovznícení paliva. Pro oba typy motorů ale turbodmychadlo představuje velkou výhodu ve větších nadmořských výškách, kde je nižší tlak vzduchu, což byl také hlavní důvod vývoje tohoto zařízení původně pro letecké motory (Jan a Ždánský, 2008).

Turbodmychadlo je dmychadlo poháněné výfukovými plyny. Skládá se ze dvou hlavních částí – turbínové a dmychadlové. Tyto části jsou vidět na obrázku 2. Dmychadlo stlačuje vzduch vstupující do motoru a výrazně tak zvyšuje objemovou účinnost motoru oproti klasickému nepřepřítňovanému motoru. Turbína pohánějící dmychadlo je roztáčena výfukovými plyny vystupujícími z motoru a je zpravidla umístěna na stejné hřídeli jako dmychadlo, které roztáčí až na 200 000 otáček za minutu (Kemka, 2006).



Obrázek 2 - Řez turbodmychadlem (Auto.cz, 2004)

Turbodmychadlo zvyšuje tlak vzduchu vstupujícího do válce a tím i jeho měrnou hmotnost. Je tedy možné do válce dávkovat při stejných otáčkách a objemu válce více paliva při zachování stejného poměru směsi. Při jednom cyklu tedy dojde k reakci většího molárního množství plynů. To je hlavní příčinou výrazného nárůstu

výkonu motoru při zachování zdvihového objemu a téměř i vnějších rozměrů, ovšem za cenu zvýšeného mechanického namáhání hlavních dílů.

Například při teoretické účinnosti 100 % by turbodmychadlo produkující nárůst tlaku 100 kPa (= 1 bar nebo 14,7 PSI) zdvojnásobilo výkon motoru. Turbína ve výfukovém systému zvyšuje odpor výfukových plynů, a kvůli vznikajícím zpětným tlakům tak turbodmychadla většinou dosahují účinnosti kolem 80 %. Ani turbína nemá stoprocentní účinnost jak z principu, tak kvůli menšímu tlakovému spádu na turbíně způsobeném dalšími díly výfukového potrubí jak před (katalyzátor), tak i za turbínou.

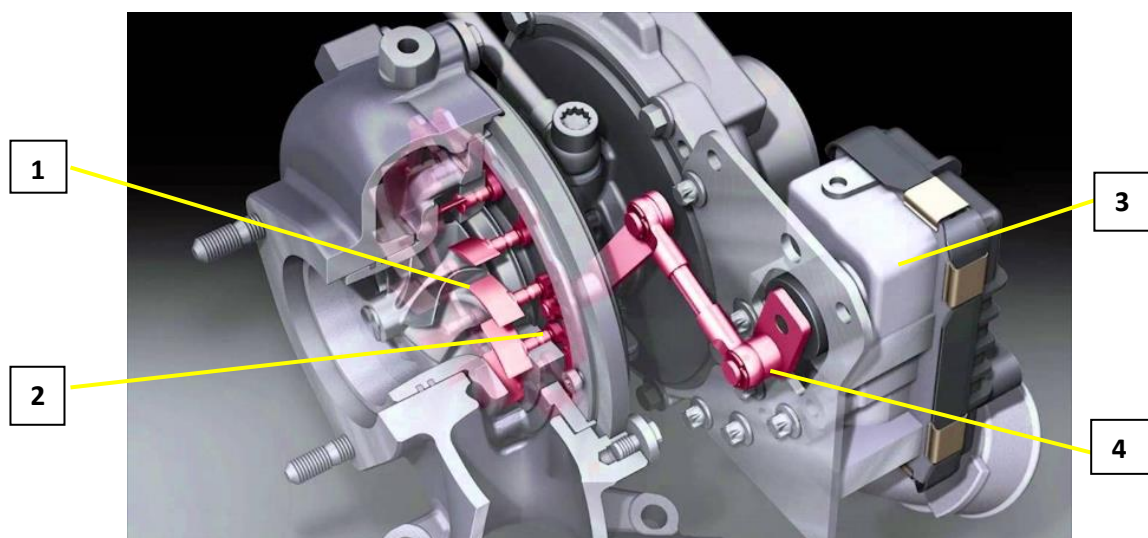
Pokud jsou navrhovány parametry turbodmychadla na maximální množství výfukových plynů, bude dávat nízký tlak v nízkých otáčkách; pokud chceme zvýšit moment motoru v nízkých otáčkách, vyjde nám vysoký tlak za dmychadlem v otáčkách vyšších – řešením je navržení pro nízké otáčky a později snížení tlaku doplněním turbíny o obtokový ventil turbínové komory (wastegate), ideálně s plynulou regulací, nebo ještě lépe, ale komplikovaněji aplikací variabilní geometrie lopatek turbíny (VG) (Kemka, 2006).

1.3 Variabilní geometrie

Variabilní geometrie turbíny (variable turbo geometry, VTG) je takové uspořádání turbodmychadla, u kterého je možné měnit polohu lopatek statoru turbíny podle zatížení motoru. Důvodem je optimální poměr stran lopatek při nízkých otáčkách, který je velmi odlišný od toho ve vysokých otáčkách. Je-li poměr stran příliš velký, bude turbodmychadlo vytvářet tlak při nízkých rychlostech, pokud je poměr stran příliš malý, turbodmychadlo vytváří tlak pro motor při vyšších rychlostech, což vede k vyšším tlakům ve výfukovém potrubí a vysokým čerpacím ztrátám, které nakonec snižují výkon motoru. Změnou geometrie lopatek turbodmychadla motor zachovává optimální poměr stran lopatek a tím i tlak plnění s ohledem na provozní podmínky. VTG nevyžaduje wastegate, proto bývá mnohem častější u vznětových motorů, protože jsou zde nižší teploty výfukových plynů, to znamená, že jsou méně náchylné k poruchám (Hromádko, 2011).

1.3.1 Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek

Typ turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek má ve statoru turbíny umístěné lopatky rozvaděče, které je možno natáčet. Natáčením lopatek se mění průtokový otvor vstupního kanálu, čímž spaliny vstupují do oběžného kola turbíny pod jiným úhlem (změna rychlosti vstupujících spalin). Rychlost proudění spalin ovlivňuje otáčky turbíny a dmychadla, které následně ovlivňují velikost plnicího tlaku vzduchu vstupujícího do válce. Zmíněným postupem lze turbodmychadlo ovládat a přizpůsobovat jeho chod aktuálním požadavkům spalovacího motoru. Turbodmychadlo s aktuátorem je zobrazeno na obrázku 3 (Hromádko, 2011).



Obrázek 3 - Turbodmychadlo s aktuátorem (Autoforum.cz, 2016)

Legenda:
Pozice 1 – Lopatka statoru
Pozice 2 – Prstenec
Pozice 3 – Aktuátor
Pozice 4 – Páčka aktuátoru

Natáčení lopatek je řešeno za pomoci prstence, který spojuje lopatky rozvaděče. Prstenec je ovládán tak, aby se všechny lopatky natáčeli synchronizovaně o stejný úhel.

Při malých otáčkách a nízkém zatížení motoru, když je průtok výfukových plynů nedostatečný, se lopatky natočí směrem k tangenciální poloze. Jak je vidět na obrázku 4. V tangenciální poloze je průtokový průřez malý a tím se zvýší rychlost výfukových plynů vstupujících do kola turbíny. Následně vzrostou otáčky turbíny i dmychadla a zvýší se plnicí tlak dodávaný dmychadlem.



Obrázek 4 - Pohled na lopatky v turbíně (uzavřená poloha)

Naopak při vysokých otáčkách chodu motoru, kdy by byl plnicí tlak příliš vysoký, se lopatky natočí směrem k radiální poloze, jak je vidět na obrázku 5. Tímto krokem se zvětší průtokový průřez, klesne rychlost výfukových plynů, klesnou otáčky turbíny, dmychadla a klesne i plnicí tlak.



Obrázek 5 - Pohled na lopatky v turbíně (otevřená poloha)

Tento způsob regulace má jednu nevýhodu. Při pevné geometrii lopatek turbíny je jen jedna poloha natočení rozváděcích lopatek vzhledem k úhlu vstupu výfukových plynů do turbíny turbodmychadla optimální. Regulací se dosahují různé jiné polohy natočení, což snižuje účinnost turbíny. Vzhledem k výhodám tohoto ovládání, které převyšují nad výše zmíněnou nevýhodou, se toto ovládání běžně využívá (Jan a Ždánský, 2008).

1.3.2 Srovnání wastegate a VTG

Wastegate je obtokový ventil, který se instaluje vedle turbodmychadla u spalovacího motoru. Odklání výfukové plyny od turbíny. Má dva pohyby. Pohyb ze zavřené polohy a postupně s rostoucími otáčkami se otevírá. Výhodou tohoto řešení je velmi rychlá odezva na sešlápnutí pedálu akcelérátoru. Nevýhodou je větší protitlak ve výfukovém potrubí, protože roztočená turbína vlastně brání

vyprazdňování válce motoru, tedy větší mechanické ztráty a větší spotřeba. Druhý pohyb je opačný. Nejdříve je ventil plně otevřený a následně se uzavírá. Turbodmychadlo se sice otáčí, ale jen relativně nízkými otáčkami (bez výrazného nárůstu plnicího tlaku) a teprve po sešlápnutí pedálu akcelérátoru se turbodmychadlo začíná urychlovat a dodávat požadovaný plnicí tlak. Výhodou tohoto řešení je nižší protitlak ve výfukovém potrubí, nižší mechanické ztráty, nižší spotřeba. Nevýhodou pak delší čas potřebný pro roztočení turbodmychadla, tedy známý turbo-efekt.

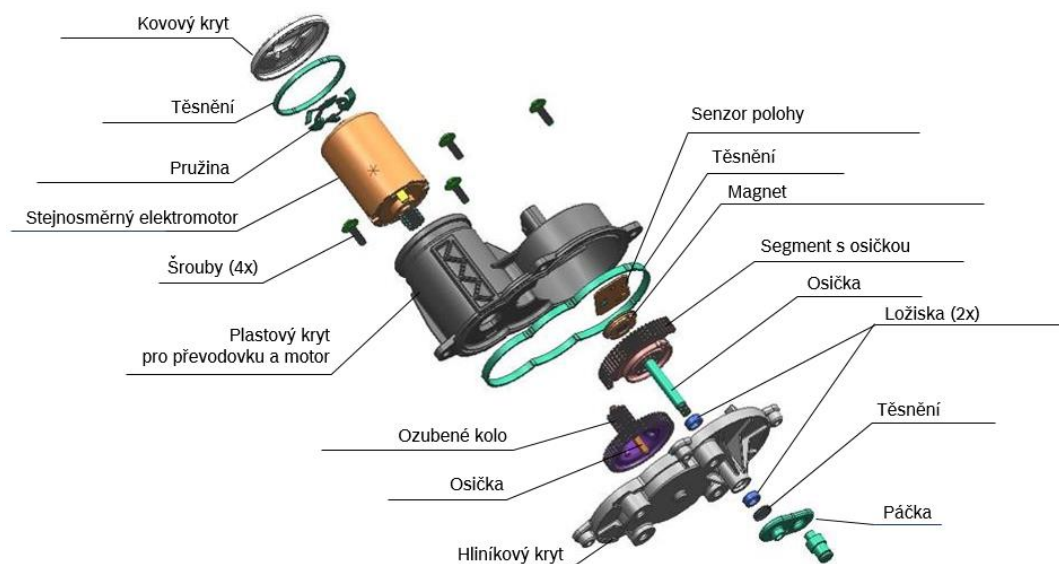
VTG zařízení slouží k omezování plnicího tlaku v sání motoru. Řešení je zatím využíváno pouze pro vznětové motory, protože výfukové plyny zážehových motorů mají příliš vysoké teploty. Turbodmychadla (s variabilní geometrií lopatek) využívají zákona kontinuity toku tekutin, který říká, že konstantní objem plynu proudí potrubím tím rychleji, čím menší má potrubí průřez. Tedy ve srovnání s regulací plnicího tlaku, u dmychadla VTG prochází turbínou stále celý objem výfukových plynů (Autoforum.cz, 2016).

1.4 Aktuátor GPA, hlavní prvky, funkce a jeho zkoušení

1.4.1 Hlavní prvky a funkce GPA

K ovládání VTG se v praxi používají pneumatické prvky nebo elektrické lineární nebo rotační aktuátory. Bosch vyvíjí a nabízí na trhu výhradně elektrické aktuátory s rotačním pohybem výstupní páčky. Tyto aktuátory jsou navrženy jako modulární řada v závislosti na charakteristikách ovládaného prvku, tedy především momentu nutného k ovládání VTG. Aktuátor se označuje zkratkou GPA (General Purpose Actuator), který naznačuje, že aktuátor lze použít i k ovládání jiných systémů.

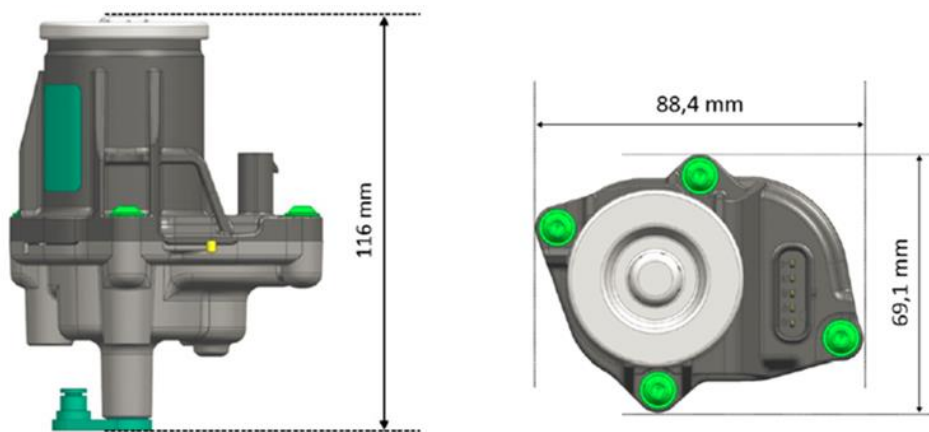
Současná řada aktuátorů určená primárně k ovládání VTG mechanismů nese vnitřní označení GPA 3.1. Hlavními prvky aktuátoru jsou stejnosměrný elektromotor, převodovka a senzor polohy. Tyto prvky jsou umístěny v plastovém tělese aktuátoru tvořící celek s hliníkovým nebo plastovým krytem. Všechny komponenty GPA 3.1 jsou zobrazeny na schématu, obrázek 6.



Obrázek 6 - Schéma GPA dílu (GPA Presentation general, 2012)

Převodovka je zpravidla dvoustupňová a je tvořena koly s přímým čelním ozubením. Kompletní převodový poměr je 20,8:1. Převodovka převádí rotační pohyb motoru na rotační pohyb výstupní hřídele, na které je upevněná páčka specifická podle provedené ovládaného mechanismu turbodmychadla. Pracovní úhel výstupní páčky je přibližně 130 °.

Senzor na principu Hallovy sondy poskytuje řízení motoru zpětnou informaci o poloze aktuátoru a slouží i k jeho diagnostice. Senzor je připevněný na destičce plošných spojů umístěné v tělese. Signál ze senzoru je vyveden do konektoru na vnější straně tělesa aktuátoru. Do tohoto konektoru je také sdruženo napájení motoru a senzoru. Vnější tvar a rozměry GPA 3.1 můžeme vidět na obrázku 7 (GPA Presentation general, 2012).



Obrázek 7 - Model aktuátoru (TKU BWTS K9K V0 5, 2016)

1.4.2 Zkoušení GPA

Vývojové zkoušky se provádějí za účelem ověření činnosti nebo ověření produktu. Bez ohledu na účel je lze rozdělit na statické testy (odolnost vůči teplotě, vlhkosti, klimatickým vlivům, chemikáliím, těsnost apod.) a dynamické testy, při kterých je simulován provoz v automobilu (dlouhodobý životnostní test, vibrační testy apod.) (GPA Presentation general, 2012).

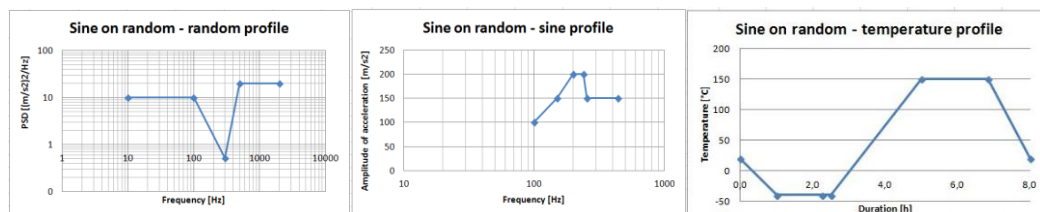
Dynamické testy

Vibrační test

Cílem vibračního testu je zjistit, zda otestované díly jsou po rozebrání bez viditelného mechanického poškození. Sledujeme průběžný signál testovaných vzorků. Test je prováděn při teplotách 80 až 100 °C a trvá 650 hodin (přibližně 28 dnů).

Vibrační test se sinusovým průběhem

Cíl testu je stejný jako u testu vibračního. Provádí se ve třech intervalech po 35 hodinách. Níže byl uveden vibrační a teplotní profil (dle ISO 16750-3).



Obrázek 8 - Vibrační a teplotní profily (GPA– S Produkthandbuch, 2012)

Rezonanční analýza

Test se používá k určení kmitočtů rezonance. Probíhá ve třech teplotách (pokojové teplotě 23 °C, -40 °C a 100 °C). Analýza se provádí ve všech osách testovacích vzorků. Po analýze nastává rozebrání a vizuální kontrola.

Mechanické rázy

Při tomto testu jsou testované díly zatíženy mechanickými šoky (rázy, které mohou nastat při přepravě nebo montáži). Test je velice krátký, jelikož se testuje 10 šoků, kdy jeden šok trvá pouze 6 milisekund. Testuje se ve všech směrech (osy X, Y, Z).

Test „Free fall“

Během testu jsou testované díly shozeny volným pádem z jednoho metru na pevnou podložku. Toť může nastat při montáži, kdy díl dělníkovi upadne na zem. Test se poté vyhodnocuje pozitivně v případě, že díl je viditelně poškozený (dělník jej vyhodnotí jako vadný a nenamontuje), nebo jestliže díl není viditelně poškozený, pak musí dále fungovat. Testuje se při teplotě RT (23 °C). Každý díl je testován na 2 pády, které se simulují tak, aby byly otestovány obě strany dílu.

Test „Stone chip“

Zkouška se provádí před zkouškou solného postřiku. Kamenné štěpky způsobují poškození povrchu, což vede ke zvýšené korozi. Všechny možné směry montáže musí být testovány. Tento test používá litinové pelety (500 gramů a velikost zrna 4 až 5 milimetrů) podle DIN EN ISO 11124-2.

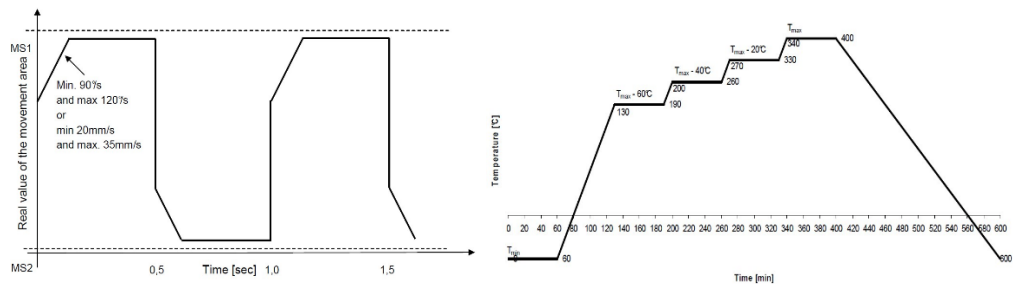
Statické testy

Odolnost vůči teplotě

Principem tohoto testu je testování dílů v teplotní komoře. Při teplotě -40 °C a poté při teplotě +140 °C; v obou případech po dobu 12 hodin. Teplota narůstá po každé minutě o určitý stupeň. Na konci testu měříme tření při napětí 13,5 V.

Test „Hard stop“ s omezenou rychlostí

Test je nastaven podle definovaného teplotního a pohybového profilu, které jsem uvedl níže (obrázek 9). Cílem testu je ověření funkce při provozu, kdy se do mechanických dorazů najíždí na turbodmychadlu (například při čištění pracovní dráhy turbodmychadla s regulací VTG).



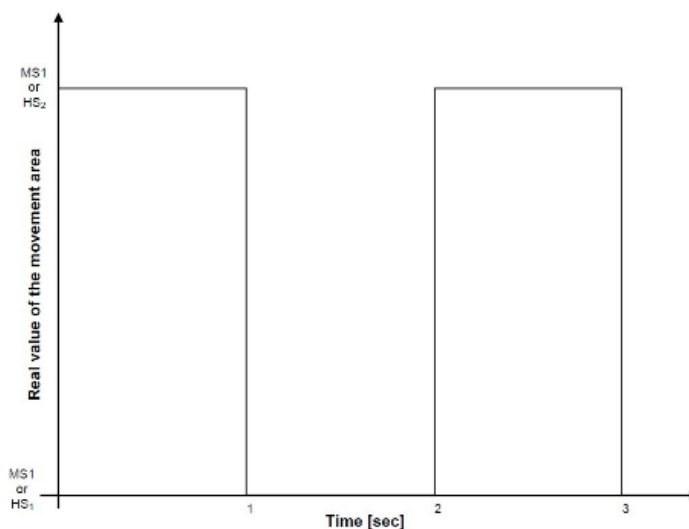
Obrázek 9 - Pohybový a teplotní (vpravo) profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)



Obrázek 10 - Příklad namontovaného vzorku s externím dorazem (GPA– S Produkthandbuch, 2012)

Doba testování je 14 dnů, počet cyklů je 500 000, rychlost 110 ° až 120 ° za sekundu při teplotě od -40 °C do 160 °C. „Hard stop“ je simulován externě, tedy pomocí přípravku, jak je vidět na obrázku 10. Po dosažení počtu cyklů test může pokračovat až do rozbití („End of life“).

Test „Hard stop“ bez omezení rychlosti



Obrázek 11 - Pohybový profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)

Doba testování jsou 3 dny, počet cyklů je 50, teplota v komoře je nastavena na 23 °C a „Hard stop“ je simulován jak externě, tak i interně. Po 50 cyklech se buď vzorky rozeberou a zkontroluje se, zda nedošlo k poškození, nebo je možné pokračovat až do rozbití a tím zjistit, jaká je životnost. Cílem testu je nasimulovat podmínky (například v garáži), kdy mechanik vyndá aktuátor a připojením napájecího napětí na motor se zkusí, jestli se GPA hýbe. A jelikož je to napřímo, bez řídicí jednotky, tak dojde k nárazu plnou rychlostí. Toto není povolené ve specifikaci jako normální provoz, ale musí se zajistit, aby to GPA vydrželo.

Klimatické testy

Teplotní testy

Cílem tohoto testu je ověřit, zda zvolené plastové materiály vydrží teplotní zatížení během provozu automobilu. Pro příklad test s názvem „High temperature storage“. Testované vzorky se nechají v teplotní komoře (při teplotě 160 °C). Test trvá 2 000 hodin a provádí se průběžná měření a to po 500, 1 000, a 1 500 hodinách.

Solný test

V tomto testu (norma DIN EN 60068-2-11) jsou testované vzorky vystaveny působení solné mlhy. Každý cyklus se skládá ze dvou částí. Nejdříve se provádí sprejování dílů. Tato fáze trvá 8 hodin. Teplota je nastavena na 35 °C. Testované vzorky se po dobu testu hýbou. Další fází je takzvaný odpočinek, trvá 4 hodiny a vlhkost v testovací komoře je 95 %, čímž simuluje stání

automobilu v garáži přes noc. Poté následuje další cyklus. Cílem testu je otestovat funkčnost dílů v těchto solných podmínkách.

Vlhkostní testy

Cílem vlhkostních testů je zjistit, zda testované díly jsou schopny spolehlivě fungovat za těchto podmínek. Například test (dle normy DIN EN 60068-2-78) trvá 21 dnů. Testuje se při teplotě 40 °C a relativní vlhkost je 93 %. Každých 7 dnů musí být provedeno měření funkčních parametrů testovaných vzorků.

Prachový test

Odolnost vůči prachu se testuje podle normy ISO 20653. Při tomto testu se provede 20 cyklů, kdy každý z nich trvá 20 minut. Cílem testu je ověření těsnosti dílů proti vniknutí prachu. Prach se dovnitř dílů nesmí dostat.

Test těsnosti

Ponořené vzorky musí být minimálně 3 centimetry pod hladinou kapaliny. Tímto testem se zkouší odolnost vzorků při ponoření do kapaliny. Toto může nastat například při brodění nebo projetí hlubokou kaluží. Provádí se 20 cyklů a každý trvá 5 minut. Po testu se zkoumá případné proniknutí kapaliny skrz těsnění a plynulý signál vzorků.

Ostatní testy

Funkční měření vzorků

Toto měření se provádí při pokojové teplotě (23 °C), bez zatížení a napájecím napětí řídicí jednotky je nastaveno na 13,5 V. Měřené parametry jsou: rychlost otevření nebo zavření, průběh signálu z interního senzoru pozice a jeho linearita, výstupní krouticí moment a tření. Tímto se kontroluje nebo ověřuje kondice testovaných vzorků před a po jednotlivých testech.

Rozšířené měření parametrů

Měření se provádí ve třech teplotách (-40 °C, 23 °C a 150 °C), při napájecím napětí (9,5 V, 13,5 V a 16 V) a bez dalšího zatížení testovaných vzorků. Stejně jako u funkčního měření, tak i u tohoto testu sledujeme a vyhodnocujeme rychlost ovládání (reakce páčky), průběh signálu z interního senzoru pozice a jeho linearita, výstupní krouticí moment a tření.

Odolnost vůči napětí

Testuje se při střídavém napětí 500 V, frekvencí 50 Hz, po dobu jedné minuty, při teplotě 35 °C a vlhkosti 50 %. Kritériem hodnocení je odhalit případný dielektrický rozklad nebo přeskok (Norma ISO 16750-2).

Měření hlučnosti

Maximální povolená hlučnost vzorků je 65 dB. Měří se v pokojové teplotě, po dobu jedné minuty a ze vzdálenosti jednoho metru v akustické komoře (GPA– S Produkthandbuch, 2012).

1.4.3 Příklad testovacího plánu

V tabulce 1 (GPA–S Produkthandbuch, 2012) je uveden příklad testovacího plánu. Tabulka ukazuje, jak jdou jednotlivé testy za sebou, dále minimální počet vzorků k testování a nakonec start/konec testu. Konkrétní datum zahájení a ukončení měření uvede zkušební laboratoř.

Tabulka 1 - Příklad testovacího plánu

Název testu	Funkční měření	Teplotní test	Funkční měření	Vibrační test	Funkční měření	Analýza
Počet vzorků	6	6	6	6	6	6
Start testu	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.
Konec testu	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.	dd.mm.r.

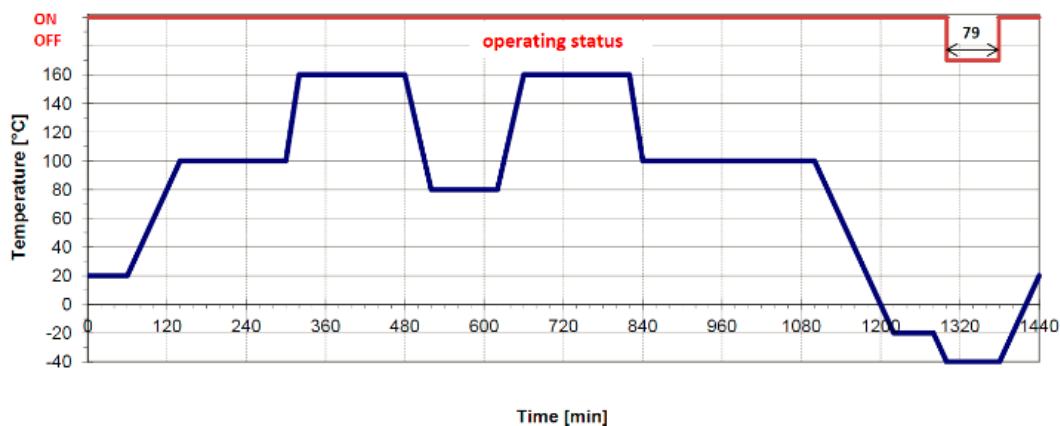
1.4.4 Dlouhodobý životnostní test

Cílem dlouhodobého testu životnosti je ověřit funkci GPA ve vozidle po celou dobu životnosti. Ta je stanovena na 240 000 km nebo 15 let. Aby takový test byl prakticky realizovatelný, je prováděn jako akcelerovaný test, který trvá zhruba 75 hodin. Algoritmy a postupy návrhu testu a jeho akcelerace jsou předmětem ochrany know-how firmy Robert Bosch České Budějovice.

Při dlouhodobé testu životnosti se simulují podmínky ve vozidle tak, jak během provozu nastávají. Jedná se zejména o teplotu, pohyb a zátěž.

Teplota

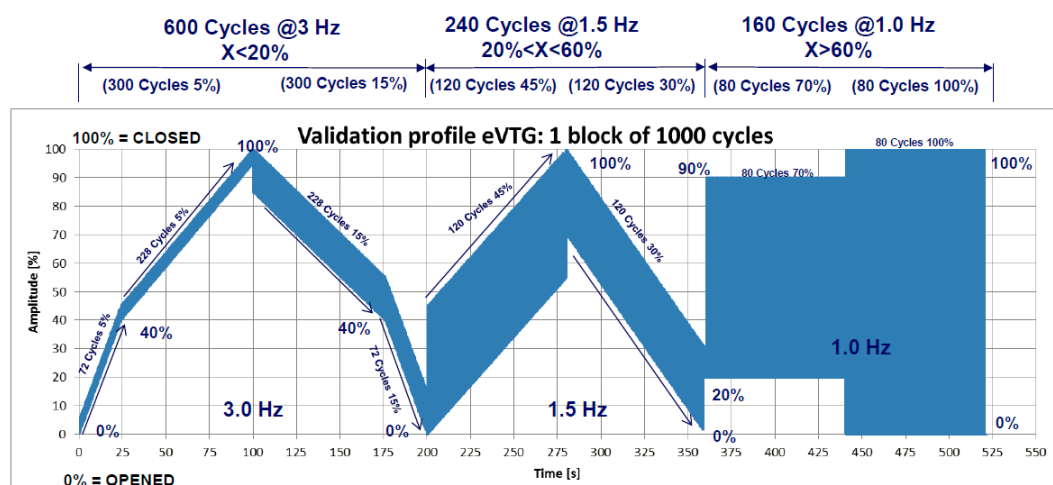
V testu je simulována teplota v okolí turbodmychadla. Používá se k tomu teplotní komora, ve které je teplota vzduchu řízená elektronicky v závislosti na čase. Testované vzorky GPA jsou umístěny v určené poloze v této komoře. Teplota během testu se pohybuje od -40 °C do +160 °C podle předem nastaveného teplotního profilu. Teplotní profil je uveden na obrázku 12.



Obrázek 12 - Teplotní profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)

Pohyb

GPA je během testu ovládán tak, aby se výstupní páčka pohybovala podle definovaného pohybového profilu (obrázek 13). Ten byl zjištěn měřením ovládací páčky GPA přímo na různých vozidlech v různých provozních podmínkách. Pohyb výstupní páčky je ovládán řídicí jednotkou motoru, jejíž software byl k tomu patřičně upraven. Tato řídicí jednotka je umístěna vně teplotní komory.



Obrázek 13 - Pohybový profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)

Zátěž

Aby test odpovídal provozním podmínkám, je dále potřeba aktuátor zatížit stejným způsobem, jako jej zatěžuje mechanismus lopatek turbodmychadla. Protože aktuátor používá k ovládní turbodmychadla rotační pohyb, lze tuto zátěž simulovat momentem síly v Nm, působící skrze výstupní páčku na výstupní hřídel GPA.

V praxi je zdrojem této zátěže jednak tření v mechanismu VTG, tak síla způsobená výfukovými plyny, které obtékají lopatky statoru VTG. Zatímco síla způsobená třením je mezi počátečním a koncovým bodem dráhy konstantní, síla způsobená prouděním média přibližně lineárně roste.

Vzhledem k opakovatelnosti podmínek testu a náročnosti realizace není proveditelné použít k testům přímo skutečné turbodmychadlo. Proto je třeba mít vhodný simulátor zátěže, který pomocí mechanických nebo elektrických prvků napodobuje silové podmínky zjištěné ve vozidle během jízdy. Simulátor zátěže je umístěn zvenku komory, aby nebyl vystaven a ovlivňován změnami teploty. K napojení simulátoru na GPA je proveden převod skrz stěnu komory (TKU BWTS K9K V0 5, 2016).

1.4.5 Měření síly spojovací tyče aktuátoru s turbodmychadlem

Účelem zkoušky (měření) je zjistit síly v ovládací tyči během několika provozních podmínek motoru. Měření síly tyče se provádí s motorem M254 QAa s turbodmychadlem M254 230kW QAa. Turbodmychadlo je vybaveno aktuátorem Bosch GPA 3.1 DC. Pro měření síly spojovací tyče je mezi aktuátorem a pákou turbodmychadla namontován snímač zatížení.

Pro hodnocení jsou prováděny různé testy:

- **charakteristika Wastegate** – Nárůst zatížení motoru od stavu bez zatížení do plného zatížení (v 90-ti sekundách) a při konstantní rychlosti motoru;
- **uzavírací síla při nízkých otáčkách motoru** – Motor v podmínkách plného zatížení při nízkých otáčkách motoru. Otevřít Wastegate a určit potřebnou sílu k uzavření Wastegate;
- **zkouška dynamického zatížení (zrychlení vozidla)** – Skok z otáček motoru 1. rychlostního stupně (nízké zatížení) na otáčky motoru 2. rychlostního stupně (plný plyn) ve stanoveném čase.

Charakteristika Wastegate

Při nízkých otáčkách motoru, přibližně 1 750 otáček za minutu (zavřený ventil), byla naměřena síla na tyči 378 N. Při vysokých otáčkách motoru, přibližně 6 000 otáček za minutu, byla změřena síla 231 N.

Uzavírací síla při nízkých otáčkách motoru

Naměřené hodnoty byly zjištěny při 1 000, 1 250, 1 500 a 1 750 otáček motoru za minutu. Maximální sledovaná hodnota spojovací tyče byla síla 307 N při 1 750 otáčkách motoru za minutu a se zavřeným Wastegate.

Zkouška dynamického zatížení (zrychlení vozidla)

Změřené hodnoty byly uvedeny v tabulce 2 (Daimler M254 2.0L 230kW Waste gate force measurement turbocharger QAa, 2017).

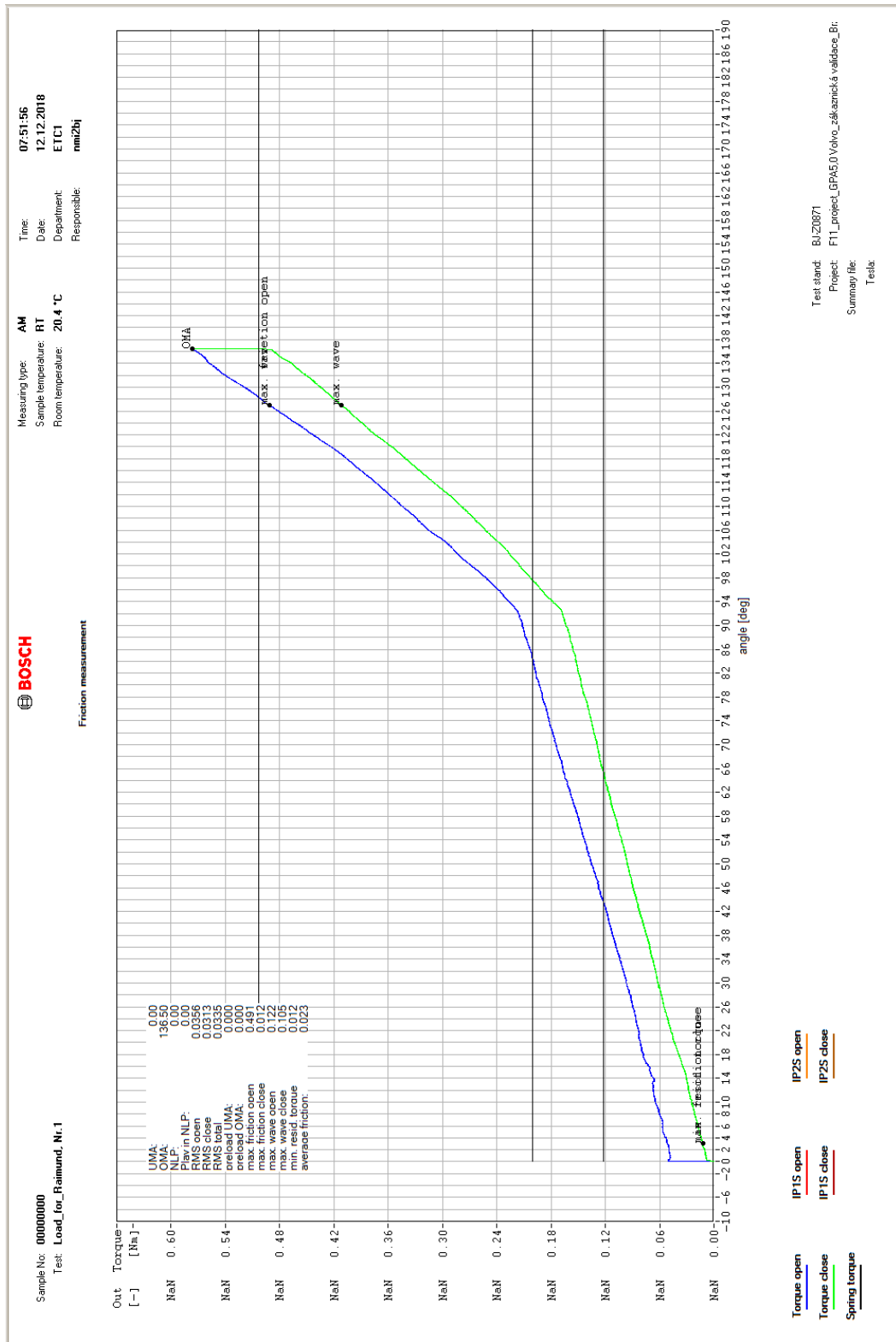
Tabulka 2 – Hodnoty síly v závislosti na otáčkách motoru

Otáčky motoru (fáze zatížení)	Maximální celková síla (N)	Maximální statická síla (N)
1 500 => 3 000 (5 s)	317	291
1 500 => 3 000 (2.5 s)	327	300
1 250 => 3 000 (3.5 s)	295	230
2 000 => 4 000 (3 s)	341	308

Maximální změřená hodnota síly spojovací tyče při tomto testu byla 341 N a dále maximální statická síla zjištěna 308 N. Nejvyšší síla na spojovací tyči byla změřena ihned po otevření plynového ventilu. To je způsobeno zasažením ventilu o dosedací plochu (Daimler M254 2.0L 230kW Waste gate force measurement turbocharger QAa, 2017).

1.4.6 Stroj pro měření funkčních zkoušek GPA-S a jejich přípravků

S tímto strojem má autor této práce vlastní zkušenost díky absolvování měsíční praxe na zkušebně v Dubičném (pobočka Robert Bosch České Budějovice). Náplní praktické výuky bylo funkční měření vzorků s označením GPA 3 1. Autor měřil testované díly, které byly nejdříve ochlazeny, respektive zahřáty v teplotní komoře (-40 °C až +150 °C). Na obrázku 14 je uveden příklad výsledku funkčního měření dlouhodobé zkoušky GPA 3.1. Na grafu můžeme vidět nárůst točivého momentu v závislosti na úhlu páčky aktuátoru.



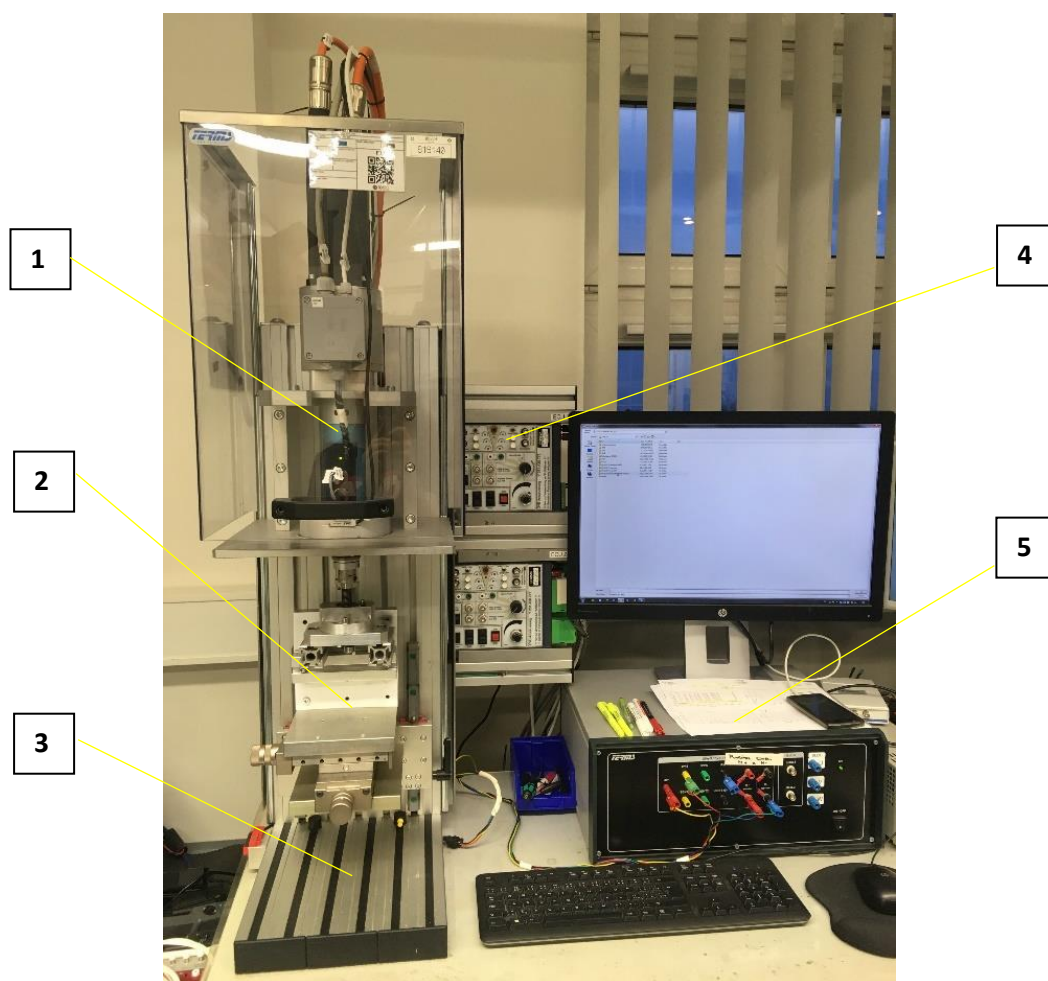
Obrázek 14 - Výsledný graf po funkčním měření

Technický popis

Zkušební zařízení se skládá z rozvaděče se servoměničem a elektrickou výstrojí, měřicího modulu, osobního počítače s měřicí kartou, proudového zdroje, napěťového zdroje, externí digitální řídicí jednotky a měřicího stojanu, do kterého je možno uchytit měřící hřídel.

Sestava měřicího pracoviště

Měřicí pracoviště pro měření funkčních zkoušek GPA-S je soubor měřících, vyhodnocovacích a ovládacích přístrojů propojených vzájemnými vazbami.



Obrázek 15 - Měřicí pracoviště

Legenda:

Pozice 1 – Měřicí hřídel

Pozice 2 – Měřicí stojan

Pozice 3 – Stůl přístroje

Pozice 4 – Řídicí jednotka

Pozice 5 – Měřicí modul a počítačová sestava

Skládá se z těchto prvků:

Stůl

Stůl tvoří nosnou konstrukci pro všechny ostatní komponenty měřicího pracoviště a propojovací kabeláž.

Rozvaděč

Skříň rozvaděče obsahuje spínací a jistící prvky pro napájení všech součástí měřicího systému a frekvenční měnič s převodníkem pro přesné polohování a napájení pohonu.

Měřicí hřídel

Jedná se o sestavu pohonu tvořenou servomotorem, elektromagnetickou brzdou, snímačem momentu, snímačem polohy a vlnovcovou spojkou.



Obrázek 16 - Model měřící hřídele (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013)

Měřicí stojan

Hlavním prvkem stojanu je tuhý profilový rám, v horní části je konzola na uchycení měřící hřídele. V dolní části je konzola pro upínání měřených vzorků s křížovým stolem. Upínací konzola je na dvou paralelních lineárních vedeních, které umožňují vertikální pohyb konzoly. Zajištění polohy je pomocí mechanické brzdy. Změna hmotnosti měřených vzorků je regulována závažími, ty jsou umístěny pod zadním plechovým krytem. Součástí stojanu je také bezpečnostní polykarbonátový kryt s bezpečnostním snímačem.



*Obrázek 17 - Měřicí stojan s upevněným vzorkem (přípravek s pružinami)
(Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013)*

Měřicí modul

Do tohoto přístroje jsou svedeny všechny měřené veličiny, které jsou dále čteny měřicí kartou počítače a také ovládací signály.



*Obrázek 18 - Měřicí modul (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek
GPA-S, 2013)*

Napájecí zdroje

Zdroje slouží k napájení řídicí jednotky a měřeného vzorku GPA-S. Napětí zdroje je nastavováno automaticky pomocí měřicí karty. Ovládací knoflíky na čelním panelu napájecích zdrojů jsou trvale odpojeny.



Obrázek 19 - Napájecí zdroje proudu (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013)

Počítačová sestava

Je tvořena skříní počítače, monitorem, klávesnicí a myší. Ve skříní počítače je osazena měřicí karta a je nainstalován měřicí program, který umožňuje ovládání měřícího pracoviště, sběr dat ze snímačů, následné vyhodnocení a archivaci výsledků měření.



Obrázek 20 - Řídící počítač a řídicí jednotka MED17 (vpravo) (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013)

Popis měřícího programu

Měřicí program je kompaktním nástrojem k ovládání měřícího pracoviště pro provádění funkčních zkoušek GPA-S. V jediném programu jsou obsaženy všechny zkoušky, které je třeba na vzorcích provádět.

Ovládací panel

Tento panel obsahuje prvky k ručnímu ovládání měřícího pracoviště. Na ovládacím panelu je blokové schéma měřícího modulu, kde jsou vyznačeny všechny měřené

a ovládané hodnoty. Kontakty přepínačů je možno ovládat jednoduchým kliknutím myši a je zabezpečeno, aby nemohlo dojít ke zkratu nevhodným zapojením obvodu. Pomocí tohoto panelu lze provádět jednoduchá měření. V ovládacím panelu je též možno spustit záznam analogových signálů do souboru (textový soubor) s volitelnou vzorkovací frekvencí (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA–S, 2013).

2 Metodika a cíl práce

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout simulátor zátěže dle zadaných podmínek od zákazníka. Nejdříve se autor musel seznámit s turbodmychadlem a s problematikou variabilní geometrie, která umožňuje natáčet lopatky turbodmychadla. Vytvořit si ucelené poznámky o GPA aktuátoru a jeho testování. Blíže se zaměřit na funkční test životnosti a brát zřetel na konkrétní požadavky zákazníka. Na základě požadavků od zákazníka vybere vhodnou variantu simulátoru zatížení, který by splňoval všechny parametry a byl funkční po celou dobu dlouhodobého testu. Dále vypracuje modely jednotlivých částí simulátoru. Nakonec přípravek s pružinami otestovat dle norem firmy Robert Bosch České Budějovice.

Aby autor bakalářské práce dosáhl požadovaného cíle, řídil se podle následujícího postupu:

1. Seznámit se s turbodmychadlem a s variabilní geometrií
2. Zjistit parametry a vlastnosti GPA aktuátoru
3. Zabývat se testováním aktuátoru GPA 3.1
4. Vybrat vhodnou variantu simulátoru zatížení
5. Vypočítat a vybrat vhodné pružiny pro simulátor
6. Zkontrolovat a otestovat jednotlivé části simulátoru
7. Vypracovat modely jednotlivých částí simulátoru

Pro simulátor zatížení autor mohl použít jen ty součásti, které jsou ve firmě Robert Bosch České Budějovice dostupné.

3 Návrh přípravku

Pro splnění cíle práce bylo nutné udělat rozbor požadavků a na základě cíle a rozboru jsem navrhl přípravek s dvěma pružinami. V následujících kapitolách autor popsal všechny tyto požadavky a také možné varianty simulátoru. Jednou z variant byla elektromagnetická brzda, která se ve firmě Robert Bosch České Budějovice používá pro jednotlivá testování. Další varianta byla simulace zatížení pomocí přípravku s pružinami.

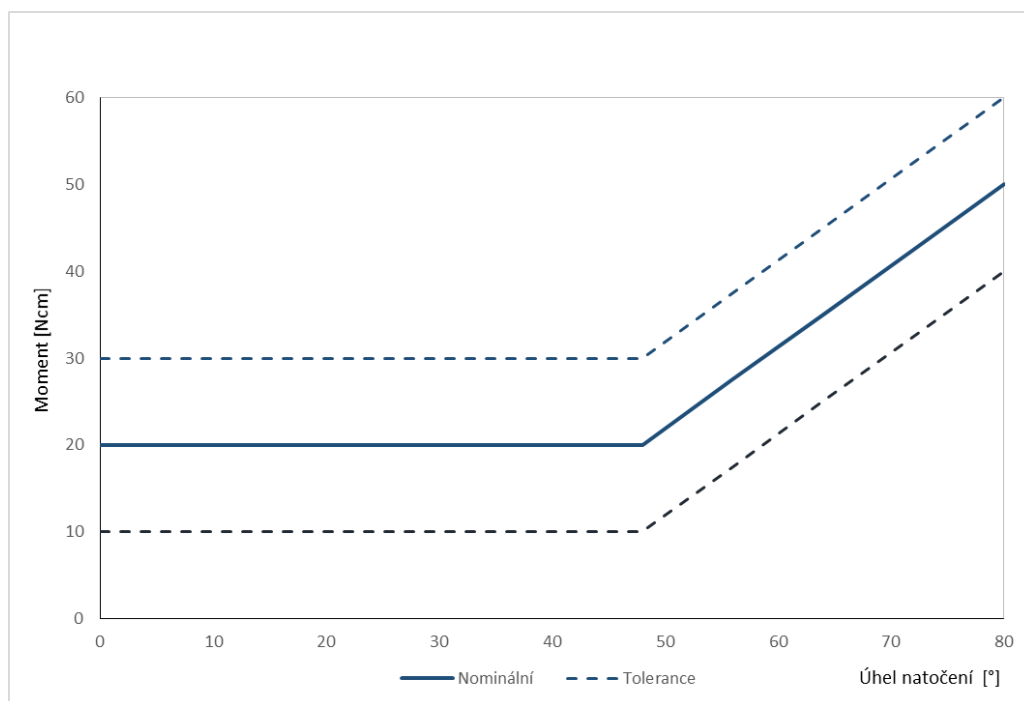
3.1 Základní požadavky na simulátor ze strany firmy Bosch

1. Simulátor bude vytvářet moment podle zadání.
2. Simulátor bude možné umístit vně komory.
3. Vlastnosti simulátoru budou neměnné během testu.
4. Simulátor bude mít minimální setrvačný moment.
5. K realizaci, lze použít přednostně komponenty, které již v laboratoři jsou.

3.2 Rozbor požadavků zadavatele

1. Průběh momentu

Bosch po dohodě se zákazníkem připouští odchylku ± 10 Ncm od zadaného průběhu momentu (obrázek 21). Hodnota krouticího momentu je tak malá, že se uvádí a dále pracuje s jednotkami vedlejšími, tedy Ncm (nikoli Nm).



Obrázek 21 - Zátěžový profil pro test GPA

2. Požadavky na zástavbu

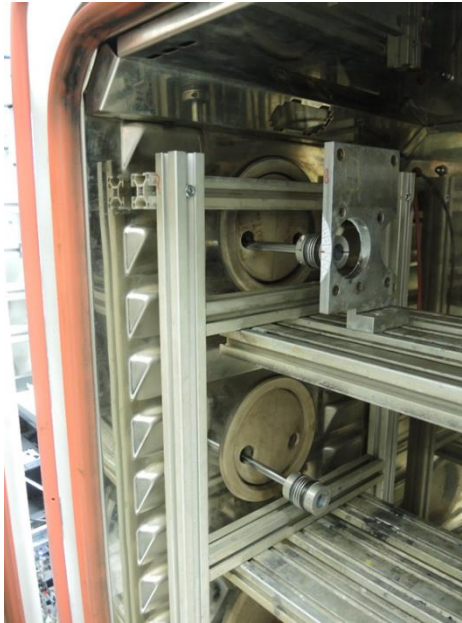
Simulátor musí být primárně možné upevnit na již dostupné hliníkové držáky nacházející se vně teplotní komory, jak je vidět na obrázku 22. Tyto držáky nejsou však nijak složité, takže Bosch připouští i jejich úpravu. Z komory vystupují hřídele k propojení zkoušených dílů s přípravkem. Držáky mají rozměry 875 x 145 x 250 milimetrů a měly by se na ně nechat připevnit dva až tři simulátory.



Obrázek 22 - Zařízení na zkoušení GPA

Dalším aspektem umístění simulátoru vně komory je teplota prostředí, která je ovlivněna blízkostí komory a přenosem tepla skrze stěnu komory (maximální teplota v blízkosti komory je 60 °C). Všechny komponenty simulátoru proto musí být řešeny tak, aby se jejich vlastnosti v teplotním rozsahu 23 °C až 60 °C významně neměnily.

Se zařízeními a s požadavky na zástavbu se autor bakalářské práce seznámil na zkušebně, kde vykonával část praktického vzdělání. Měřil funkční parametry GPA dílů v teplotách. Na obrázku 23 je vidět vnitřní prostor teplotní komory a hřídelové spojení zkoušených dílů se simulátorem zátěže.



Obrázek 23 - Teplotní komora

3. Životnost

Rozhodujícím faktorem je pravděpodobně počet změn směru a celkový kumulativní úhel. Kumulativní úhel je úhel natočení páčky. Při dlouhodobém testu dochází k 45 880 pohybovým cyklům (to je 10 milionů přímých změn, což se rovná nárůstu pracovního úhlu o 390 milionů stupňů). To bude mít za následek opotřebení komponentů simulátoru a vznik vůlí.

Robert Bosch České Budějovice požaduje takové technické řešení, které během 10 milionů změn směru otáčení a kumulativně 390 milionů úhlových stupňů bude mechanicky stabilní ve smyslu opotřebení a vzniku vůlí.

4. Setrvačný moment

Je výslovným požadavkem zadavatele, aby simulátor zatížení měl minimální setrvačný moment. Zadavatel ho nemůže zatím číselně určit, ale trvá na tom, aby toto kritérium bylo zohledněno v návrhu.

5. Použití dosavadních principů

Bosch dosud používá v laboratoři následující řešení:

- servomotor nebo elektromagnetickou brzdu;
- systémy s pružinami;
- pneumatické válce;
- systémy se závažími.

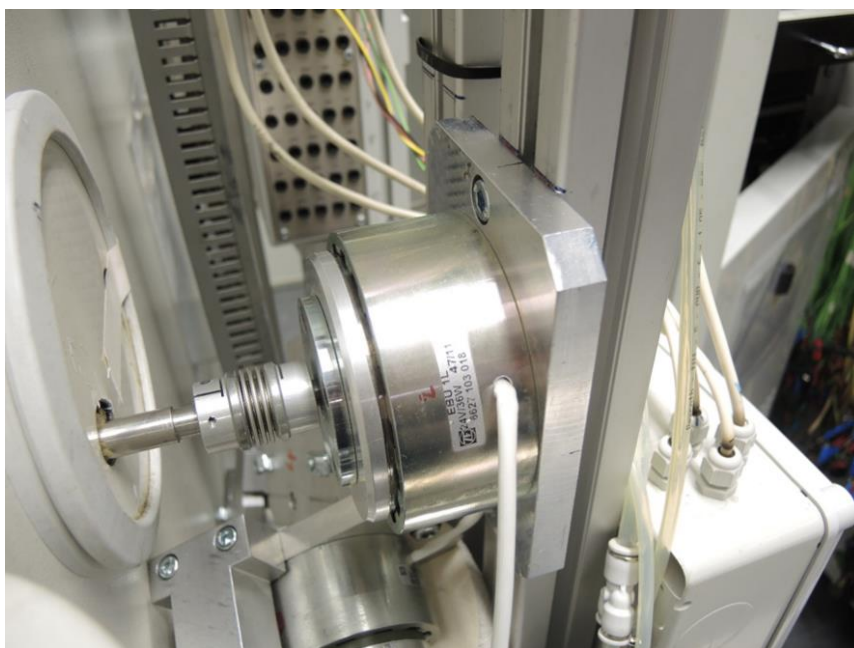
Varianty s pneumatickým válcem a systémem se závažími autor při řešení problematiky zavrhl již v počátku. Důvodem bylo složité nastavení jednotlivých komponentů simulátoru a vytvoření požadovaného zatížení.

3.3 Varianta simulátoru první – elektromagnetická brzda

Jako první varianta pro simulátor zatížení se nabízela elektromagnetická brzda, která se běžně používá ve firmě Robert Bosch České Budějovice. Elektromagnetickou brzdou se autor zabývá v dalších kapitolách bakalářské práce.

3.3.1 Popis elektromagnetické brzdy

Elektromagnetická brzda se skládá z rotoru, cívky, volně se otáčející hřídele na ložiscích a pólových nástavců. Při protékání elektrického proudu cívkou elektromagnetu se vytváří magnetické pole. To je dále pomocí pólových nástavců přivedeno do místa, kde vyvolá mechanickou sílu. Mechanická síla působí na brzdové obložení proti rotujícímu disku. Jedna taková elektromagnetická brzda je na obrázku 24.



Obrázek 24 - Elektromagnetická brzda připevněná na držáku u teplotní komory

Při protékání stejnosměrného proudu cívkou dochází k volnému otáčení hřídele na ložiscích. Množstvím proudu regulujeme točivý moment brzdy. To umožňuje úplnou kontrolu nad točivým momentem nezávisle na rychlosti a díky této výhodě

se používá při testování motorů a právě aktuátorů (ZF Tiratron Hysteresis brakes, hysteresis clutches, Electronic control unit, 2014).

3.3.2 Volba brzdy

V Robert Bosch České Budějovice používají brzdy od výrobců Magtrol a ZF. Na základě zadaného momentu byla vybrána elektromagnetická brzda z katalogu od firmy Magtrol. Také byly zohledněny její rozměry, aby ji bylo možné umístit do držáku. Magtrol v katalogu připouští rozsah přesnosti 10 % až 25 %. Pracovní teplota brzdy je závislá na komponentech (cívka, ložiska) a také na montáži, ventilaci a okolní teplotě. Ta se při testování pohybuje mezi 23 °C až 60 °C.

3.3.3 Hodnocení varianty

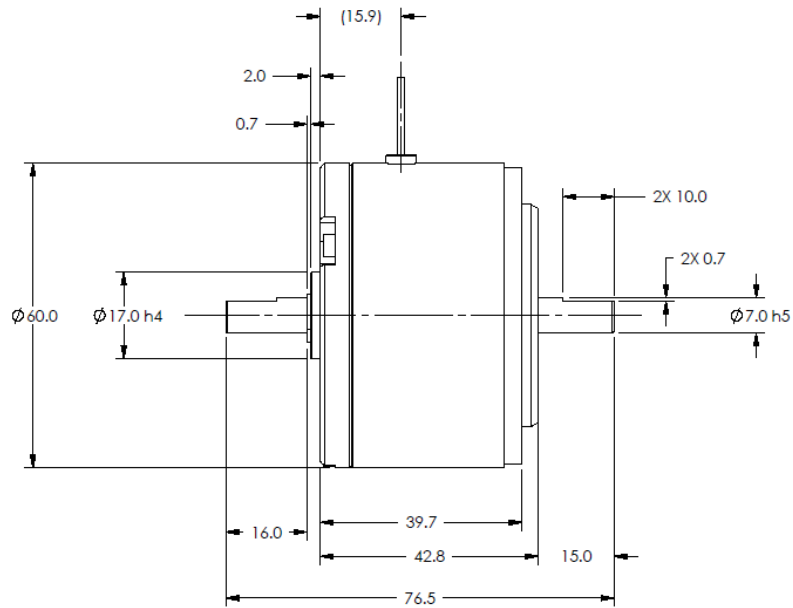
Výhody:

- vzhledem k tomu, že krouticí moment vzniká výhradně v magnetickém vzduchové mezeře, tak nedochází k tření a smykové síle;
- hysterezní brzdy poskytují provozní vlastnosti, jako jsou: absolutní hladkost, odolnost vůči opotřebení, celková nastavitelnost, bezúdržbová živostnost, nejvyšší stupeň opakovatelnosti, tichý provoz a stabilita.

Nevýhody:

- velký setrvačný moment;
- špatná ovladatelnost na malé vzdálenosti (rychlé změny směru);
- vlnkovitá charakteristika způsobená konstrukcí brzdy.

Elektromagnetickou brzdou nakonec jako simulátor zátěže použít nešlo, protože nevyhovuje požadavkům zákazníka. A to kvůli velkému setrvačnému momentu, špatné reakce pro malé vzdálenosti a rychlým změnám směru natáčení páčky.



Obrázek 25 - Elektromagnetická brzda (ZF Tiratron Hysteresis brakes, hysteresis clutches, Electronic control unit, 2014)

3.4 Varianta simulátoru druhá – přípravek s pružinami

Jako další variantu simulátoru zatížení se nabízel přípravek s dvěma pružinami, které simulují silové zatížení.

3.4.1 Princip

Torzní (zkrutná) pružina je tvořena šroubovitě vinutými dráty. Pružina je schopná přijímat vnější síly působící v rovinách kolmých k ose vinutí krouticím momentem ve smyslu svinování nebo rozvinování. Minimální počet závitů u zkrutné pružiny je 1,5. Schéma takovéto pružiny je na obrázku 26. Zkrutné pružiny namáhané stálou silou nebo jen mírně proměnlivou silovou dvojicí se konstruují se závity k sobě přiléhajícími, kmitavě namáhané zkrutné pružiny se konstruují s vůlí mezi závity.

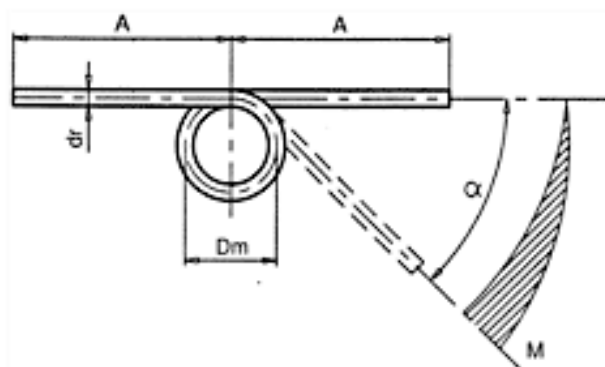
Obecně se doporučuje konstruovat torzní pružiny tak, aby při přijímání energie se svinovaly a při jejím vydávání se rozvínovaly. Vzhledem ke způsobu namáhání je primárním napětím napětí v ohybu. Oproti šroubovitým tlačným nebo tažným pružinám, kde je zásadní napětí v krutu.

Obě pružiny byly navíjeny za studena, protože jejich průměry drátů jsou menší jak 16 milimetrů (PÉROVNA Hostivař s.r.o., 2016).

Vlastnosti pružiny:

- vhodná pro malé a střední zatěžovací momenty;

- lineární pracovní charakteristika;
- relativně nízká tuhost;
- nízké výrobní náklady.



Obrázek 26 - Schéma pružiny (Alcomex Veron B. V., 2017)

Moment síly vyvíjený pružinou (1)

$$M = -k \times x, \quad (1)$$

kde k je koeficient tuhosti a x představuje výchylku z klidového stavu.

Moment síly vyvíjený pružinou odpovídá momentu potřebnému ke zkroucení pružiny o úhel jednoho radiánu. Velikost silového zatížení nepřekročí působení Hookova zákona (pružina není namáhána za svou mez pružnosti) (Remek, 2012).

Na základě silového zatížení požadovaného od zákazníka, byl navržen přípravek s dvěma pružinami, díky jemuž autor splnil cíle a požadavky zákazníka.

První pružina je větší a má menší tuhost a simuluje začátek lineárního zatížení. Druhá je menší, s větší tuhostí, navazuje na tu první a vyvolává druhou polovinu silové zátěže. Pro návrh zařízení byla charakteristika rozdělena na dvě části (I a II). V části I (konstantní krouticí moment 20 Ncm) bude docházet k torzi jediné pružiny označené I, která vyvodí moment M_I , v části II se bude dále zkroucovat pružina I a k ní se připojí pružina II, která vyvodí moment M_{II} . Výsledný moment v části II bude tak dán součtem $M_I + M_{II}$.

3.4.2 Výpočet pružiny

Výpočet pružiny pro část I

K tomu, aby v části I bylo dodrženo zadání 20 ± 10 Ncm, potřebujeme pružinu s následujícími teoretickými parametry:

počáteční předpětí pružiny: $M_{pI} = 10$ Ncm;

teoretický moment pro první pružinu: M_{Iteor} v $48^\circ = 20 \text{ Ncm}$ (bod zlomu charakteristiky), tudíž z toho plyne;

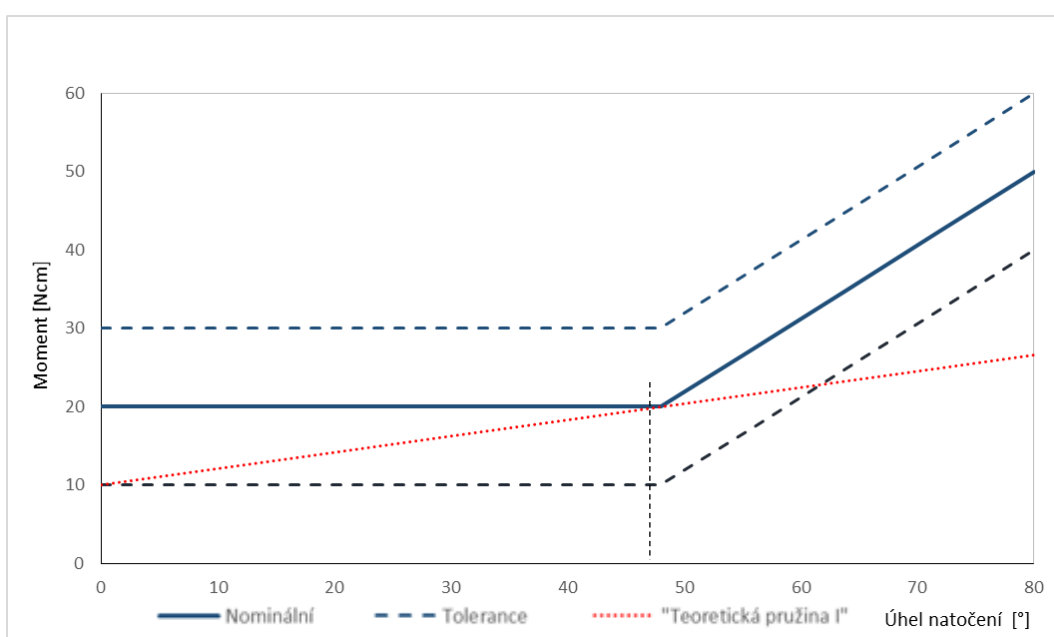
teoretická tuhost první pružiny (2): c_{Iteor} byla vypočítána jako teoretický moment (M_{Iteor}), od kterého byl odečten počáteční předpětí pružiny (M_{pI}) a rozdíl byl vydělen kumulativním úhlem prvního úseku na grafu (48°).

$$c_{Iteor} = \frac{(M_{Iteor} - M_{pI})}{48} \quad (2)$$

$$c_{Iteor} = \frac{(200 - 100)}{48}$$

$$c_{Iteor} = 2,08 \text{ Nmm/deg}$$

Na obrázku 27 je uveden graf, který popisuje teoretický moment první pružiny.



Obrázek 27 - Zátěžový profil pro test GPA

Z katalogu byla zvolena pružina s nejbližší nižší hodnotou c , což je $1,76 \text{ Nmm/deg}$, pak budou skutečné hodnoty následující:

Moment v 0°

Odpovídá předpětí pružiny, $M_{pI} = 100 \text{ Nmm} = 10 \text{ Ncm}$

Moment (M_I) ve 48° (konec úseku I), kde c_1 je tuhost první pružiny a α_1 je kumulativní úhel prvního úseku. (3)

$$M_I = M_{pI} + c_1 \times \alpha_1 \quad (3)$$

$$M_I = 100 + 1,76 \times 48$$

$$M_I = 184,5 \text{ Nmm}$$

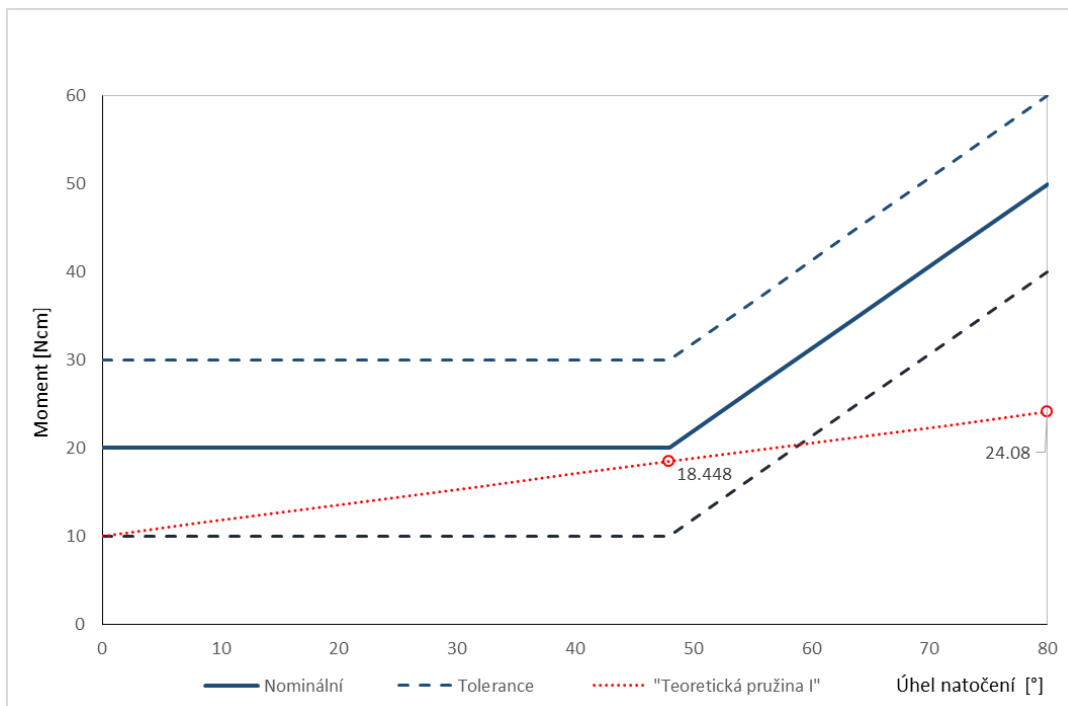
Moment při plném zkroucení ($M_{I_{max}}$) (4), kde α je celý kumulativní úhel natočení páčky (80°)

$$M_{I_{max}} = M_{pI} + c_1 \times \alpha \quad (4)$$

$$M_{I_{max}} = 100 + 1,76 \times 80$$

$$M_{I_{max}} = 240,8 \text{ Nmm}$$

Výsledek je naznačen v grafu na obrázku 28.



Obrázek 28 - Teoretická křivka pružiny

Zde se nabízí možnost provést ještě jednu úpravu, a to sice zvýšit předpětí pružiny tak, aby hodnota skutečného momentu neležela na samé mezi tolerance. Mohlo by dojít k tomu, že kolísáním různých parametrů (mechanické vlastnosti pružiny, rozměry přípravku, opotřebení a podobně) dojde k tomu, že se během používání hodnota momentu dostane mimo toleranci.

Hodnota, o kterou bude zvýšeno předpětí, odpovídá rozdílu požadovaného a dosaženého momentu v bodě odpovídajícímu zkroucení o 48° , tedy:

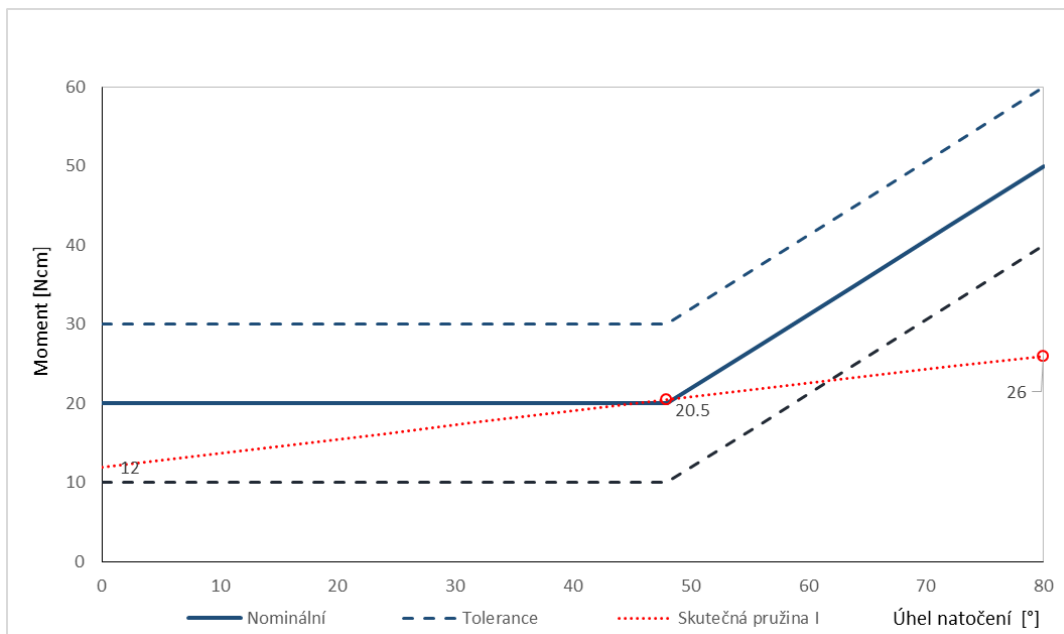
moment první pružiny s předpětím ($M_{pI_{nový}}$) se rovná momentu předpětí první pružiny (M_{pI}) + rozdíl $M_{I_{teor}}$ a M_I (5).

$$M_{pI_{nový}} = M_{pI} + (20 - 18,44) \quad (5)$$

$$M_{pI_{nový}} = 10 + 1,56$$

$$M_{pI_{nový}} = 11,56 \text{ Ncm} \Rightarrow 12 \text{ Ncm}$$

Na obrázku 29 je znázorněna výsledná charakteristika pružiny I.



Obrázek 29 - Výsledná charakteristika pružiny I

Uvedeným parametrům ($c = 1,76$) odpovídá v katalogu pružina TO1350L, část katalogu je na obrázku 30.

1,5	13,5	2,75	45	D	10	56	430	7,66	TO1300L	TO1300R	C
		3,0		A	10	61		7,02	TO1310L	TO1310R	C
		4,25		B	10	87		4,96	TO1320L	TO1320R	C
		6,5		C	10	133		3,24	TO1330L	TO1330R	C
		8,75		D	10	179		2,41	TO1340L	TO1340R	C
		12,0		A	10	245	1,76	TO1350L	TO1350R	C	
		2,0		A	15	56	7,69	TO1360L	TO1360R	C	

Obrázek 30 - Část z katalogu pružin (Alcomex Veren B. V., 2017)

Maximální moment pro vybranou pružinu je 430 Nmm při maximálním zkroucení o $\alpha_{\max} = 245^\circ$. Navržená pružina (260 Nmm) je bezpečně uvnitř tohoto rozmezí, takže nehrozí poškození pružiny.

Výpočet pružiny pro část II

Pružina pro část II nemusí být předepnutá ($M_{pII} = 0$ Nmm).

Protože se momenty od obou pružin sčítají, bude platit, že výsledný moment M_{II} se bude rovnat součtu momentů prvního a druhého úseku na grafu. To se děje na úhlu odpovídajícímu druhé části momentové křivky, tedy:

kumulativní úhel druhého úseku: $\alpha_{2\max}$

celkový kumulativní úhel: α

kumulativní úhel prvního úseku: α_1

$$\alpha_{2\max} = \alpha - \alpha_1$$

$$\alpha_{2\max} = \alpha - 48^\circ$$

$$\alpha_{2\max} = 80 - 48 = 32^\circ$$

V bodě odpovídajícímu maximálnímu úhlu otevření aktuátoru (80°)

$$M_{II\max} = 50 - 26 = 24 \text{ Ncm} \Rightarrow 240 \text{ Nmm}$$

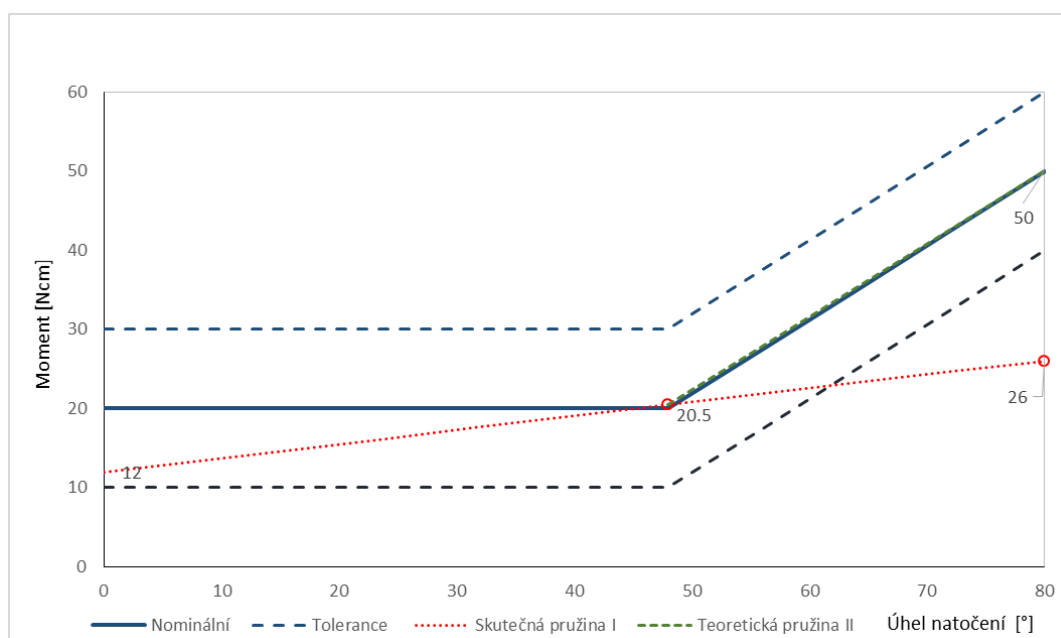
Konstanta teoretické pružiny II ($c_{2\text{teor}}$) (6)

$$c_{2\text{teor}} = \frac{M_{II\max}}{\alpha_{2\max}} \quad (6)$$

$$c_{2\text{teor}} = \frac{240}{32}$$

$$c_{2\text{teor}} = 7,5 \text{ Nmm/deg}$$

Teoretická křivka druhé pružiny je naznačena v grafu na obrázku 31.



Obrázek 31 - Teoretická křivka druhé pružiny

Podle katalogu byla zvolena opět pružinu s nejbližší nižší konstantou c_2 a maximálním úhlem zkroucení vyšším než $(80^\circ - 48^\circ) = 32^\circ$.

Tomu odpovídá pružina s tuhostí $c_2 = 6,66 \text{ Nmm/deg}$.

Nakonec byl vypočten výsledný moment (M_{II}). Ten byl získán součtem momentů prvního a druhého úseku.

Tuhost druhé pružiny: c_2

Kumulativní úhel druhého úseku: α_2

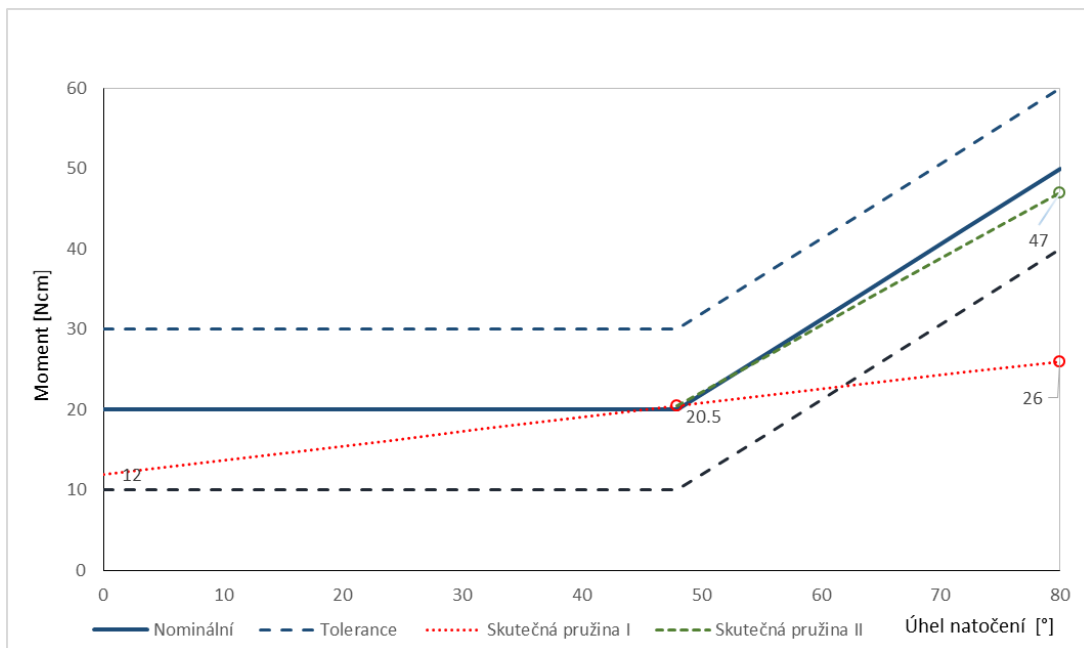
Moment v 80 ° (konec úseku II) (3)

$$M_{II} = M_I + c_2 \times \alpha_2 \quad (3)$$

$$M_{II} = 260 + 6,66 \times 32$$

$$M_{II} = 473,12 \text{ Nmm}$$

Výsledný průběh momentu ve druhé oblasti je zobrazen na grafu (obrázek 32) zelenou přerušovanou čarou.



Obrázek 32 - Výsledný průběh momentu v oblasti II

Tomu odpovídá pružina TO1000L z katalogu:

		2,0	A	8	39		6,66	TO1000L	TO1000R
		2,25	B	8	44		5,92	TO1010L	TO1010R
		2,5	C	8	48		5,33	TO1020L	TO1020R
		2,75	D	8	53		4,84	TO1030L	TO1030R
1,25	10,3	3,0	A	8	58	258	4,44	TO1040L	TO1040R

Obrázek 33 - Část z katalogu pružin (Alcomex Veren B. V., 2017)

Maximální moment pro tuto pružinu je 258 Nmm při maximálním zkroucení o $\alpha_{\max} = 39^\circ$. Navržená pružina (213,12 Nmm) je uvnitř tohoto rozmezí, takže nehrozí poškození pružiny.

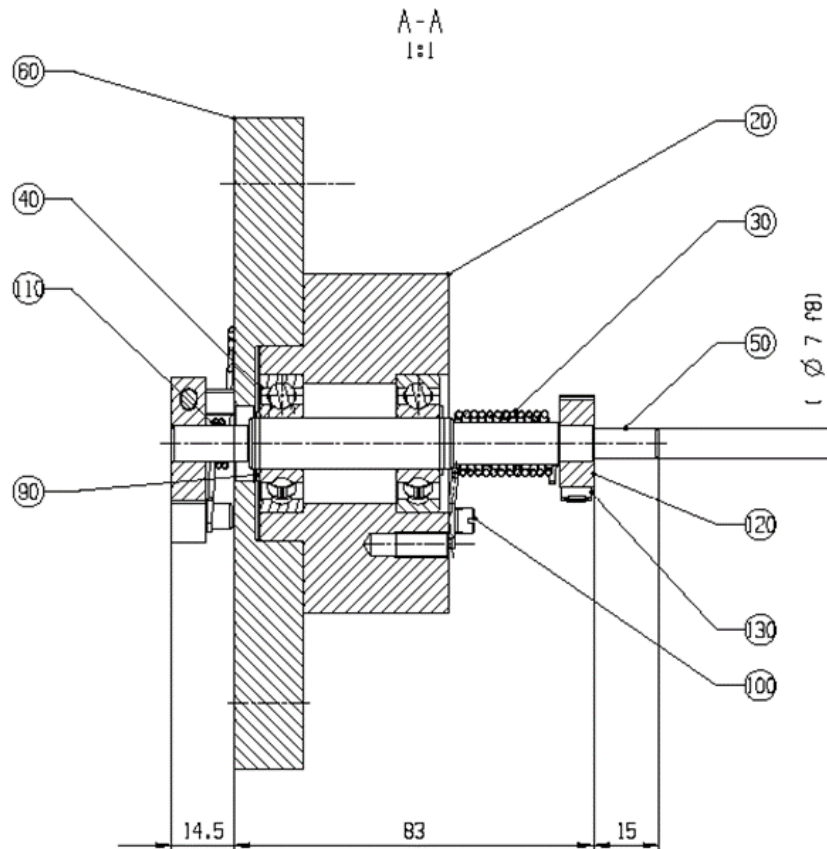
Pro usnadnění realizace byly uvažovány pružiny z katalogu. Tyto pružiny jsou u dodavatele skladem a jejich dodací lhůta je kratší. Použit byl katalog pružin firmy Alcomex (Alcomex Veren B. V., 2017).

Výsledný moment (M_{II}) odpovídá požadavkům zákazníka pro silové zatížení při dlouhodobé zkoušce.

3.5 Konstrukce přípravku

Pro konstrukci přípravku byl využit již existující základ přípravku využívající elektromagnetickou brzdu. Řez sestavy přípravku je na obrázku 34. Z tohoto přípravku byla použita základní deska sloužící k upevnění na testovací zařízení (pozice 60). Brzda byla nahrazena domečkem pro ložiska (pozice 20), ve kterém jsou nalisována dvě ložiska 6101. Domeček byl řešen tak, aby jej bylo možné celý natočit o zhruba 30° proti aktuátoru, jelikož jeho pozice v testovacím zařízení je teoreticky libovolná. Domečkem prochází hřídel (pozice 50) a na ní jsou svěrným spojením osazeny dvě páky.

Výkresová dokumentace je know-how firmy Robert Bosch České Budějovice, tudíž ji autor nemá pro svou bakalářskou práci k dispozici.



Obrázek 34 - Řez přípravkem

Přední páka (pozice 120) byla určena pro pružinu I. Pružina byla zapřena na jedné straně do páky, na druhé straně byla zaháknutá za kolík vetknutý v domečku. Pro tento kolík bylo v domečku provedeno více děr tak, aby bylo možno variabilně nastavit předpětí pružiny M_{PI} . Pohled na přední páku a model přípravku je uveden na obrázku 35, pohled na zadní páku přípravku poté na obrázku 36.

3.5.1 Výpočet minimálního průměru hřídele

Na základě známého momentu jsem vypočítal minimální průměr pro hřídel podle vzorce:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}, \quad (7)$$

kde τ_k je napětí v krutu, M_k je krouticí moment, W_k je průřezový modul v krutu a τ_{Dk} je dovolené napětí v krutu. Hřídel je z konstrukční oceli 11 373. Pro tuto ocel je dovolené napětí v krutu (τ_{Dk}) 40 MPa.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad \tau_{Dk} \leq 40 \text{ MPa}$$

$$W_k = \frac{M_k}{\tau_k}$$

$$W_k = \frac{473}{40}$$

$$W_k = 11,825 \text{ mm}^3$$

$$W_k = \sqrt[3]{\frac{(\pi \times d^3)}{16}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{(16 \times 11,8)}{\pi}}$$

$$d \geq 3,9 \text{ mm}$$

Vypočtený průměr je minimální pro danou charakteristiku zatížení hřídele. Firma Robert Bosch České Budějovice používá pro dlouhodobé zkoušení výstupní hřídel o průměru 7 milimetrů, která svým průměrem vyhovuje.

3.5.2 Výpočet hřídele na krut

Pro kontrolu vybraných součástí přípravku, bylo spočteno napětí v krutu pro použitou hřídel. Hřídel je z konstrukční oceli 11 373. Pro tuto ocel je dovolené napětí v krutu (τ_{Dk}) 40 MPa.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \qquad \tau_{Dk} \leq 40 \text{ MPa} \qquad (7)$$

$$W_k = \frac{(\pi \times d^3)}{16}$$

$$W_k = \frac{(\pi \times 73)}{16}$$

$$W_k = 67,35 \text{ mm}^3$$

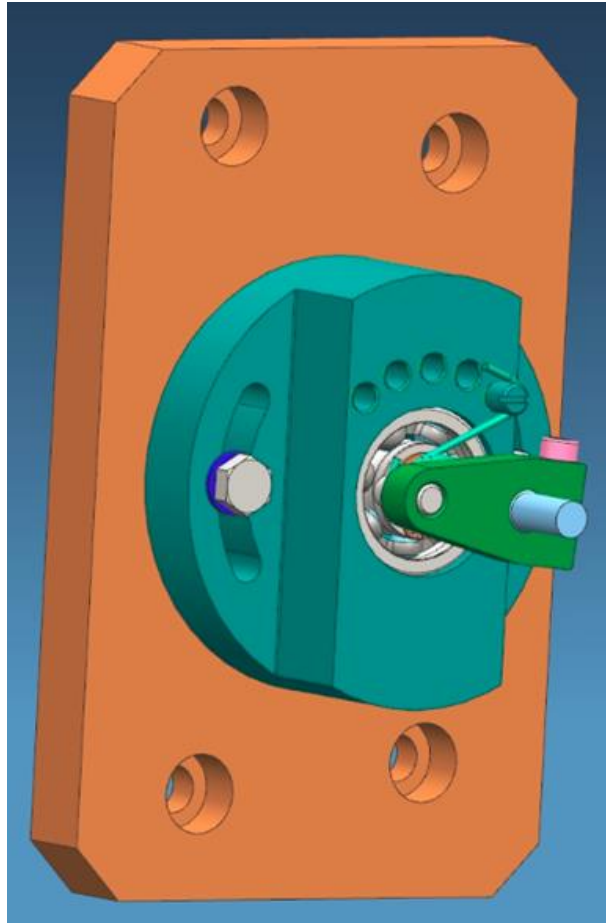
$$\tau_k = \frac{473}{67,35}$$

$$\tau_k = 7,02 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

Průměr hřídele 7 milimetrů vyhovuje pro dané zatížení a bude splňovat i dostatečnou tuhost.

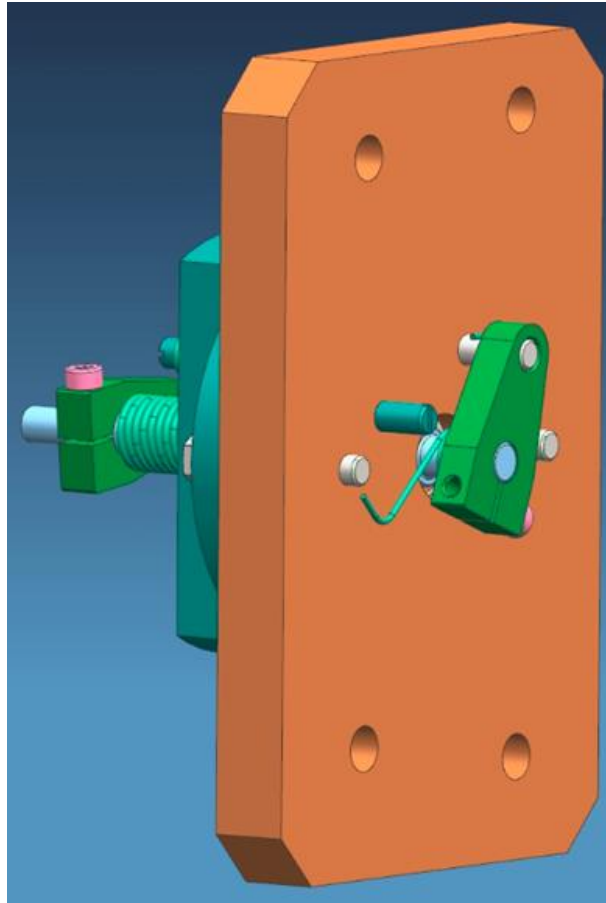
Na obrázku 35 je uveden model přípravku z přední strany. Zde můžeme vidět kolík, kterým se dá nastavit předpětí první pružiny.



Obrázek 35 - Model přípravku (přední strana)

Na obrázku 36 je znázorněn model přípravku ze zadní strany. O zadní páku se opírá pružina II. Druhý konec pružiny je volný s tím, že páka musí být ve svěrném spojení natočena tak, aby se Pružina II dotkla kolíku právě po otočení hřídele z nulové polohy o 48° (60 % otevření aktuátoru). Tím je zajištěn výsledný moment obou pružin, a to díky součtu momentů od obou pružin.

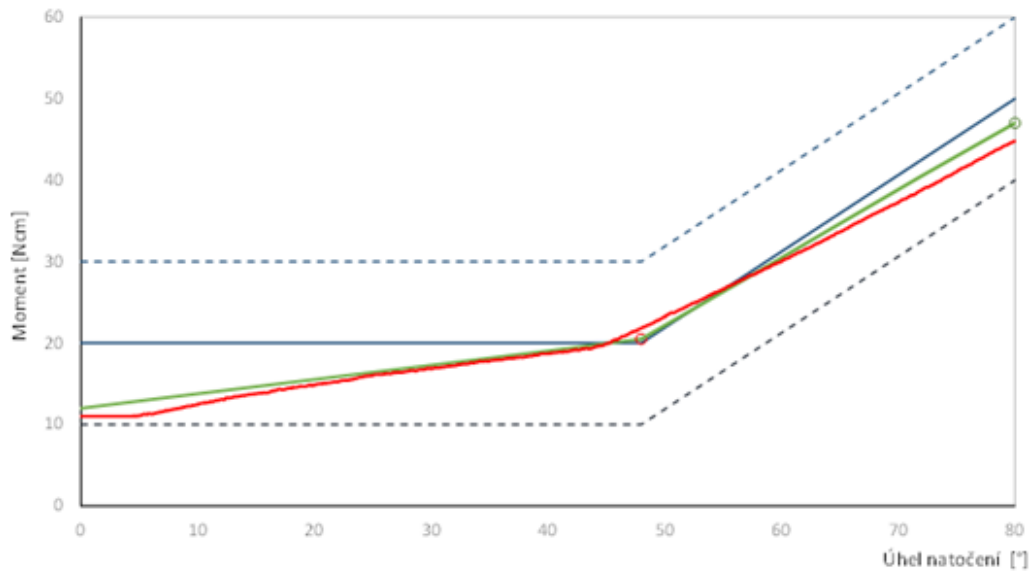
Obě páčky byly navrženy tak, aby byly co nejlehčí a nezvyšovaly setrvačný moment pohyblivé části. Tomuto požadavku je podřízeno také jejich spojení s hřídelí (svěrné spojení, tzn. žádné další spojovací prvky).



Obrázek 36 - Model přípravku (zadní strana)

3.6 Test přípravku

Po sestavení a nastavení přípravku bylo na zkušebně Robert Bosch České Budějovice provedeno nejdříve měření momentu v závislosti na úhlu měřícím zařízením. Výsledky jsou zaznamenány v grafu na obrázku 37.



Obrázek 37 - Teoretický a skutečný moment při testu přípravku

Legenda:

Požadovaný průběh momentu – modrá křivka

Tolerance – modrá čárkovaná křivka

Teoretický (spočítaný) průběh momentu – zelená křivka

Naměřený průběh momentu – červená křivka

Navržený přípravek fungoval podle předpokladu a naměřená hodnota momentu byla v zadané toleranci.

Dále byl proveden test přípravku v kombinaci s GPA a v zařízení pro dlouhodobý test. Na základě naměřených hodnot bylo zřejmé, že se zlepšila odezva GPA v oblasti malých pohybů a vysokých frekvencí.

4 Diskuze

Při dlouhodobém používání je třeba provádět průběžnou kontrolu přípravku. V průběhu testu, konkrétně ve 25 %, 50 % a 75 % trvání testu, je třeba přeměřit momentovou charakteristiku přípravku a rozhodnout a provést výměnu pružin, případně jiných opotřebovaných komponent. Na hřídel, která je spojená se zkoušeným dílem, působí malé momenty, tudíž průměr hřídele 7 milimetrů dostatečně vyhovuje a opotřebení během testu se nepředpokládá.

Při větších frekvencích by mohl nastat problém s rezonancí. Vzhledem k frekvencím, při kterých test probíhá, by mohla nastat situace, že pružiny nebudou schopné hřídel přípravku vracet do výchozí polohy.

Přípravek se může dále inovovat. Jako první problém při testu se ukázalo poměrně obtížné nastavování přípravku, tzn. předpětí zatěžujících pružin, které se nastavuje pomocí vzájemného úhlu páček ve svěrných spojeních. Na páčky by se dal přimontovat ukazatel, pro zjištění aktuálního natočení vůči desce přípravku a případně na tuto desku vyznačit stupnici.

Dalším možným vylepšením je odlehčení přípravku a tím snížení setrvačného momentu. Páčky by bylo možné odlehčit (například odvrtáním). Jako další by bylo možné optimalizovat uložení hřídele a použít menší ložiska nebo hřídel uložit v kluzných pouzdrech, což by také mohlo zmenšit setrvačný moment.

Závěr

Pro splnění zadaného cíle bakalářské práce jsem si nejdříve musel objasnit specifické požadavky zákazníka, seznámit se s problematikou turbodmychadla, variabilní geometrie, víceúčelových aktuátorů a z velké části s testováním automobilových komponent ve firmě Robert Bosch České Budějovice. Po této zkušenosti jsem měl základní přehled o tomto tématu. Cílem bakalářské práce bylo potřeba navrhnout simulátor zatížení, který by splňoval všechny požadavky a kritéria zákazníka. Na základě praktické zkušenosti z podniku jsem navrhl, spočítal a vymodeloval přípravek s pružinami.

Jako možná varianta pro simulaci zatížení se nabízela elektromagnetická brzda. Ta se běžně ve firmě Robert Bosch České Budějovice používá pro testování. Na základě požadavků zákazníka, má tato brzda několik nevýhod. Za prvé má velký setrvačný moment. Zadruhé se špatně ovládá pro malé úhly natočení a časté změny směru. Tudíž byla tato varianta pro daný test nedostačující.

Varianta s pružinami se jevila jako vhodnější. Díky vlastnostem zkrutných pružin (vhodná pro malé a střední zatěžovací momenty, lineární pracovní charakteristika, nízká tuhost) jsou pro požadované silové zatížení při dlouhodobém testování GPA aktuátorů. Přípravek s pružinami se může dobře ovládat (předpětím pružin) a tak simuluje zatížení i pro malé úhly natočení.

Na základě výpočtů jsem vybral vhodné pružiny, které simulují dostatečné zatížení. Dále jsem výpočtem ověřil namáhání zvolené hřídele na zkrut. Průměr hřídele byl ověřen jako vyhovující.

Přípravek s pružinami byl otestován a je schopen praktického využití pro dlouhodobý test GPA aktuátorů.

Téma bakalářské práce bylo pro mě velmi zajímavé. Při vypracování bakalářské práce jsem se dozvěděl plno nových informací z problematiky vývoje a testování zařízení z automobilového průmyslu.

Seznam použité literatury

Auto.cz, 2004. Auto.cz. Available at: <http://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmyhadla-16765> [Accessed January 13, 2019].

Autoforum.cz, 2016. Autoforum.cz: Toto je 6 typů turbodmychadel. Jaké mají výhody a jaké nevýhody?. Available at: <http://www.autoforum.cz/technika/toto-je-6-typu-turbodmychadel-jake-maji-vyhody-a-jake-nevyhody/> [Accessed January 13, 2019].

Hromádka, J. et al., 2011. Spalovací motory: Komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol, Praha: Grada Publishing. ISBN 978-80-247-3475-0.

Jan, Z. a Ždánský, B., 2008. AUTOMOBILY (3) - Motory páté., Brno: Brno: Avid, spol. ISBN 978-80-87143-06-3.

Kemka, V., 2006. Stavba a provoz strojů – Stroje a zařízení, Informatorium. ISBN 978-80-7333-075-0.

PÉROVNA Hostivař s.r.o., 2016. PÉROVNA Hostivař s.r.o. Available at: <http://www.pruziny.cz/zkrutne-pruziny> [Accessed January 13, 2019].

Remek, B., 2012. Automobil a spalovací motor: Historický vývoj, Praha: Grada. ISBN 9788024735382.

Van Basshuysen, R., 2012. Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktenblasung čtvrté., ATZ/MTZ Fachbuch. ISBN 978-3-658-12214-0.

Interní zdroje Robert Bosch České Budějovice:

Alcomex Veren B. V. 2017.

Daimler M254 2.0L 230kW Waste gate force measurement turbocharger QAa 2017.

Electric actuators for turbochargers 2013.

GPA–S Produkthandbuch 2012.

GPA Presentation general 2012.

Introduction RB and RBCB 2016.

Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, TERMS a.s. 2016.

TKU BWTS K9K V0 5 2016.

ZF Tiratron Hysteresis brakes, hysteresis clutches, Electronic control unit 2014.

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Letecký pohled na RBCB (Introduction RB and RBCB, 2016)	10
Obrázek 2 - Řez turbodmychadlem (Auto.cz, 2004)	11
Obrázek 3 - Turbodmychadlo s aktuátorem (Autoforum.cz, 2016).....	13
Obrázek 4 - Pohled na lopatky v turbíně (uzavřená poloha).....	14
Obrázek 5 - Pohled na lopatky v turbíně (otevřená poloha)	14
Obrázek 6 - Schéma GPA dílu (GPA Presentation general, 2012).....	16
Obrázek 7 - Model aktuátoru (TKU BWTS K9K V0 5, 2016).....	17
Obrázek 8 - Vibrační a teplotní profily (GPA– S Produkthandbuch, 2012).....	17
Obrázek 9 - Pohybový a teplotní (vpravo) profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)	19
Obrázek 10 - Příklad namontovaného vzorku s externím dorazem (GPA– S Produkthandbuch, 2012).....	19
Obrázek 11 - Pohybový profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012).....	20
Obrázek 12 - Teplotní profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012)	23
Obrázek 13 - Pohybový profil (GPA– S Produkthandbuch, 2012).....	23
Obrázek 14 - Výsledný graf po funkčním měření.....	26
Obrázek 15 - Měřicí pracoviště.....	27
Obrázek 16 - Model měřicí hřídele (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013).....	28
Obrázek 17 - Měřicí stojan s upevněným vzorkem (přípravek s pružinami) (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013).....	29
Obrázek 18 - Měřicí modul (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA- S, 2013)	29
Obrázek 19 - Napájecí zdroje proudu (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013).....	30
Obrázek 20 - Řídicí počítač a řídicí jednotka MED17 (vpravo) (Obsluha stroje pro měření funkčních zkoušek GPA-S, 2013).....	30
Obrázek 21 - Zátěžový profil pro test GPA	34
Obrázek 22 - Zařízení na zkoušení GPA	35
Obrázek 23 - Teplotní komora	36
Obrázek 24 - Elektromagnetická brzda připevněná na držáku u teplotní komory	37
Obrázek 25 - Elektromagnetická brzda (ZF Tiratron Hysteresis brakes, hysteresis clutches, Electronic control unit, 2014)	39
Obrázek 26 - Schéma pružiny (Alcomex Veren B. V., 2017)	40
Obrázek 27 - Zátěžový profil pro test GPA	41
Obrázek 28 - Teoretická křivka pružiny	42
Obrázek 29 - Výsledná charakteristika pružiny I.....	43
Obrázek 30 - Část z katalogu pružin (Alcomex Veren B. V., 2017)	43
Obrázek 31 - Teoretická křivka druhé pružiny	44
Obrázek 32 - Výsledný průběh momentu v oblasti II.....	45
Obrázek 33 - Část z katalogu pružin (Alcomex Veren B. V., 2017)	46
Obrázek 34 - Řez přípravkem	47
Obrázek 35 - Model přípravku (přední strana)	49

Obrázek 36 - Model přípravku (zadní strana)	50
Obrázek 37 - Teoretický a skutečný moment při testu přípravku	51

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Příklad testovacího plánu.....	22
Tabulka 2 – Hodnoty síly v závislosti na otáčkách motoru	25

Seznam použitých vzorců

- (1) Moment síly vyvíjený pružinou (strana 40)
- (2) Teoretická tuhost první pružiny (strana 41)
- (3) Moment (M_I) (strana 41)
- (4) Moment při plném zkroucení ($M_{I_{\max}}$) (strana 42)
- (5) Moment první pružiny s předpětím ($M_{p_{\text{Inový}}}$) (strana 42)
- (6) Konstanta teoretické pružiny II ($c_{2\text{teor}}$) (strana 44)
- (7) Napětí v krutu (strana 48)