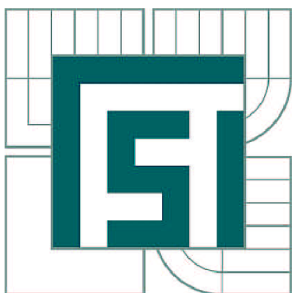


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO VYVOLÁNÍ OPAKOVATELNÉHO PRŮBĚHU KROUTICÍHO MOMENTU PŘI ZKOUŠKÁCH ŘÍZENÍ VOZIDLA

REPEATABLE TORQUE LOAD EQUIPMENT DESIGN FOR VEHICLE STEERING SYSTEM
TESTING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL NOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL RAMÍK

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Novák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh zařízení pro vyvolání opakovatelného průběhu krouticího momentu při zkouškách řízení vozidla

v anglickém jazyce:

Repeatable Torque Load Equipment Design for Vehicle Steering System Testing

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh zařízení pro vyvolání brzdného krouticího momentu při zkouškách řízení vozidla s důrazem na stálost momentu a opakovatelnost měření. Proveďte funkční zkoušky navrženého zařízení.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši používaných zařízení pro vyvolání brzdného krouticího momentu.
2. Vyberte vhodný princip zařízení s ohledem na opakovatelnost průběhu krouticího momentu při cyklickém reverzním pohybu, navrhnete uspořádání zařízení a vhodné materiály pro jeho výrobu.
3. Proveďte analýzu oteplení funkčních ploch zařízení a analýzu vlivu oteplení a výrobních tolerancí na průběh krouticího momentu.
4. Proveďte konstrukční návrh celého zařízení a připravte jeho výrobní dokumentaci.
5. Proveďte funkční zkoušky navrženého zařízení a jejich vyhodnocení.
6. Zhodnoťte navržené zařízení zejména s ohledem na stálost průběhu krouticího momentu a opakovatelnost měření.

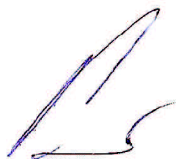
Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [2] HLOUŠEK, J. a kol. Termomechanika, VUT v Brně, Brno 1992
- [3] Pro/Engineer WildFire 4.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2010, poslední revize 21.6.2010. Dostupné z:
http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm
- [4] Interní materiály pro školení Six-Sigma firmy TRW.
- [5] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2010

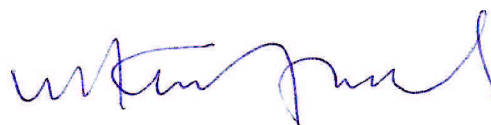
Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout brzdné zařízení s velkou opakovatelností a reprodukovatelností, které má sloužit k analýze systému měření. Práci jsem vypracoval ve spolupráci s firmou TRW-DAS Dačice a.s. Na začátku jsem vypracoval rešerši o podvozkových systémech, zkouškách kulových čepů a řízení. Dále jsem pojednal o problematice MSA a druzích brzdných zařízení. Zbytek práce je zaměřen na návrh a tepelnou analýzu brzdného zařízení. Poté jsou provedeny provozní zkoušky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kulový kloub, řízení, MSA, opakovatelnost, reprodukovatelnost, brzdný moment, tepelná analýza

ABSTRACT

The object of this work is design braking device with high repeatability and reproducibility that is used to analyse the measurement system. I developed this work in cooperation with TRW-DAS Dačice a.s. At the beginning, I made a search of the chassis system, testing of ball joints and steering. Furthermore, I made search of the MSA and the types of braking devices. The rest of the work is focused on the design and the thermal analysis of braking device. Then there are the actual tests.

KEYWORDS

Ball joint, steering, MSA, repeatability, reproducibility, braking torque, thermal analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, P. *Návrh zařízení pro vyvolání opakovatelného průběhu kroutícího momentu při zkouškách řízení vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 91 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2011

.....

Pavel Novák



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi, za jeho ochotu a cenné rady. Mé poděkování patří i Ing. Janu Ludvíkovi Ph.D, který umožnil výrobu a odzkoušení navržené brzdy.

Tuto práci bych nikdy nemohl napsat, nebýt mé rodiny, která mě během studia vždy podporovala a stála při mě.



OBSAH

Úvod	8
1 TRW – DAS Dačice a.s.....	9
2 Podvozkové systémy	10
2.1 Systémy zavěšení kol.....	10
2.1.1 Druhy zavěšení	10
2.2 Řízení	14
2.2.1 Požadavky na řízení.....	14
2.2.2 Geometrie řízených kol	15
2.2.3 Prvky řízení	15
3 Druhy kulových kloubů vyráběných v TRW-DAS Dačice a.s.....	18
4 Testování kulových kloubů	20
4.1 Druhy testů kulových kloubů.....	20
4.1.1 Radiální a axiální elasticita kulových čepů	20
4.1.2 Rotační moment kulových kloubů.....	20
4.1.3 Klopný moment kulových kloubů	21
4.1.4 Únavové testy	21
4.1.5 Test opotřebení kulového kloubu	21
4.1.6 Síla na vytlačení a vytržení čepu z kulového kloubu	22
4.1.7 Test těsnosti kloubů.....	22
4.1.8 Korozní zkouška neutrální solnou mlhou.....	23
5 Testování řízení	24
5.1 Druhy testů řízení.....	24
5.1.1 Rotační moment pastorku.....	24
5.1.2 Vracení řízených kol při výjezdu ze zatáčky.....	24
5.1.3 Systémový test.....	25
5.1.4 Únavový test	25
5.1.5 Test opotřebení	25
6 MSA - Analýza systému měření.....	27
6.1 Základní terminologie.....	27
6.2 Základní zařízení.....	28
6.2.1 Práh citlivosti, čitelnost, rozlišitelnost.....	28
6.2.2 Efektivní rozlišitelnost.....	28
6.2.3 Referenční hodnota.....	28
6.2.4 Pravá hodnota	28
6.3 Variabilita polohy	28



6.3.1	Přesnost.....	28
6.3.2	Strannost	28
6.3.3	Stabilita.....	29
6.3.4	Linearita.....	29
6.4	Variabilit šíře	30
6.4.1	Shodnost	30
6.4.2	Opakovatelnost	30
6.4.3	Reprodukovatelnost	31
6.4.4	GRR nebo Gage R&R (opakovatelnost a reprodukovatelnost měřidla)	31
6.4.5	Způsobilost systému měření	32
6.4.6	Funkčnost systému měření	32
6.4.7	Citlivost	32
6.4.8	Konzistence	32
6.4.9	Uniformita	32
6.5	Variabilita systému	32
6.5.1	Způsobilost	33
6.5.2	Funkčnost	33
6.5.3	Nejistota.....	33
6.6	Proces měření.....	33
6.6.1	Statistické vlastnosti systému měření	34
6.6.2	Zdroje variability	34
6.6.3	Důsledky variability systému měření	35
6.6.4	Vliv na rozhodování	35
6.6.5	Problematika měření.....	37
6.6.6	Variabilita procesu měření	38
6.6.7	Variabilita polohy rozdělení	38
6.6.8	Variabilita šíře	40
6.6.9	Variabilita systému měření.....	42
6.6.10	Analýza výsledků	45
7	Brzdná zařízení	46
7.1	Brzdy založené na principu tření	46
7.1.1	Třecí brzdy.....	46
7.1.2	Hydrodynamická brzda.....	50
7.1.3	Aerodynamické brzdy.....	55
7.2	Čerpací brzdy	56
7.3	Elektromagnetické brzdy	56



7.3.1	Magnetické práškové brzdy.....	56
7.3.2	Hysterezní brzdy.....	58
7.3.3	Brzdy s vířivými proudy.....	60
7.3.4	Elektromagnetické brzdy třecí.....	61
8	Návrh.....	62
8.1	Čelist'ová brzda.....	63
8.1.1	Výpočet.....	64
8.2	Kotoučová brzda.....	65
8.2.1	Výpočet.....	66
8.3	Kuželová brzda.....	67
8.3.1	Výpočet.....	68
8.4	Čelní kotoučová brzda.....	69
8.4.1	Výpočet.....	69
8.4.2	Optimalizace.....	70
9	Analýza ohřevu brzdy.....	76
9.1	Úprava modelu.....	76
9.2	Výpočet tepelného pole.....	76
9.2.1	Úpravy v programu ANSYS.....	76
9.2.2	Nastavení okrajových podmínek.....	78
9.2.3	Výsledky analýzy.....	80
10	Tepelně – mechanická analýza funkčních ploch.....	83
11	Funkční zkoušky.....	86
11.1	Průběh měření.....	86
11.2	Vyhodnocení výsledků.....	89
	Závěr.....	93
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	95
	Seznam příloh.....	98



ÚVOD

Při výběru diplomové práce jsem uvítal možnost spolupráce s firmou TRW-DAS, která má dlouholetou tradici a zkušenosti s výrobou automobilových komponent. Jedna z jejích poboček má sídlo v Dačicích, pár kilometrů od místa mého bydliště. Moje diplomová práce je situována do divize Řízení, kde se zabývají výrobou kulových kloubů a systémů řízení. Funkčnost těchto výrobků je kontrolována měřením. Aby bylo prokazatelné, zda měřicí systém dodává relevantní výsledky měření, je potřeba na tento aplikovat studii opakovatelnosti a reprodukovatelnosti. Tuto studii firma provádí se vzorky kulových kloubů a servořízení přímo z výroby. Problém těchto vzorků je, že jsou jejich vlastnosti ovlivněny teplotou, vlhkostí, rozprostřením maziva atd.

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh mechanismu, který zaručí vyvození stálé hodnoty kroutícího momentu o velikosti 1 – 5 Nm, tedy podobného momentu, který je potřebný pro roztočení pastorku řízení nebo k otáčení kloubem.



1 TRW – DAS DAČICE A.S.

TRW-DAS, akciová společnost se sídlem v Dačicích patří mezi největší dodavatele komponentů pro automobilový průmysl. V dačickém závodě sídlí dvě divize. Divize Řízení, kde se vyrábí různé druhy vnitřních a vnějších kulových kloubů, dutých čepů, vodících táhel a kontrolních ramen náprav pro osobní a nákladní automobily. Divize Ventily, která produkuje sací a výfukové ventily spalovacích motorů. [<http://www.trwauto.cz/>]



2 PODVOZKOVÉ SYSTÉMY

Do této skupiny lze zařadit systémy zavěšení kol, odpružení, řízení a v neposlední řadě systémy brzdové. V této rešeršní části krátce pojednám pouze o systémech zavěšení kol a řízení. V těchto jsou používány kulové klouby pro pohyblivá propojení jednotlivých částí. Navíc se v Dačicích zabývají výrobou EPHS (Electrically Powered Hydraulic Steering).

2.1 SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ KOL

„Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla.[1]“

Zavěšení kola má tyto funkce[1]:

- Umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu, potřebný z hlediska propružení a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola) jde o tzv. vedení kola. Touto problematikou se zabývá kinematické řešení zavěšení.
- Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií, tj. svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdící síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil (hnací a brzdící moment). Tyto otázky jsou řešeny pevnostní kontrolou zavěšení.

2.1.1 DRUHY ZAVĚŠENÍ

Zavěšení kol se dělí na dva druhy[1]:

- Závislé zavěšení (tuhá náprava)
- Nezávislé zavěšení (všechny ostatní typy náprav)

„Pojmem náprava rozumíme komplet skládající se z nápravnice, zavěšení kola, úplných nábojů ložisek kol, brzdového ústrojí předních kol, pružících jednotek a u přední nápravy z řízení.[1]“

„U závislého zavěšení jsou kola uložena na společném příčném nosníku (mostu nápravy), se kterým tvoří z kinematického hlediska jedno těleso. Při svislém propružení jednoho kola vznikne u tuhé nápravy rovněž pohyb druhého kola. U nezávislého zavěšení (každé kolo je zavěšeno ke karoserii samostatně, nezávisle na protilehlém kole) nejsou naproti tomu pohyby pravého a levého kola vázány. Při jednostranném propružení jednoho kola nevznikne pohyb druhého kola.[1]“

TUHÁ NÁPRAVA

„Tuhá náprava je nejstarší a dnes stále ještě užívaný druh zavěšení kol. Používá se u nákladních automobilů, autobusů, přípojných vozidel, u terénních automobilů a užitkových automobilů.[1]“



Obr. 1 Tuhá náprava [2]

LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

„Je tvořená dvojcí nad sebou umístěných příčných ramen obvykle trojúhelníkového tvaru. Ramena při pohledu zepředu vytvářejí spolu s těhlicí lichoběžník, horní rameno bývá kratší než spodní.[1]“



Obr. 2 Lichoběžníková náprava [2]

„Výhodou lichoběžníkové nápravy je, že může být velmi nízká (velmi plochá v porovnání s nápravou McPherson) a navíc zabírá méně místa než tuhá náprava. Toto a kinematické přednosti jsou důvody, proč se lichoběžníková náprava používá pro lehké nákladní automobily i pro těžká vozidla.[1]“

Tato náprava se také ve velké míře uplatňuje u vozidel střední a vyšší třídy (BMW 3, Lancia Thesis).

VÍCEPRVKOVÁ NÁPRAVA

„Zavěšení předních nebo zadních kol, které se skládá z několika ramen (tyčí nebo trojúhelníkových ramen). Vyznačuje se možností lepšího naladění podvozku (lze nastavit parametry každého z ramen), má však vyšší konstrukční náročnost.[1]“



Obr. 3 Víceprvková náprava [2]

„Víceprvková náprava splňuje lépe než jakýkoli jiný současný sériový systém dynamické požadavky přesného vedení kol. Vyniká nízkou hmotností, nízkým třením, znamenitým potlačením vibrací a hluku přenášených z vozovky a mimořádnou prostorovou účinností.[1]“

NÁPRAVA McPHERSON

„Náprava McPherson je odvozena z lichoběžníkové nápravy, u které je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Tím se např. získává přídatný vnitřní prostor pro motor nebo zavazadlový prostor.[1]“

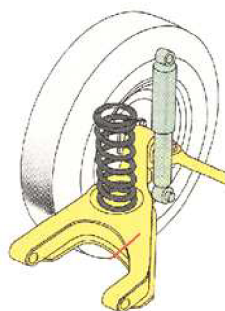


Obr. 4 Náprava McPherson [2]

Tato náprava se nejvíce objevuje na malých vozidlech, na vozidlech nižší střední třídy a střední třídy (Fiat Punto, Opel Corsa, Škoda Fabia a další).

KYVADLOVÁ ÚHLOVÁ NÁPRAVA

„Kyvadlová úhlová náprava se používá jako náprava zadní. Osa kývání ramene je v půdorysu šikmá, proto se používá pro toto zavěšení kol také název „šikmý závěs“. Většinou je osa kývání šikmá i v nábysu. Tímto opatřením vzniká při propuštění samořízení, které má na chování vozidla nedotáčivý účinek.[1]“



Obr. 5 Kyvadlová úhlová náprava [2]

KLIKOVÁ NÁPRAVA

„Kliková náprava má podélná ramena s příčkou tzn. k podélné rovině vozu kolmou osu kývání. Dnes se používají většinou pro nepoháněné zadní nápravy. Kliková náprava zabírá málo místa a je vhodná zejména pro vozidla typu kombi a pro osobní automobily s velkými pátými dveřmi popř. sklápěcími zadními sedadly. Části nápravy nezužují podlahu vozu, která může být proto velmi nízko.[1]“

KLIKOVÁ NÁPRAVA S TORZNÍM PROPOJOVACÍM PRVKEM

„Tato prostorově úsporná konstrukce zadní nápravy snižuje úroveň podlahy a zvětšuje využitelnou výšku. Obě podélná ramena jsou navzájem spojena ohybově tuhou příčkou, která je však torzně měkká a slouží jako příčný stabilizátor.[1]“



Obr. 6 Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem [2]

„Spojovacím prvkem je většinou otevřená příčka s průřezem tvaru U, která se při stejnoběžném propružení nedeformuje. Při protiběžném propružení zkrucuje a tím nahrazuje příčný stabilizátor. Pokud by příčná příčka byla posunuta do středů kol, pak by takové provedení mělo vlastnosti tuhé nápravy.[1]“

„Propojená kliková náprava má řadu výhod: snadná montáž celé nápravy, malý potřebný prostor, jednoduché upevnění pružících a tlumících teleskopických vzpěr příp. tlumičů a pružin, velmi málo konstrukčních dílů a tím také malá hmotnost neodpružených částí, příčný nosník působí jako stabilizátor, malá změna sbíhavosti, rozchodu a odklonu kol, neotáčivé samořízení nápravy závislé na zatížení, vhodná poloha středu klonění, která zmenšuje zvedání zádě při brzdění. Naproti tomu má tato náprava jen málo nevýhod: v sériovém provedení prakticky nemožné použití pro poháněnou nápravu, tendence



přetáčivosti vlivem bočních sil, torzní a smykové napětí v příčném nosníku, vysoké namáhání svarových švů a tím omezené přípustné zatížení zadní nápravy,[1]“

2.2 ŘÍZENÍ

„Řízení slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy vozidla. Podle konstrukce se řízení dělí na řízení jednotlivými koly a řízení celou nápravou. Řízení celou nápravou se používá běžně jen u nákladních přívesů. Motorová vozidla jsou obvykle řízena natáčením předních kol kolem rejdového čepu („osy řízení“). U nákladních automobilů se dvěma předními nápravami se natáčí kola obou dvou náprav. Řízení zadních kol se používá u některých pojízdných pracovních strojů, dlouhých návěsů a v minulosti u kloubových autobusů. Byly vyvinuty také systémy řízení zadních kol u osobních automobilů (řízení všemi koly). V poslední době se zavádí tzv. aktivní řízení předních kol.[1]“

Podle způsobu ovládání rozlišujeme[1]:

- řízení přímé, ovládané jen silou řidiče
- řízení s posilovacím zařízením (servořízení), kdy pohybem volantu je ovládán posilovač, který pak řídí přední kola

2.2.1 POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ

Řízení musí splňovat následující požadavky[1]:

- Snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus říditelné nápravy a geometrie řízení musí být konstruovány a provedeny tak, aby nevznikly kmity a rázy v řízení.
- Řízená kola se po projetí zatáčky musí samovolně vracet do přímého směru, nebo aby k vracení kol do přímého směru byla potřebná podstatně menší síla než pro pohyb do zatáčky (tato podmínka neplatí pro vozidla se strojním řízením).
- Řídící ústrojí nesmí mít větší vůle. U vozidel s nejvyšší rychlostí přes 100 km/h je přípustná vůle na volantu 18° , u vozidel s max. rychlostí 25 až 100 km/h do 27° a u vozidel s konstrukční rychlostí nepřesahující 25 km/h může vůle činit 36° .
- Pokud není řízení vybaveno posilovacím zařízením, pak počet otáček volantu nesmí být větší než 5 z polohy odpovídající vychýlení vnitřního kola o 35° zprava do stejného bodu vlevo, nebo z jedné krajní polohy do druhé, pokud není docíleno úhlu vychýlení řízeného kola 35° . Krajní vychýlení kol musí být omezeno dorazy.
- Motorová vozidla u nichž hmotnost připadající na řízenou nápravu (resp. nápravy) činí nejméně 3,5 t, musí mít řízení vybaveno posilovacím zařízením. Při selhání tohoto zařízení musí být možno řídit vozidlo (soupravu) svalovou silou řidiče. Tato síla nesmí přesáhnout 600 N.
- Při zatáčení z přímé jízdy do oblouku o poloměru 12 m 10 km/h nesmí ruční síla na volantu překročit 250 N.



„Řízení musí splňovat také homologační předpisy Evropské hospodářské komise (EHK) OSN R 12 a R 79.[1]“

2.2.2 GEOMETRIE ŘÍZENÝCH KOL

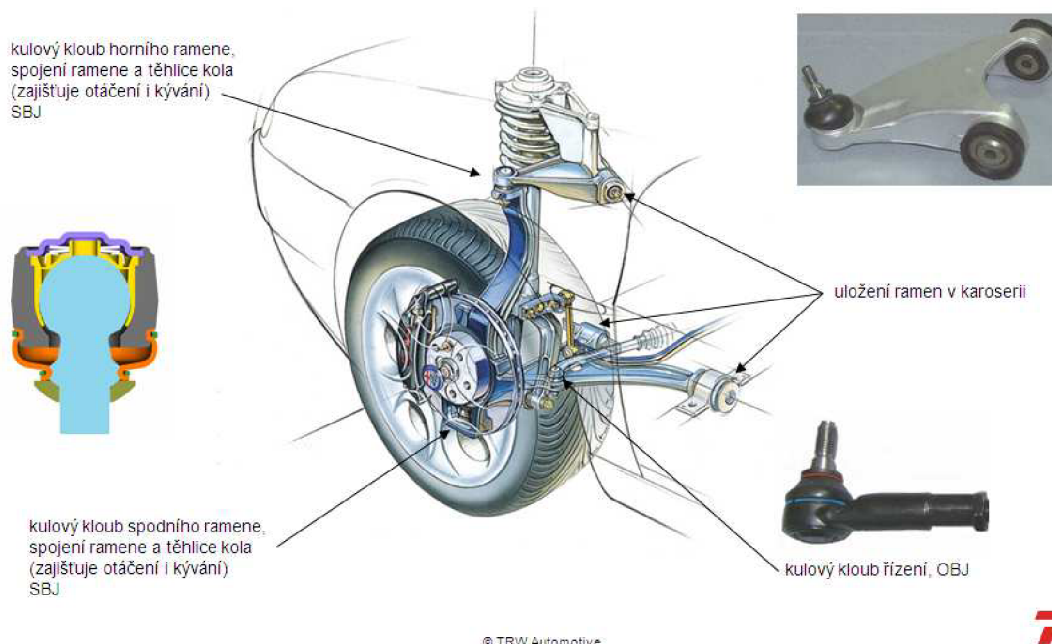
„Aby se kola motorového vozidla při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo lehké, přesné a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky jsou označovány jako „geometrie zavěšení kol“. Příslušné veličiny jsou následující: úhel odklonu kola γ , příklon rejdové osy σ , poloměr rejdu r_0 , záklon rejdové osy τ , závlek n_k , úhel sbíhavosti δ_0 .[1]“

2.2.3 PRVKY ŘÍZENÍ

Řízení obecně skládá s těchto částí: kulové klouby, řídicí tyče, sloupek řízení, volantový hřídel, převodka řízení a posilovač řízení.

KULOVÉ KLOUBY

Jak je z předešlého patrné jsou na systémy zavěšení kol a systémy řízení kladeny vysoké nároky. Tyto nároky musí splňovat každá součást, která tvoří funkční celek náprav a řízení. Jednou z neodmyslitelných součástí je i kulový kloub. Na systémech řízení a náprav se objevuje hned několik druhů těchto kloubů.



Obr. 7 Některé příklady umístění kulových kloubů [2]

„Ke kloubovému spojení jednotlivých dílů mechanismu řízení (pák, tyčí, táhel) se používají kulové klouby. Dříve se používaly klouby mazané. Tyto se dnes používají jen na řídicích tyčích, které jsou vystavovány nadměrnému znečišťování (stavební stroje, traktory). Pod hlavicí kloubu je ocelová miska, která je upevněna šroubovým uzávěrem. Kuželová



pružina tlačí příčně vedenou miskou shora na kouli a vymezuje vůli při dostatečné lehkosti chodu. Pružná těsnící manžeta je vedena čepem a klouže po vnější části hlavice. Při mazání tlakovou mazničkou vytéká mazací tuk vedle manžety.[1]“

„V současné době se používají téměř výhradně jen kulové klouby, které nevyžadují údržbu.[1]“ Tyto klouby jsou osazeny plastovými miskami místo dřívějších ocelových.

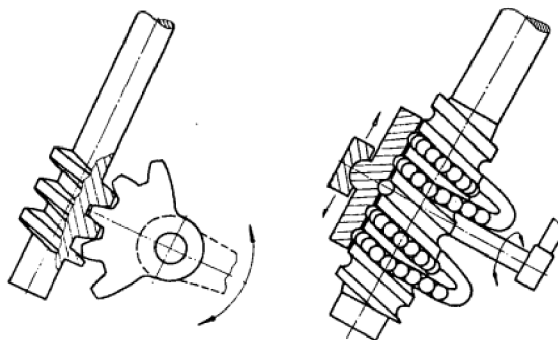
„U mechanismů řízení majících převodky řízení s otočným pohybem se používá hlavní páka řízení a pomocná páka řízení, které se prakticky jen paralelně natáčí a nejsou kloubově namáhány. Působící síly mají směr pák. V takových případech dostačují jednoduché čepové klouby. Možný úhel odklonění od svislice závisí na tvrdosti plastu a pohybuje se do $\pm 7^\circ$.[1]“

„U mechanismů řízení s hřebenovou převodkou se používají axiální kulové klouby. Kloub je bočně přišroubován k ozubené tyči nebo může být závit pro připojení k ozubené tyči v hlavici kloubu.[1]“

Kulové klouby se používají i pro pohyblivé spojení jednotlivých částí náprav např. spodní rameno – těhlice kola, horní rameno – těhlice kola, uložení ramen ke karoserii atd.. Tyto kulové klouby jsou přímo integrovány v jednotlivých ramenech (*Obr. 7*).

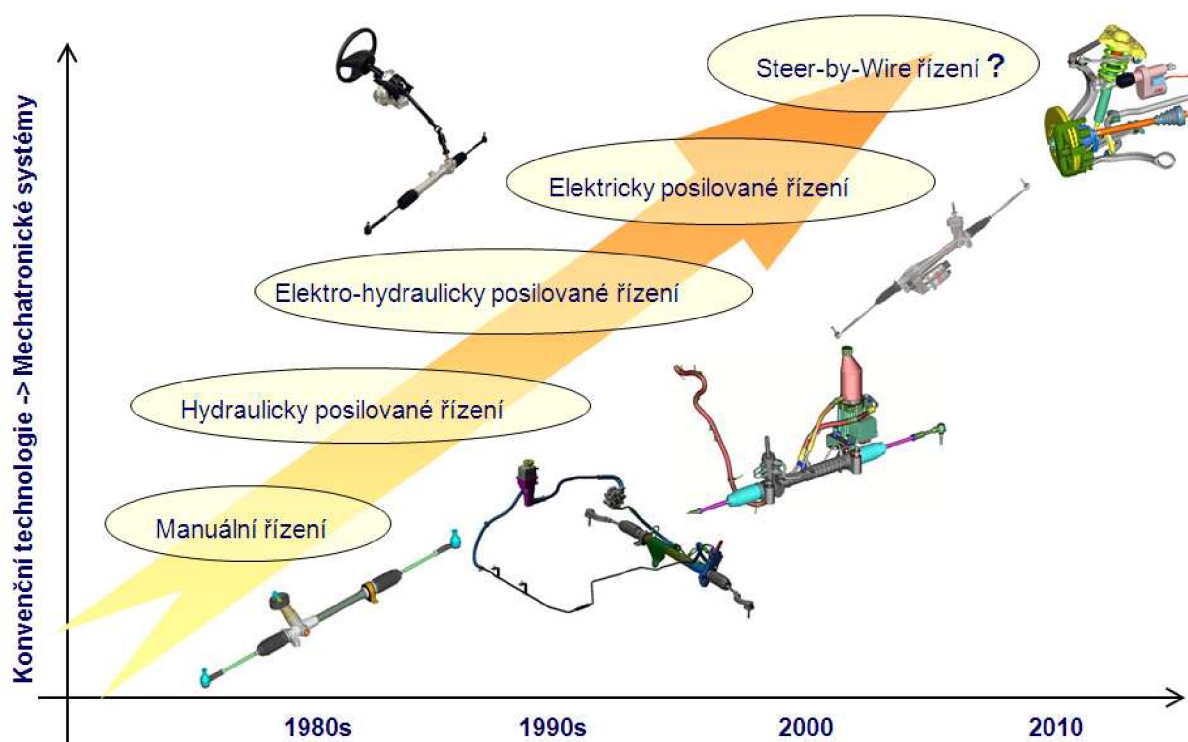
PŘEVODKA ŘÍZENÍ

První převodky řízení byly šnekové nebo maticové (tyto se ještě dnes používají u menších nákladních automobilů). Tyto převodky byly postupně nahrazeny převodkami hřebenovými. Hlavní příčiny byly zejména: velké tření (u šnekových převodek) a nevýhodná situace při zástavbě do dnešních typů automobilu. Pro tyto se více hodí právě hřebenová převodka, která je vhodná vzhledem k malému zástavbovému prostoru, nízkým třecím ztrátám, je vhodná pro nápravy s nezávislým zavěšením kol atd.[1].



Obr. 8 Šnekové a maticové řízení [1]

Neustále se zvyšující požadavky na bezpečnost a ekonomiku jízdy automobilu mají za následek instalaci dalších pomocných zařízení, které napomáhají řidiči k ovládnutí vozidla a tak zmenšují jeho fyzické vypětí a tím napomáhají k bezpečnosti provozu. Jedná se o posilovače řízení. Na *Obr. 9* je naznačeno jakým směrem se ubírá vývoj řízení automobilu.



Obr. 9 Vývoj systémů řízení [2]

Systém řízení dokáže do jisté míry snížit spotřebu paliva. Jestliže víme, že řidič 90% času nezatáčí, je zbytečné pohánět čerpadlo nepřerušovaně jako je tomu například u systému s hydraulickým čerpadlem poháněným spalovacím motorem[2].



3 DRUHY KULOVÝCH KLOUBŮ VYRÁBĚNÝCH V TRW-DAS DAČICE A.S



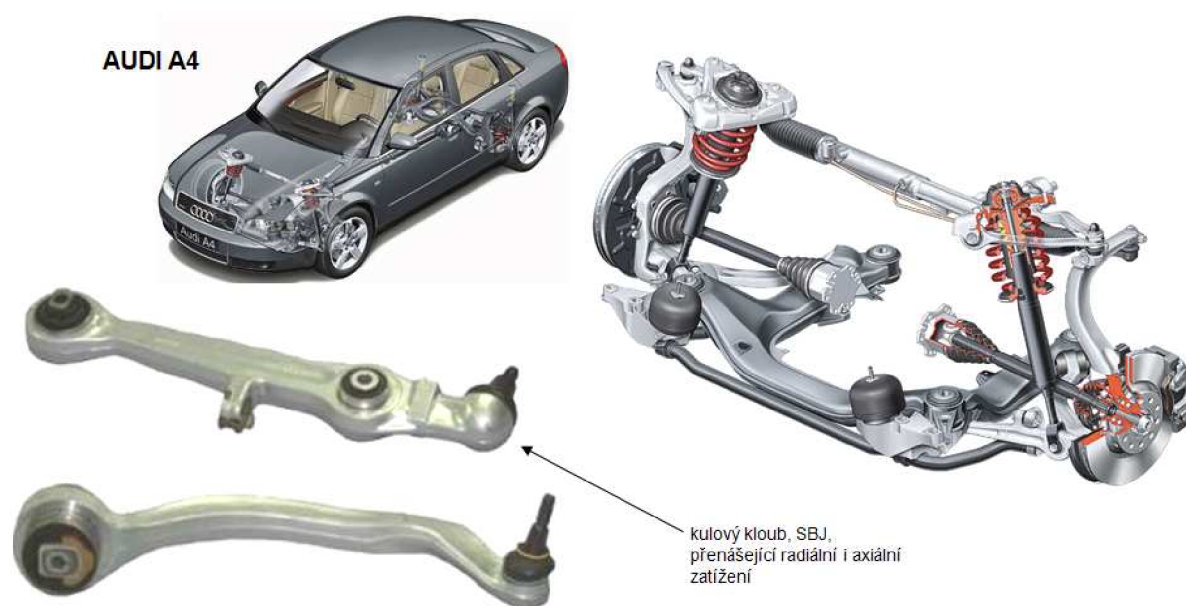
Obr. 10 Dutý kulový kloub, PBJ, přenášející radiální zatížení [2]



Obr. 11 Kulový kloub řízení, OBJ, přenášející radiální zatížení [2]



Obr. 12 Kulový kloub řízení vnitřní, IBJ, přenášející axiální zatížení [2]



Obr. 13 Kulový kloub integrovaný v hliníkovém rameni [2]



4 TESTOVÁNÍ KULOVÝCH KLOUBŮ

„Po celém světě je automobilový průmysl regulován zákonnými požadavky. V Evropě se jedná o direktivy EU nebo normy United Nations Economic Commission for Europe (UN ECE). V USA je zákonným regulátorem National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Tyto zákonné normy upravují především otázku bezpečnosti.[2]“

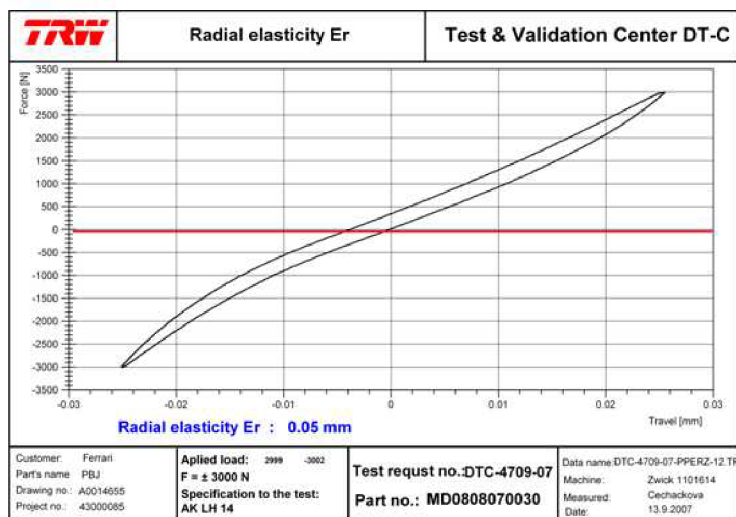
Nejen zákon vyžaduje kontrolu a testování vyráběných komponent pro automobilový průmysl. Zákazníci také požadují po dodavatelích výrobky, u kterých je zaručena funkčnost, která je zákazníkem dohodnuta a požadována. Tato funkčnost je dokazována testováním.

4.1 DRUHY TESTŮ KULOVÝCH KLOUBŮ

Firma TRW – DAS Dačice testuje kulové čepy hned několika způsoby. Tyto testy musí co nejvíce odpovídat skutečným provozním situacím. Dosáhnouti takovýchto stavů je celkem obtížné. Například při životnostních testech se využívají akcelerované testy. Zde je velice důležité najít správný způsob průběhu testu. To znamená, že je důležité stanovit správnou velikost zatěžujících sil a jejich intenzitu.

4.1.1 RADIÁLNÍ A AXIÁLNÍ ELASTICITA KULOVÝCH ČEPŮ

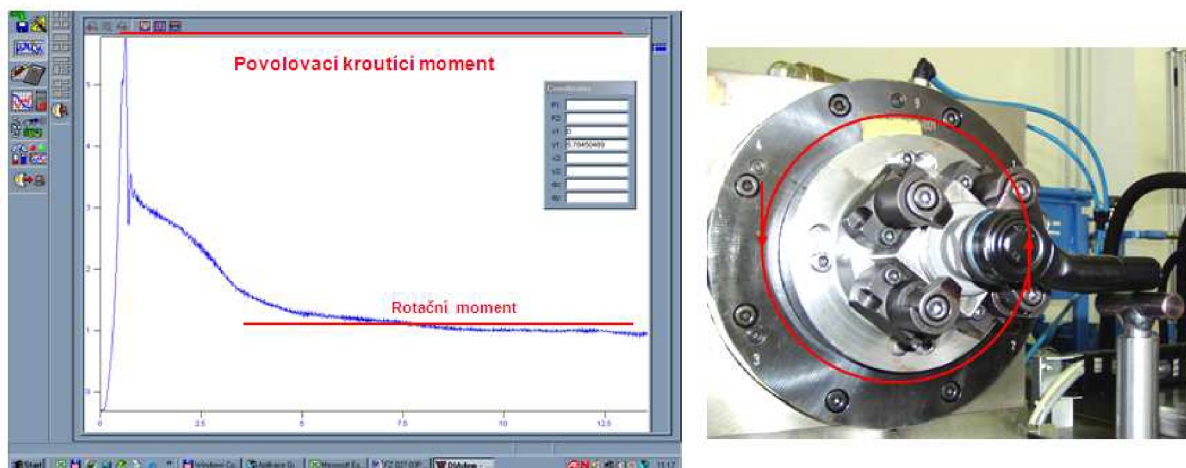
„Hysterezí smyčka dráhy (pohybu čepu) na síle působící na čep v axiálním nebo radiálním směru. Charakter hysterezní smyčky ukazuje průběh tuhosti při statickém zatěžování a je schopen indikovat (vznikající) vůli.[2]“



Obr. 14 Radiální a axiální elasticita [2]

4.1.2 ROTAČNÍ MOMENT KULOVÝCH KLOUBŮ

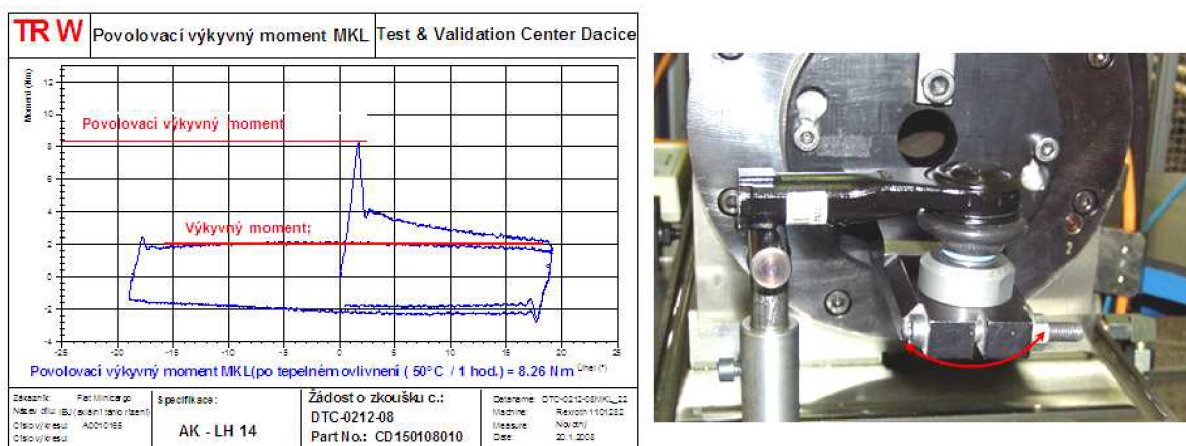
„Měříme kroutící moment v závislosti na čase či úhlu. Charakter křivky určuje hodnotu odporu čepu proti rotačnímu pohybu.[2]“



Obr. 15 Měření povolovacího a rotačního momentu [2]

4.1.3 KLOPNÝ MOMENT KULOVÝCH KLOUBŮ

„Klopný moment v závislosti na čase či úhlu. Charakter křivky určuje hodnotu odporu čepu proti klopnému pohybu.[2]“



Obr. 16 Měření povolovacího výkyvného momentu a výkyvného momentu [2]

4.1.4 ÚNAVOVÉ TESTY

„Bez funkčního proměření před zkouškou se díly dle specifikací cyklicky silově zatěžují až do úplného poškození. Testují se jak kompletní klouby, tak jejich části jako čep či hlava kulového kloubu.[2]“

„Podvozkové komponent nejsou namáhány konstantními silami (různá rychlost, zatáčení, nerovná vozovka), což se projevuje na zvýšené únavě materiálu. Zákazník požaduje garantovanou minimální životnost, která se určuje z těchto testů.[3]“

„Zkouška je ukončena pokud dojde k porušení (lomu) nebo vzorek vydrží požadovaný počet cyklů bez porušení. Získané hodnoty se potom vyhodnotí pomocí Weibullova nebo log-normálního rozdělení.[3]“

4.1.5 TEST OPOTŘEBENÍ KULOVÉHO KLOUBU

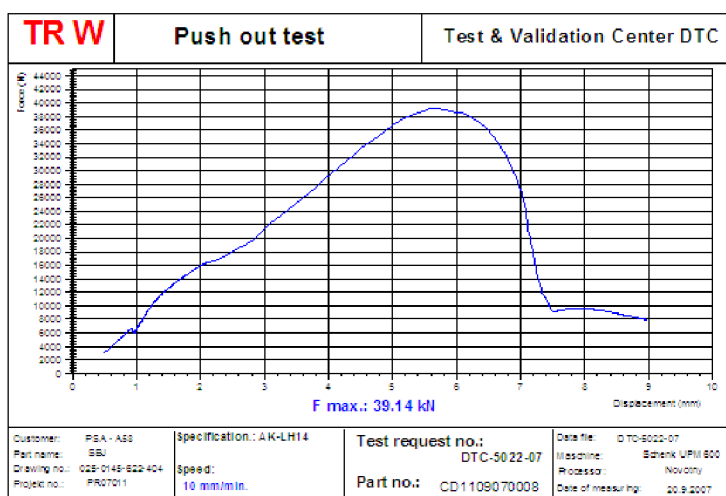


„Po funkčním prověření kloubu se provádí cyklické (sinusoidní, čtvercové, trojúhelníkové) zatěžování dílů silou, příp. souběžné naklápění či natáčení, a po specifikovaném počtu cyklů se opět funkčně proměří a vyhodnotí. V mnoha případech se využívá i enviromentálních prvků jako např. změna teploty během testů apod.[2]“

„Díky pohybu pinu v plastové misce vzniká v obou dílech vzájemné opotřebení. Protože je plastová miska z výrazně měkčího materiálu, dochází u ní k vyššímu opotřebení. Při vniknutí cizorodé částice mezi kluzné plochy se opotřebení výrazně zvýší.[3]“

4.1.6 SÍLA NA VYTLAČENÍ A VYTRŽENÍ ČEPU Z KULOVÉHO KLOUBU

„Nárůst síly v závislosti na čase či dráze. Je to nejdůležitější zkouška z hlediska bezpečnosti kulových kloubů.[2]“



Obr. 17 Síla potřebná pro vytlačení [2]

Vytlačení a vytržení se provádí jak přes víčko, tak přes materiál (miska, hlava kloubu).



Obr. 18 Vytlačení čepu přes víčko a přes materiál

4.1.7 TEST TĚSNOSTI KLOUBŮ

„Zkouška probíhá za současného klopného a krouťícího pohybu v cyklech při teplotách -30, +20 a +60°C. To všechno při ostříkování vodou v určitých intervalech. Vyhodnocuje se případný průnik vody pod prachovku a praskliny nebo protržení prachovky.[2]“



Požadavky na těsnost[3]:

- Žádné trhliny nebo jakékoli poškození prachovky
- Žádná ztráta maziva
- Zamezení přístupu vody ke kloubu
- Snížit obsah vody v mazivu na méně než 0,6 hmotnostního procenta
- Žádná koroze kloubu uvnitř utěsněné části

4.1.8 KOROZNÍ ZKOUŠKA NEUTRÁLNÍ SOLNOU MLHOU

„Zkoušený povrch je vystaven nepříznivému rozprašování 5% roztoku chloridu sodného (NaCl) při teplotě 35°C. Doba trvání testu se stanovuje podle typu povrchové úpravy např. lakovaný povrch 240 hodin, Zn/Ni povlak nanášený elektrolyticky 720 hodin. Vyhodnocuje se podle typu povrchové úpravy např. velikost a množství korozních bodů, přilnavost povrchové vrstvy na podkladu, výskyt bublin atd.[2]“



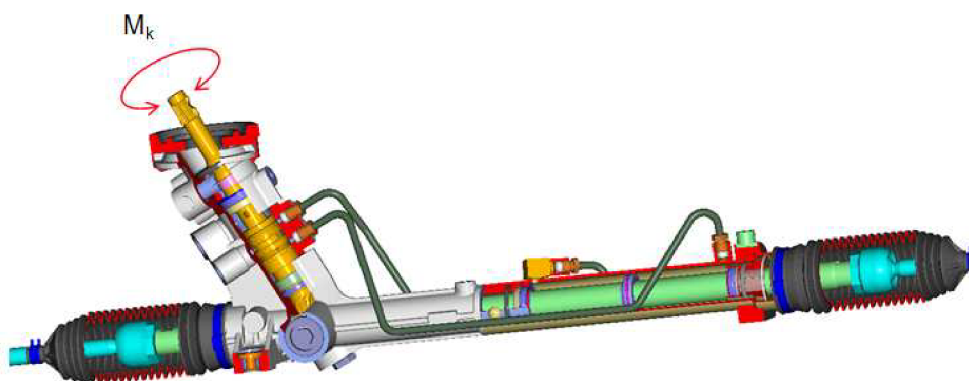
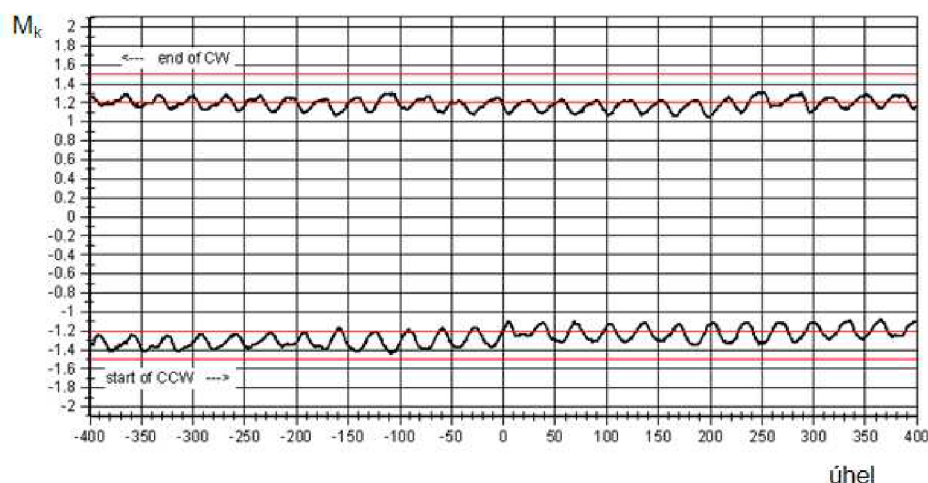
5 TESTOVÁNÍ ŘÍZENÍ

5.1 DRUHY TESTŮ ŘÍZENÍ

Testy řízení patří mezi nejdůležitější a je potřeba těmto testům věnovat náležitou pozornost. Řízení je montážní celek, který po smontování musí vykazovat plynulý chod bez žádných větších rázů a zadržování. Tato součást má přímý vliv na bezpečnost jízdy.

5.1.1 ROTAČNÍ MOMENT PASTORKU

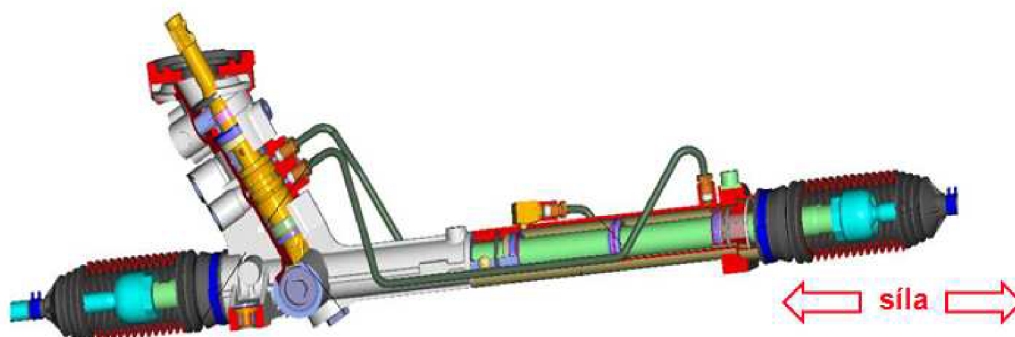
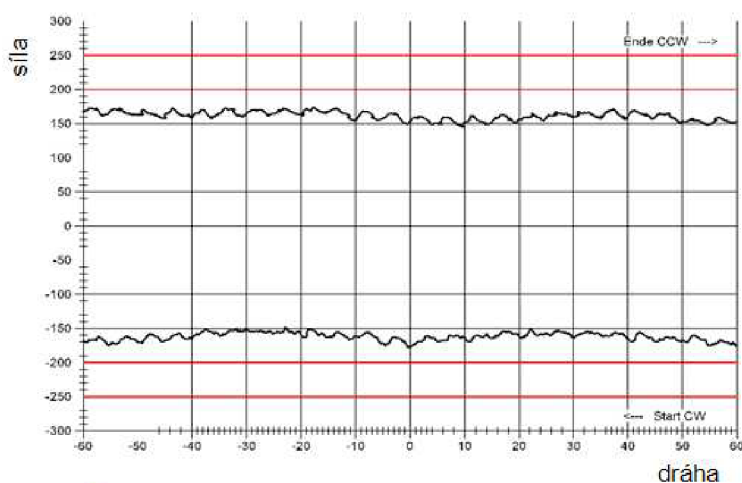
„Test, při kterém je pastorkem řízení otáčeno mezi oběma mechanickými dorazy konstantní rychlostí a je měřen pasivní moment působící proti pohybu. Test zjišťuje třecí poměry servořízení a provádí se s i bez vlivu posilovače.[2]“



Obr. 19 Výsledek měření kroutícího momentu na řízení [2]

5.1.2 VRACENÍ ŘÍZENÝCH KOL PŘI VÝJEZDU ZE ZATÁČKY

„Test, při kterém je pomocí vnitřního kloubu (IBJ) posouváno hřebenem mezi oběma mechanickými dorazy konstantní rychlostí a je měřen pasivní odpor působící proti pohybu. Test zjišťuje třecí poměry servořízení a provádí se s i bez vlivu posilovače.[2]“



Obr. 20 Výsledek testu vracení kol [2]

5.1.3 SYSTÉMOVÝ TEST

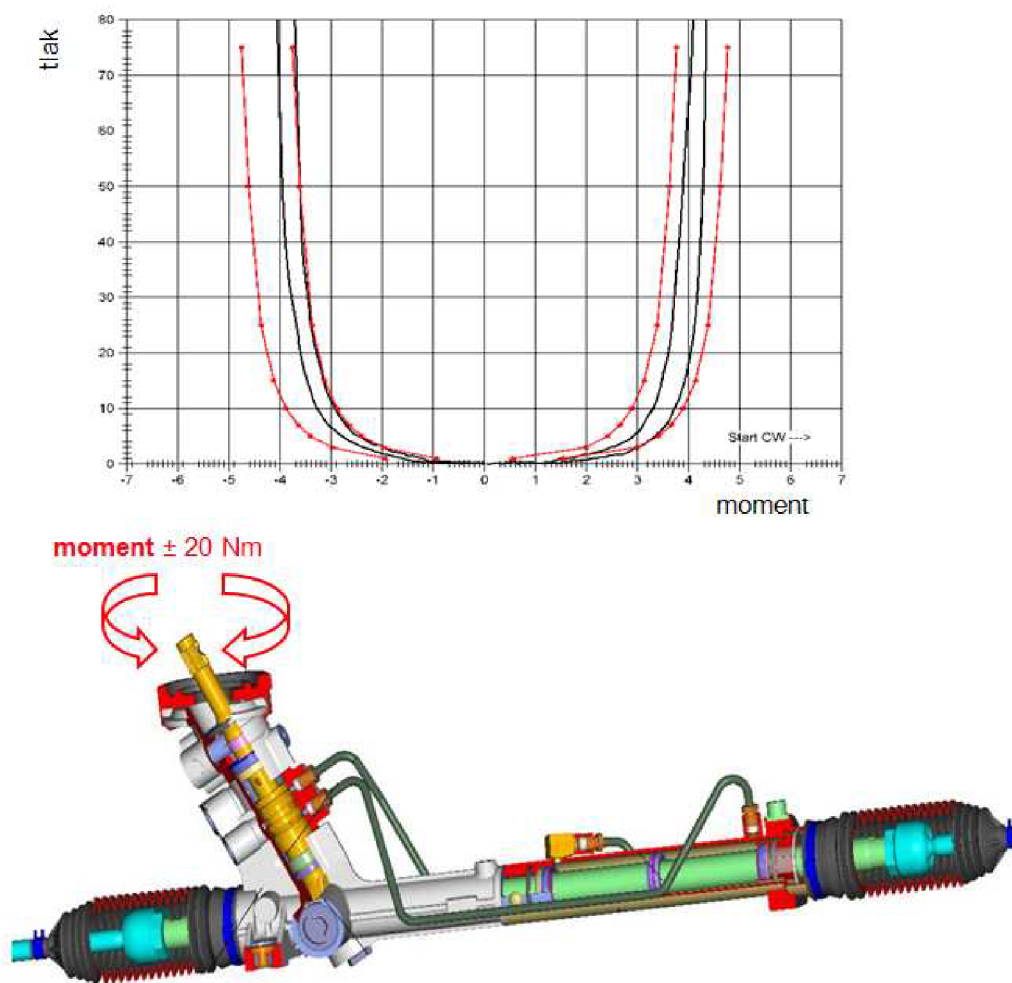
„Při zablokovaném hřebenu řízení ve středové pozici je pastorkem otáčeno konstantní rychlostí na hodnotu ± 20 Nm (Obr. 21). Test zjišťuje vnitřní netěsnost, systémový tlak a ventilovou křivku (průběh tlaku v závislosti na momentu).[2]“

5.1.4 ÚNAVOVÝ TEST

„Po ukončení funkčních testů je řízení při současném otáčení pastorkem $\pm 15^\circ$ cyklicky zatěžováno specifickou silou přes oba vnější klouby (OBJ). Test probíhá s vlivem posilovače. Po provedení počtu cyklů dle dané specifikace je celý test ukončen opět funkčními testy.[2]“

5.1.5 TEST OPOTŘEBENÍ

„Test, při kterém je pastorkem řízení otáčeno mezi oběma mechanickými dorazy konstantní rychlostí a oba vnější klouby (OBJ) jsou zatěžovány silou danou specifikací. Test probíhá s vlivem posilovače. Před hlavním testem a po ukončení předepsaného počtu cyklů jsou prováděny funkční testy.[2]“



Obr. 21 Výsledky systémového testu [2]



6 MSA - ANALÝZA SYSTÉMU MĚŘENÍ

Informace pro tuto kapitolu jsem čerpal ze zdroje [4].

Důležitou součástí plánování jakosti je analýza navrženého systému měření, který bude při realizaci výrobku používán. Úkolem této analýzy je ověřit způsobilost daného systému měření k měření sledovaného znaku jakosti v daném výrobním nebo tolerančním rozpětí. Způsobilost použitého systému měření rozhoduje o jakosti naměřených údajů. Zvážíme-li, že management jakosti se neobejde bez naměřených údajů, je zřejmé, že analýze systému měření je třeba věnovat náležitou pozornost. Naměřené údaje jsou základním podkladem pro rozhodování, například při regulaci procesu, posuzování shody výrobku, hodnocení účinnosti nápravných opatření, atd. Základem systému měření je také „vlastní měření“ potřebných veličin. Z toho vyplývá, že je třeba věnovat značnou pozornost také tomuto měření a zejména se vyvarovat chybám měření.

Kvalita naměřených dat je definována statistickými vlastnostmi násobných měření získaných se systémem měření pracujícím za stabilních podmínek. Předpokládáme, že je systém měření, pracující za stabilních podmínek, využití několika měření určitého znaku. Jsou-li všechna měření seskupena „těsně“ kolem skutečné hodnoty tohoto znaku, potom lze říci, že kvalita dat je „vysoká“. Podobně platí, že pokud je některé měření nebo všechna měření výrazně vzdáleno od skutečné hodnoty, potom je kvalita dat „nízká“.

Statistickými charakteristikami, které se nejčastěji používají pro popis kvality dat, jsou strannost a rozptyl systému měření. Charakteristika nazývaná strannost je daná polohou dat vůči referenční hodnotě a charakteristika nazývaná rozptyl popisuje rozptýlení dat.

Jedním z nejběžnějších důvodů vzniku dat nízké kvality je jejich příliš velká variabilita. Velký podíl na této variabilitě v souboru měření může mít interakce mezi systémem měření a jeho prostředím.

Způsobuje-li interakce příliš velkou variabilitu, potom může být kvalita dat tak nízká, že nejsou užitečná. Například systém měření s velkou variabilitou nemusí být vhodný pro analyzování výrobního procesu, protože variabilita systému měření může zakrývat variabilitu výrobního procesu. Velká část práce, spojené s řízením systému měření, je zaměřena na monitorování a řízení variability. Mezi jiným to znamená, že je třeba klást důraz na získání poznatků o tom, jak systém měření vzájemně integruje se svým prostředím, aby tak byla generována pouze data přijatelné kvality.

6.1 ZÁKLADNÍ TERMINOLOGIE

Měření - je definováno jako „přiřazování čísel hmotným věcem za účelem reprezentování jejich vzájemných vztahů s ohledem na konkrétní vlastnosti“. Proces přiřazování čísel je definován jako proces měření, přičemž hodnota je definována jako hodnota měření.

Měřidlo - je libovolné zařízení používané k měření.

Systém měření - je soubor přístrojů nebo měřidel, etalonů, operací, metod, přípravků, softwarů, personálu, prostředí a předpokladů používaných ke kvantifikaci jednotky měření nebo k stálému posuzování měřeného stěžejního znaku.

Etalon (standard) - přijatá základna pro porovnání, kritéria přijatelnosti, referenční hodnota, známá hodnota v rozsahu stanovených mezí nejistoty, přijatá jako pravá hodnota.



6.2 ZÁKLADNÍ ZAŘÍZENÍ

6.2.1 PRÁH CITLIVOSTI, ČITELNOST, ROZLIŠITELNOST

- Nejmenší odečitatelná jednotka, rozlišitelnost měření, mez stupnice nebo detekční mez
- Inherentní vlastnost daná návrhem
- Nejmenší jednotka stupnice měření nebo výstup přístroje
- Vždy se uvádí jako jednotka míry/měření
- Čistě praktická zásada: 10 ku 1

6.2.2 EFEKTIVNÍ ROZLIŠITELNOST

- Citlivost systému měření k variabilitě procesu při konkrétní aplikaci
- Nejmenší vstup, který způsobí pozorovatelný výstupní signál měření
- Vždy se uvádí jako jednotka míry/měření

6.2.3 REFERENČNÍ HODNOTA

- Přijatá hodnota artefaktu
- Vyžaduje provozní definici
- Používána jako zástupce pravé hodnoty

6.2.4 PRAVÁ HODNOTA

- Skutečná hodnota artefaktu
- Neznámá a nepoznatelná

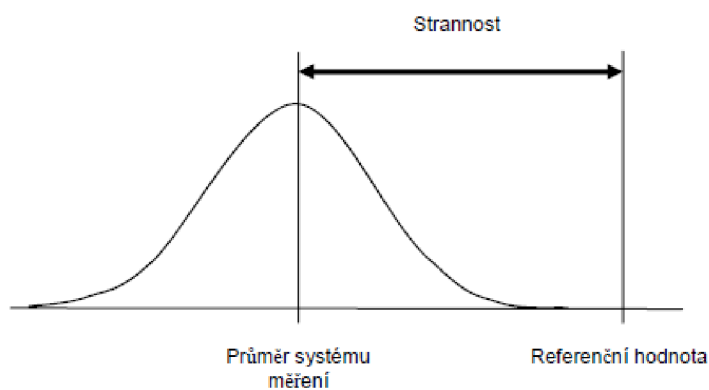
6.3 VARIABILITA POLOHY

6.3.1 PŘESNOST

- „Těsnost“ vzhledem k pravé hodnotě nebo přijaté referenční hodnotě
- ASTM zahrnuje účinek chyb polohy a šíře

6.3.2 STRANNOST

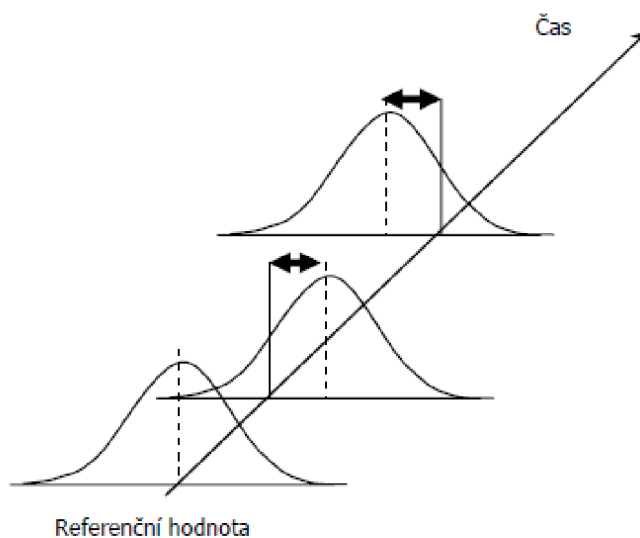
- Rozdíl mezi pozorovaným průměrem měření a referenční hodnotou
- Složka systematické chyby systému měření



Obr. 22 Strannost měření [4]

6.3.3 STABILITA

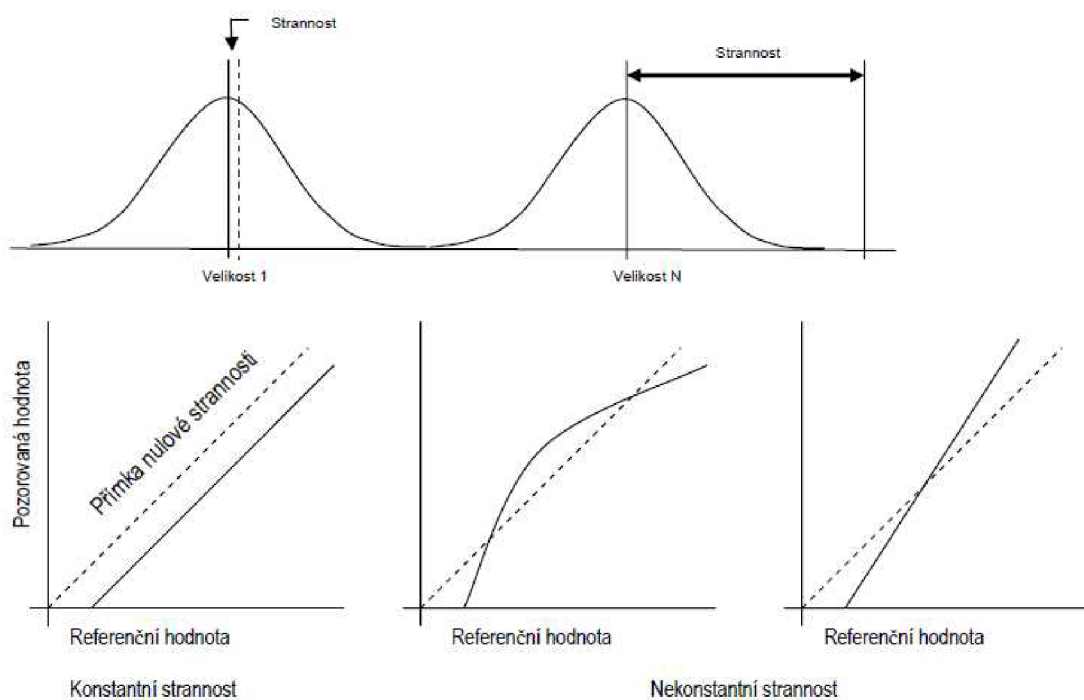
- Změna strannosti v čase
- Stabilizovaný proces měření ve statisticky zvládnutém stavu vzhledem k poloze – Drift



Obr. 23 Stabilita měření [4]

6.3.4 LINEARITA

- Změna strannosti v běžném provozním rozsahu
- Korelace násobných a nezávislých chyb strannosti v provozním rozsahu
- Složka systematické chyby systému měření



Obr. 24 Linearita měření

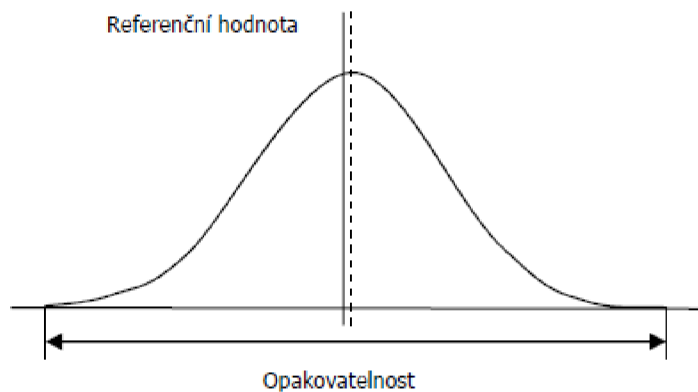
6.4 VARIABILITA ŠÍŘE

6.4.1 SHODNOST

- „Těsnost“ opakovaných čtení jednoho ke druhému
- Složka náhodné chyby systému měření

6.4.2 OPAKOVATELNOST

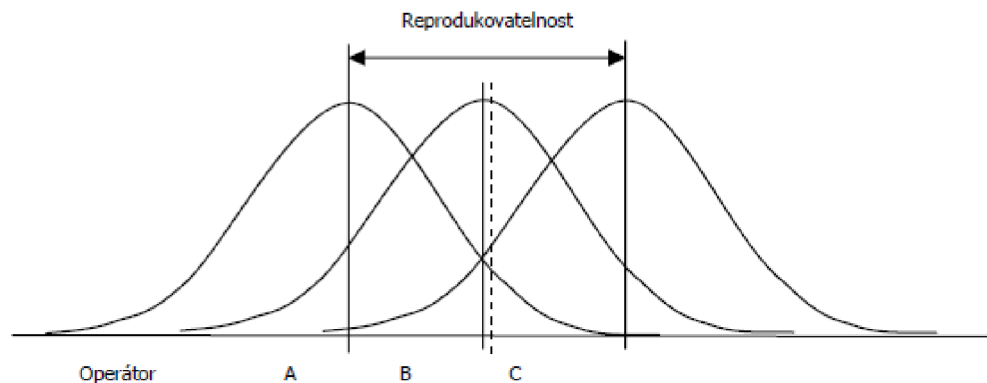
- Variabilita měření získaných jedním měřicím přístrojem, pokud jej osoba provádějící hodnocení použije několikrát při měření identického znaku u téhož dílu
- Variabilita v po sobě jdoucích (krátkodobých) zkouškách za konstantních a definovaných podmínek měření
- Obecně označovaná jako E.V. – variabilita zařízení
- Způsobnost nebo potenciál přístroje (měřidla)
- Variabilita uvnitř systému



Obr. 25 Opakovatelnost systému měření [4]

6.4.3 REPRODUKOVATELNOST

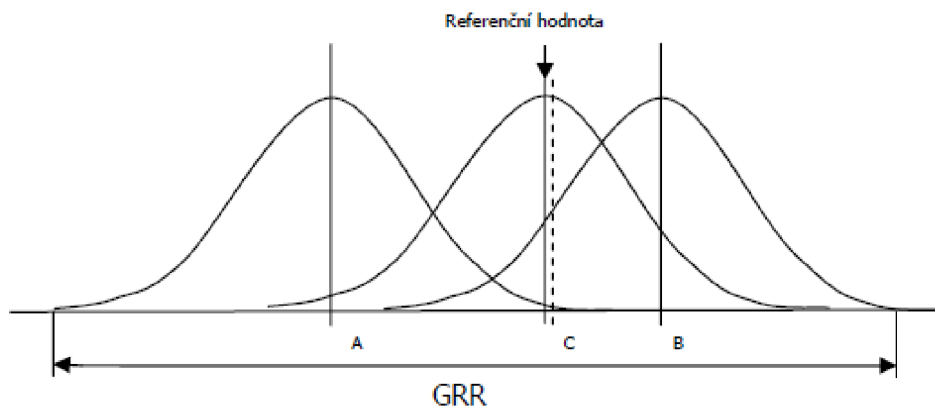
- Variabilita průměrů měření provedených různými operátory při použití stejného měřidla při měření znaku u jednoho dílu
- Při kvalifikaci produktu a procesu chyba vyvolaná operátorem, prostředím (časem) nebo metodou
- Obecně označovaná jako A.V. – variabilita vyvolaná operátorem
- Variabilita mezi systémy (vyvolaná podmínka)



Obr. 26 Reprodukovatelnost systému měření

6.4.4 GRR NEBO GAGE R&R (OPAKOVATELNOST A REPRODUKOVATELNOST MĚŘIDLA)

- Opakovatelnost a reprodukovatelnost měřidla: kombinovaný odhad opakovatelnosti a reprodukovatelnosti systému měření
- Způsobilost systému měření; v závislosti na použité metodě může i nemusí zahrnovat účinky času



Obr. 27 Opakovatelnost a reprodukovatelnost měřidla [4]

6.4.5 ZPŮSOBILOST SYSTÉMU MĚŘENÍ

- Krátkodobý odhad variability systému měření (např. „GRR“ včetně grafického znázornění)

6.4.6 FUNKČNOST SYSTÉMU MĚŘENÍ

- Dlouhodobý odhad variability systému měření (např. dlouhodobá aplikace regulačního diagramu)

6.4.7 CITLIVOST

- Nejmenší vstup, který způsobí zjizitelný výstupní signál
- Schopnost reakce systému měření na změny měřeného prvku
- Je určena provedením měřidla (práh citlivosti), inherentní kvalitou (OEM), provozní údržbou a provozním stavem přístroje a etalonu
- Vždy se uvádí jako jednotka míry/měření

6.4.8 KONZISTENCE

- Stupeň změny opakovatelnosti v čase
- Konzistentní proces měření je ve statisticky zvládnutém stavu vzhledem k šíři (variabilita)

6.4.9 UNIFORMITA

- Změna opakovatelnosti v běžném provozním rozsahu
- Homogenita opakovatelnosti

6.5 VARIABILITA SYSTÉMU

Variabilita systému měření lze charakterizovat jako:



6.5.1 ZPŮSOBILOST

- Variabilita ve čteních získaných během dlouhého časového úseku
- Založena na celkové variabilitě

6.5.2 FUNKČNOST

- Variabilita ve čteních získaných v krátkém časovém úseku
- Založena na celkové variabilitě

6.5.3 NEJISTOTA

- Odhadnuté rozmezí hodnot okolo měřené hodnoty, o němž se tvrdí, že uvnitř něho leží pravá hodnota

6.6 PROCES MĚŘENÍ

Aby bylo možné efektivně řídit variabilitu libovolného procesu, je třeba vědět:

- Co by měl proces dělat
- Co se může pokazit
- Co proces dělá

Poznatky o tom, co proces dělá, se získávají na základě hodnocení parametrů nebo výsledků procesu. Tato činnost, často nazývaná kontrola, je v podstatě vyšetřováním parametrů procesu, rozpoznatelných dílů, smontovaných subsystémů nebo dokončených konečných produktů za pomoci vhodných etalonů a měřicího zařízení, které umožňují pozorovateli potvrdit nebo odmítnout předpoklad, že proces pracuje stabilizovaným způsobem, s přijatelnou variabilitou a v souladu s cílovou hodnotou, kterou určil zákazník. Avšak tato kontrolní činnost je již sama o sobě procesem.

Bohužel průmysl tradičně pokládá měření a analýzu za „černou skříňku“. Středem pozornosti bylo zařízení – čím „důležitější“ znak, tím dražší měřidlo. Zřídka zpochybňována užitečnost přístroje, jeho kompatibilita s procesem a prostředím a jeho použitelnost. V důsledku toho nebyla tato měřidla často správně používána nebo prostě nebyla používána vůbec.

Měření a analýza je proces – proces měření. V jeho případě lze aplikovat všechny možné řídicí, statistické a logické techniky regulace procesů. To znamená, že nejprve je třeba identifikovat zákazníky a jejich potřeby. Zákazník, vlastník procesu, chce učinit správné rozhodnutí s vynaložením minimálního úsilí. Vedení musí zajistit zdroje pro nákup nezbytného a dostatečného zařízení. Nákup nejlepší a nejmodernější technologie však nebude vždy garantovat správná rozhodnutí týkající se regulace výrobního procesu.

Zařízení je pouze částí procesu měření. Vlastník procesu musí vědět, jak toto zařízení správně používat a jak analyzovat a interpretovat výsledky. Vedení musí proto rovněž zajistit jasné provozní definice a etalony, jakož i výcvik a podporu. Naopak vlastník procesu má povinnost monitorovat a řídit proces měření tak, aby zajistil stabilní a správné výsledky, což zahrnuje zohlednění celkové analýzy systému měření – prostudování měřidla, postupu, uživatele a prostředí; tj. zohlednění běžných provozních podmínek.



6.6.1 STATISTICKÉ VLASTNOSTI SYSTÉMU MĚŘENÍ

Ideální systém měření by při každém použití produkoval pouze „správná“ měření. Každé měření by vždy odpovídalo etalonu. Systém měření, který by mohl produkovat taková měření, ne má považovat za systém, jenž se vyznačuje statistickými vlastnostmi jako nulovým rozptylem, nulovou stranností a nulovou pravděpodobností nesprávné klasifikace libovolného produktu, u něhož se provádělo měření. Bohužel zřídka existují systémy měření s takovými žádanými vlastnostmi, takže osoby řídící proces jsou běžně nuceny používat systémy měření, které mají méně žádané statistické vlastnosti. Obvykle se kvalita systému měření určuje výlučně na základě statistických vlastností dat, které systém produkuje v čase. Ostatní vlastnosti, jako např. náklady, snadnost použití atd., jsou také důležité, protože přispívají k celkové vhodnosti systému měření. Kvalitu systému měření však určují statistické vlastnosti získaných dat.

Statistické vlastnosti, které jsou nejdůležitější pro jedno použití, nejsou nezbytně nejdůležitější pro jiné použití. Například u některých aplikací souřadnicového měření stroje (CMM – coordinate measuring machine) jsou nejdůležitějšími statistickými vlastnostmi „malá“ strannost a rozptyl. Zařízení CMM s takovými vlastnostmi budou mít za následek měření, která se těsně přimykají certifikovaným hodnotám etalonů, které jsou návazné. Data získaná z takového zařízení mohou být velmi užitečná pro analyzování výrobního procesu. Avšak bez ohledu na to, jak „malá“ je strannost a rozptyl zařízení CMM, nemusí být systém měření, který používá CMM, schopen provést přijatelné rozlišení mezi dobrým a špatným produktem z důvodu dalších zdrojů variability způsobených ostatními prvky systému měření.

Vedení organizace je odpovědné za identifikaci statistických vlastností, které jsou nejdůležitější pro konečné užití dat. Ačkoli se může požadovat, aby měl každý systém měření odlišné statistické vlastnosti, existují určité základní vlastnosti, které definují „správný“ systém měření. Mezi ně patří:

- Odpovídající práh citlivosti a citlivost. Pro účely měření by měly být přírůstky míry vzhledem k variabilitě procesu nebo mezním hodnotám specifikace malé. Obecně známé „pravidlo deseti“ či „10 ku 1“ říká, že práh citlivosti přístroje by měl rozdělit toleranci na deset nebo více částí. Záměrem této čistě praktické zásady bylo zajistit minimální výchozí bod pro volbu měřidla.
- Systém měření by měl být ve statisticky zvládnutém stavu. To znamená, že při opakovatelných podmínkách je variabilita systému měření způsobena pouze náhodnými příčinami, nikoli zvláštními příčinami. To lze označit jako statistickou stabilitu, kterou lze nejlépe vyhodnotit grafickými metodami.
- V případě řízení produktu musí být variabilita systému měření v porovnání s mezními hodnotami danými specifikací malá. Posouzení systému měření se provede vzhledem k toleranci stěžejního znaku.
- V případě regulace procesu by variabilita systému měření měla prokazovat efektivní rozlišitelnost a být malá v porovnání s variabilitou výrobního procesu. Posouzení systému měření se provede vzhledem k variabilitě procesu 6 sigma a/nebo k celkové variabilitě podle MSA.

6.6.2 ZDROJE VARIABILITY

Podobně jako všechny procesy je systém měření ovlivněn jak náhodnými, tak systematickými zdroji variability. Tyto zdroje variability jsou způsobeny náhodnými nebo zvláštními příčinami. Pro řízení variability systému měření



- se identifikují zdroje variability.
- se eliminují nebo se monitorují.

Ačkoliv specifické příčiny obvykle závisí na situaci, lze identifikovat některé typické zdroje variability. Existují různé metody prezentace a kategorizace těchto zdrojů variability, jako diagramy příčin a následků, schéma stromu poruchových stavů atd., ale zde uvedené směrnice se zaměřují na hlavní prvky systému měření.

Zkratka S.W.I.P.E. se používá k vyjádření šesti základních prvků obecného systému měření, aby bylo možné zajistit dosažení požadovaných cílů. S.W.I.P.E. značí Etalon, Obrobek, Přístroj, Osoba, Postup a Prostředí. Může být považována za chybový model pro úplný systém měření.

6.6.3 DŮSLEDKY VARIABILITY SYSTÉMU MĚŘENÍ

Protože systém měření může být ovlivněn různými zdroji variability, neposkytují opakovaná čtení na tomtéž dílu stejný, identický výsledek. Čtení se vzájemně liší v důsledku náhodných nebo zvláštních příčin.

Následky různých zdrojů variability systému měření se mají vyhodnocovat za krátký i dlouhý časový úsek. Způsobilstv systému měření je chyba systému měření v krátkém časovém úseku. Je to kombinace chyb číselně vyjádřených linearitou, uniformitou, opakovatelností a reprodukovatelností. Funkčnost systému měření, stejně jako funkčnost procesu, je důsledkem všech zdrojů variability v čase. To se provádí stanovením, zda je náš proces ve staticky zvládnutém stavu, jeho těžiště je v cílové hodnotě a zda jeho variabilita je přijatelná v rozsahu očekávaných výsledků. To dodává způsobilstv systému měření stabilitu a konzistenci.

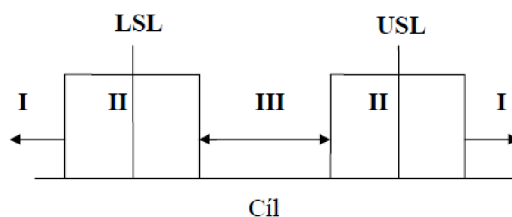
6.6.4 VLIV NA ROZHODOVÁNÍ

VLIV NA ROZHODOVÁNÍ O PRODUKTU

K lepšímu porozumění vlivu chyby systému měření na rozhodování o produktu uvažujeme případ, kdy je veškerá variabilita při opakovaném čtení u jednoho dílu způsobena opakovatelností a reprodukovatelností měřidla. To znamená, že proces měření je ve statisticky zvládnutém stavu a má nulovou strannost.

Někdy bude určeno chybné rozhodnutí, pokud určitá část rozdělení výše uvedených měření přesáhne mezní hodnotu. Například dobrý díl se někdy označí jako „špatný“ (chyba I. typu, riziko výrobce nebo zbytečný signál) a špatný díl se někdy označí jako „dobrý“ (chyba II. typu, riziko odběratele nebo chybějící signál).

Vzhledem k mezním hodnotám daným specifikací to znamená, že možnost učinit chybné rozhodnutí o dílu existuje pouze tehdy, pokud chyba systému měření protíná mezní hodnoty dané specifikací. Z tohoto vyplývají tři vzájemně se vylučující oblasti:



kde:

- I. Špatné díly jsou vždy označeny jako špatné
- II. Může být učiněno případné chybné rozhodnutí
- III. Dobré díly jsou vždy označeny jako dobré

Protože cílem je maximalizovat SPRÁVNÁ rozhodnutí týkající se stavu produktu, jsou k dispozici dvě možnosti:

- Zlepšit výrobní proces – snížit variabilitu procesu tak, aby žádný díl nebyl vyráběn v oblastech II
- Zlepšit systém měření – snížit chybu systému měření tak, aby se snížila velikost oblasti II, tak že všechny vyráběné díly budou svojí hodnotou ležet v oblasti III. To minimalizuje riziko chybného rozhodnutí.

Tato diskuze předpokládá, že proces měření je ve statisticky zvládnutém stavu a jeho těžiště je v cílové hodnotě. Dojde-li k porušení jednoho z těchto předpokladů, potom existuje malá pravděpodobnost, že by každá pozorovaná hodnota vedla ke správnému rozhodnutí.

VLIV NA ROZHODOVÁNÍ O PROCESU

Při regulaci procesu je třeba splnit tyto požadavky:

- Aplikovat statistickou regulaci
- Těžiště procesu lokalizovat do cílové hodnoty
- Dosáhnout přijatelnou variabilitu

Jak bylo vysvětleno v předchozí části, může chyba měření způsobit nesprávná rozhodnutí o produktu. Dopad na rozhodnutí o procesu by byl:

- Označení náhodné příčiny za zvláštní příčinu
- Označení zvláštní příčiny za náhodnou příčinu

Variabilita systému měření může ovlivnit rozhodnutí týkající se stability, cílové hodnoty a variability procesu. Základní vztah mezi variabilitou skutečného a pozorovaného procesu je[4]:

$$\sigma_{\text{pozorovaný}}^2 = \sigma_{\text{skutečku}}^2 + \sigma_{\text{MSA}}^2, \quad (1)$$

kde:

$\sigma_{\text{pozorovaný}}^2$ – je rozptyl pozorovaného procesu,



$\sigma_{skutecku}^2$ – je rozptyl skutečného procesu,
 σ_{MSA}^2 – je rozptyl systému měření.

Ukazatel způsobilosti C_p je definován jako:

$$C_p = \frac{\text{šíří tolerančního pole}}{6\sigma}, \quad (2)$$

6.6.5 PROBLEMATIKA MĚŘENÍ

Při vyhodnocování systému měření musí být věnována pozornost třem základním otázkám:

1. Systém měření musí prokázat odpovídající citlivost.
 - Za prvé – má přístroj (a etalon) odpovídající práh citlivosti? Práh citlivosti (nebo třída) je určena návrhem a slouží jako základní výchozí bod pro volbu systému měření. Běžně se používá „pravidlo deseti“, podle kterého má práh citlivosti rozdělit toleranci (nebo variabilitu procesu) na deset nebo více částí.
 - Za druhé – prokazuje měřící systém efektivní rozlišitelnost? Ve vztahu k prahu citlivosti se určí, zda má systém měření v případě aplikace a podmínek citlivost ke zjištění změn produktu nebo variability procesu.
2. Systém měření musí být stabilní.
 - V podmínkách opakovatelnosti je variabilita systému měření způsobena pouze náhodnými příčinami a nikoliv zvláštními příčinami.
 - Osoba provádějící analýzu měření musí vždy uvážit praktický a statistický význam.
3. Statistické vlastnosti (chyby) se shodují v očekávaném rozsahu a jsou adekvátní účelu měření (řízení produktu nebo regulaci procesu).

Přetrvávající tradice zaznamenávání pouze chyby měření jako procenta tolerance není adekvátní potřebám trhu, který zdůrazňuje strategické a neustálé zlepšování procesu. Jak se procesy mění a zlepšují, musí se znovu provádět vyhodnocování systému měření. Je důležité, aby organizace (vedení, osoba provádějící plánování měření, obsluha a osoba provádějící analýzu kvality) pochopila účel měření a aplikovala odpovídající vyhodnocování.

DRUHY VARIABILITY SYSTÉMU MĚŘENÍ

Často se předpokládá, že jsou měření přesná, přičemž analýza a závěry opakovaně z tohoto předpokladu vycházejí. Nemusíme si uvědomit, že v případě systému měření existuje variabilita, která ovlivňuje jednotlivá měření a následně rozhodnutí založená na datech. Chybu systému měření lze rozdělit do pěti kategorií: strannost, opakovatelnost, reprodukovatelnost, stabilita a linearita.



Jedním z cílů studie systému měření je získání informací o rozsahu a druzích variability měření je získání informací o rozsahu a druzích variability měření, souvisejících s měřicím systémem, když reaguje se svým prostředím. Tyto informace jsou cenné neboť pro průměrný výrobní proces je daleko praktičtější zjistit opakovatelnost a strannost kalibrace a stanovit jejich odpovídající meze než zajistit mimořádně přesná měřidla s velmi vysokou opakovatelností.

6.6.6 VARIABILITA PROCESU MĚŘENÍ

U většiny procesů měření se celková variabilita měření obvykle popisuje normálním rozdělením. Normální rozdělení předpokládá standardní metody analyzování systému měření. Ve skutečnosti existují, které nejsou normálně rozděleny. Nastane-li tato situace a pracuje se s normálním rozdělením, může metoda MSA nadhodnotit chybu systému měření. Osoba provádějící analýzu měření musí rozpoznat a opravit vyhodnocení nenormálních systémů měření.

6.6.7 VARIABILITA POLOHY ROZDĚLENÍ

PŘESNOST

Proces měření musí být ve statisticky zvládnutém stavu, jinak nemá přesnost procesu žádný význam. V některých organizacích se přesnost při použití zaměňuje se stranností. ISO a ASTM používají termín přesnost tak, že zahrnuje jak strannost, tak i opakovatelnost. Aby se zabránilo nejasnostem, ke kterým by mohlo dojít v důsledku používání slova přesnost.

STRANNOST

Strannost se často nazývá „přesnost“. Vzhledem k tomu, že „přesnost“ má v literatuře několik významů, její použití jako alternativního výrazu pro „strannost“ se nedoporučuje. Strannost je rozdíl mezi pravou hodnotou (referenční hodnotou) a pozorovanou průměrnou hodnotou měření provedených na tomtéž dílu. Strannost je míra systematické chyby systému měření. Přispívá k celkové chybě tvořené kombinovanými účinky všech zdrojů variability, známých nebo neznámých, jejichž příspěvky celkové chybě mají tendenci důsledně a podle očekávání vyrovnávat všechny výsledky opakovaných aplikací téhož procesu měření v čase měření.

Možné příčiny nadměrné strannosti:

- Přístroj je třeba kalibrovat (překročena konfirmační lhůta)
- Opotřebený přístroj, zařízení nebo přípravek
- Opotřebený nebo poškozený hlavní etalon, chyba hlavního etalonu
- Nesprávná kalibrace nebo nesprávné použití hlavního etalonu
- Špatná kvalita přístroje – návrh nebo shoda
- Chyba linearity
- Špatné měřidlo pro danou aplikaci
- Odlišná metoda měření – nastavení, zatížení, upevnění, technika
- Měření nesprávného znaku



- Deformace (měřidla nebo části)
- Prostředí – teplota, vlhkost, vibrace, čistota
- Porušení předpokladu, chyba použité konstanty
- Aplikace – velikost dílu, poloha, odbornost obsluhy, únava, chyba pozorování (čitelnost, paralaxa)

Postup měření použitý u procesu kalibrace (tj. použití „hlavních etalonů“) má být pokud možno identický s normálním postupem měření operace.

STABILITA

Stabilita nebo drift je celková variabilita výsledků měření, získaných systémem měření pro stejný hlavní etalon nebo díly, pokud se provádí měření jednoho znaku v dostatečně dlouhém časovém úseku. To znamená, že stabilita je změnou strannosti v čase.

Možné příčiny nestability:

- Přístroj vyžaduje kalibraci, zkrátit interval mezi kalibracemi
- Opotřebený přístroj, zařízení nebo přípravek
- Běžné stárnutí nebo zastarání
- Špatná údržba – pneumatická část, napájení, hydraulika, filtry, koroze, rez, čistota
- Opotřebený nebo poškozený hlavní etalon, chyba hlavního etalonu
- Přístroj špatné kvality – návrh nebo shoda
- Návrh přístroje nebo metoda nejsou odolné
- Odlišná metoda měření – nastavení, zatížení, upnutí, technika
- Deformace (měřidlo nebo část)
- Variabilita prostředí (environmentální drift) – teplota, vlhkost, vibrace, čistota
- Porušení předpokladu, chyba použité konstanty
- Aplikace – velikost dílu, poloha, odbornost obsluhy, únava, chyba pozorování (čitelnost, paralaxa)

LINEARITA

Rozdíl strannosti v očekávaném pracovním (měřítku) rozsahu zařízení se nazývá linearita. Linearitu lze považovat za změnu strannosti vzhledem k velikosti.

Možné příčiny chyby linearity:

- Přístroj vyžaduje kalibraci, zkrátit interval mezi kalibracemi
- Opotřebený přístroj, zařízení nebo přípravek
- Špatná údržba – vzduch, energie, hydraulika, filtry, koroze, rez, čistota
- Opotřebený nebo poškozený hlavní etalon (etalony), chyba hlavního etalonu (hlavních etalonů) – minimální /maximální
- Nesprávná kalibrace (která nezahrnuje pracovní rozsah) nebo nesprávné použití hlavního etalonu (etalonů)
- Přístroj špatné kvality – návrh nebo shoda, návrh přístroje nebo metoda nejsou odolné, špatné měřidlo pro danou aplikaci



- Odlišná metoda měření – nastavení, zatížení, upnutí, technika
- Deformace (měřidlo nebo část) se mění v závislosti na velikosti dílu
- Prostředí – teplota, vlhkost, vibrace, čistota, porušení předpokladu, chyba použité konstanty
- Aplikace – velikost dílu, poloha, odbornost obsluhy, únava, chyba pozorování (čitelnost, paralaxa).

6.6.8 VARIABILITA ŠÍŘE

SHODNOST

Shodnost obvykle popisuje celkový účinek prahu citlivosti, citlivosti a opakovatelnosti v pracovním rozsahu (velikost, rozsah a čas) systém měření. Ve skutečnosti je shodnost nejčastěji používána k popisu očekávané variability opakovaných výsledků měření v rozsahu měření. Tímto rozsahem může být velikost nebo čas. Mohli bychom říci, že shodnost je vůči opakovatelnosti to, co je linearita vůči strannosti.

OPAKOVATELNOST

Běžně označována jako variabilita „operátora“. Opakovatelnost je variabilita měření získaných jedním měřícím přístrojem, který byl použit několikrát stejným operátorem pro měření identického znaku na stejném dílu. Toto je inherentní variabilita nebo způsobilost samotného zařízení. Opakovatelnost se běžně nazývá variabilitou měření, ačkoliv je to zavádějící. Ve skutečnosti je opakovatelnost rozptylem vyvolaným náhodnými příčinami (náhodnými chybami) v po sobě následujících zkouškách realizovaných za definovaných podmínek měření. Nejlepším výrazem pro opakovatelnost je variabilita uvnitř systému, kdy jsou stanoveny a definovány podmínky měření – stanovený díl, přístroj, etalon, metoda, obsluha, prostředí a předpoklady. Kromě variability uvnitř zařízení zahrnuje opakovatelnost veškerou variabilitu uvnitř od libovolné podmínky v modelu chyby.

Možné příčiny chybné opakovatelnosti:

- Uvnitř dílu (výběru): forma, poloha, povrchová úprava, zkosení, konzistence výběru
- Uvnitř přístroje: oprava; opotřebení, závada zařízení nebo přípravku, špatná kvalita nebo údržba
- Uvnitř etalonu: kvalita, třída, opotřebení
- Uvnitř metody: variabilita nastavení, technika, nulování, uchycení, upnutí, bodová hustota
- Uvnitř operátora: technika, poloha, nedostatek zkušeností, odbornost při manipulaci nebo výcvik, cit, únava
- Uvnitř prostředí: krátkodobé výkyvy teploty, vlhkosti, vibrací, osvětlení, čistoty
- Porušení předpokladu – stabilní, správný provoz
- Návrh přístroje nebo metoda nejsou odolné, špatná uniformita
- Nesprávné měřidlo pro danou aplikaci
- Deformace (měřidla nebo částí), nedostatečná pevnost



- Aplikace – velikost dílu, poloha, chyba pozorování čitelnost, paralaxa).

REPRODUKOVATELNOST

Běžně se označuje jako variabilita mezi operátory. Reprodukovatelnost je běžně definována jako variabilita průměru měření získaných různými operátory za použití stejného měřicího přístroje při měření identického znaku na stejném dílu. To často platí pro ruční přístroje ovlivněné odborností obsluhy. Neplatí to však pro procesy měření (tj. automatizované systémy), u nichž obsluha není hlavním zdrojem variability. Z toho důvodu se reprodukovatelnost nazývá průměrnou variabilitou mezi systémy nebo mezi podmínkami měření.

Potenciální zdroje chyby reprodukovatelnosti:

- Mezi díly (výběry): průměrný rozdíl při měření typů dílů A, B, C atd. za použití stejného přístroje, obsluhy a metody
- Mezi přístroji: průměrný rozdíl při použití přístrojů A, B, C atd. na stejných dílech, stejnou obsluhou a ve stejném prostředí. Upozornění: v této studii se chyba reprodukovatelnosti často zaměňuje na metodu a/nebo obsluhu
- Mezi etalony: průměrný vliv různých hlavních etalonů v procesu měření
- Mezi metodami: průměrný rozdíl způsobený změnou bodových hustot, ruční proti automatizovaným systémům, nulování, způsoby upevnění nebo uchycení atd.
- Mezi operátory (pracovníky obsluhy): průměrný rozdíl mezi operátory A, B, C atd., způsobený výcvikem, technikou, odborností a zkušenostmi. Toto je doporučená studie pro kvalifikaci produktu, procesu a ruční měřicí přístroj
- Mezi prostředím: průměrný rozdíl u měření v čase 1, 2, 3 atd., způsobený cykly prostředí; toto představuje nejběžnější studii vysoce automatizovaných systémů při kvalifikaci produktu a procesu
- Porušení předpokladu ve studii
- Návrh přístroje nebo metoda nejsou odolné
- Účinnost školení obsluhy
- Aplikace – velikost dílu, poloha, chyba pozorování (čitelnost, paralaxa)

OPAKOVATELNOST A REPRODUKOVATELNOST MĚŘIDLA

Opakovatelnost a reprodukovatelnost měřidla je odhadem kombinované variability opakovatelnosti a reprodukovatelnosti. Řečeno jinak – GRR (Gage repeability and reproducibility) je rozptyl, který se rovná součtu rozptylů uvnitř systému a mezi systémy.

$$\sigma_{GRR}^2 = \sigma_{reprodukovatelnost}^2 + \sigma_{opakovatelnost}^2, \quad (3)$$

CITLIVOST

Citlivost je nejmenší vstup, který způsobí použitelný výstupní signál. Je to odezva systému měření na změny měřeného prvku. Citlivost je určena návrhem měřidla (práh citlivosti), inherentní kvalitou, provozní údržbou a provozním stavem přístroje a etalonu. Vždy se udává jako jednotka míry/měření.



Faktory ovlivňující citlivost:

- Schopnost utlumit přístroj
- Odbornost obsluhy
- Opakovatelnost měřicího zařízení
- Schopnost zajistit provoz bez variability v případě elektronických nebo pneumatických měřidel
- Podmínky, při kterých se přístroj používá, např. okolní vzduch, nečistota, vlhkost

KONZISTENCE

Konzistence je rozdíl ve variabilitě měření v čase. Může být považován za opakovatelnost v čase.

Faktory ovlivňující konzistenci jsou zvláštní příčiny variability:

- Teplota dílů
- Zahřátí požadované u elektronického zařízení
- Opotřeбенé zařízení

UNIFORMITA

Uniformita je rozdíl ve variabilitě v pracovním rozsahu měřidla. Může být považována za homogenitu opakovatelnosti vzhledem k velikosti.

Faktory ovlivňující uniformitu:

- Přípravek dovoluje různou polohu pro menší/větší velikost
- Špatná čitelnost stupnice
- Chyba čtení

6.6.9 VARIABILITA SYSTÉMU MĚŘENÍ

ZPŮSOBILOST

Způsobilst systému měření je odhadem kombinované variability chyb měření založených na krátkodobém vyhodnocení. Jednoduchá způsobilst zahrnuje složky:

- Neopravené strannosti nebo linearity
- Opakovatelnosti a reprodukovatelnosti včetně krátkodobé konzistence

Proto odhad způsobilsti měření je vyjádřením očekávané chyby pro definované podmínky, použitelnost a rozsah systému měření (na rozdíl od nejistoty měření, která vyjadřuje očekávané rozmezí chyby nebo hodnot souvisejících s výsledkem měření). Vyjádření způsobilsti kombinované variability (rozptylu), pokud chyby měření nejsou korelovány (náhodné a nezávislé), lze kvantitativně vyjádřit jako:



$$\sigma_{\text{způsobilost}}^2 = \sigma_{\text{strannost}(linearita)}^2 + \sigma_{\text{GRR}}^2, \quad (4)$$

VÝKONNOST

Podobně jako výkonost procesu je výkonost systému měření celkovým účinkem všech významných a stanovitelných zdrojů variability v čase. Výkonost kvantitativně vyjadřuje dlouhodobé posuzování kombinovaných chyb měření. Proto výkonost zahrnuje složky dlouhodobé chyby:

- Způsobilost
- Stabilitu
- Konzistenci

Odhad výkonosti měření je vyjádřením očekávané chyby v případě definovaných podmínek, použitelnosti a rozsahu systému měření (na rozdíl od nejistoty měření, která vyjadřuje očekávané rozmezí chyby nebo hodnot souvisejících s výsledkem měření). Výraz pro výkonost kombinované variability (rozptylu), pokud chyby měření nejsou korelovány (náhodné a nezávislé), lze psát ve tvaru:

$$\sigma_{\text{výkonost}}^2 = \sigma_{\text{způsobilost}}^2 + \sigma_{\text{stabilita}}^2 + \sigma_{\text{konzistence}}^2, \quad (5)$$

Krátkodobá způsobilost i dlouhodobá výkonost je vždy spojena s definovanou použitelností měření – podmínkami, rozsahem a časem.

Rozsah použitelnosti odhadu výkonosti měření by mohl být velmi specifický pro obecné vyjádření operace v omezené části nebo celém rozsahu měření. Dlouhodobě by mohla představovat: průměr několika vyhodnocení způsobilosti v čase, dlouhodobou průměrnou chybu z regulačního diagramu pro měření, vyhodnocení kalibračních záznamů nebo několik studií linearity, nebo průměrnou chybu z několika studií GRR v životním cyklu a rozsahu systému měření. Vyjádření výkonosti měření musí být úplně pouze do té míry, která bude odpovídajícím způsobem reprezentovat podmínky a rozsah měření.

Dlouhodobá konzistence a uniformita (chyby opakovatelnosti) v rozsahu měření jsou v odhadu výkonosti zahrnuty. Osoba provádějící analýzu měření si musí být vždy vědoma možné korelace chyb, aby nenadhodnotila odhad výkonosti. To závisí na tom, jak byly určeny chyby složek. Jestliže se dlouhodobá (neopravená) linearita, uniformita nebo konzistence významně liší v rozsahu, má osoba provádějící plánování a analyzování měření pouze dvě praktické možnosti:

1. Dokumentovat maximální výkonosti (nejhorší případ) pro všechny definované podmínky, použitelnost a rozsah systému měření, nebo
2. Určit a dokumentovat několik posouzení výkonosti pro definovanou část rozsahu měření (tj. nízký, střední a větší rozsah).

NEJISTOTA

Nejistota měření je termín, který se používá mezinárodně k popisu kvality hodnoty měření. Zatímco byl tento termín tradičně vyhrazen pro řadu měření s vysokou přesností, prováděných v metrologických nebo kontrolních laboratořích, využívají normy na systémy



jakosti, např. QS-9000 nebo ISO/IEC TS 16949, aby „nejistota měření byla známa a odpovídala požadované způsobilosti měření libovolného kontrolního, měřicího nebo zkušebního zařízení.

V podstatě je nejistota interval přiřazený výsledku měření, který popisuje rozsah, v rámci definované konfidenční úrovně, v němž se očekává, že leží pravá hodnota měření. Nejistota měření je běžně uváděna jako oboustranná veličina. Nejistota je kvalitativním vyjádřením věrohodnosti měření. Jednoduše se tento pojem vyjadřuje jako:

Pravá hodnota měření = pozorovací hodnota měření (výsledek) $\pm U$

U je výraz pro „rozšířenou nejistotu“ měření veličiny a výsledku měření. Rozšířená nejistota je kombinovaná směrodatná chyba (u_c) nebo směrodatná odchylka kombinovaných chyb v procesu měření, násobených faktorem pokrytí (k), který představuje plochu normálního rozdělení pro požadovanou konfidenční úroveň.

$$U = k \cdot u_c, \quad (6)$$

Když se jedná o normální rozdělení, poskytuje koeficient rozšíření $k = 2$ interval, který obsahuje přibližně 95% hodnot dané distribuce.

Kombinovaná směrodatná chyba (u_c) zahrnuje všechny významné složky variability procesu měření. Ve většině případů lze jako nástroje kvantitativního vyjádření mnoha zdrojů nejistoty měření použít analytické metody systému měření. Často lze nejvýznamnější složku chyby kvalitativně vyjádřit pomocí $\sigma^2_{\text{výkonnost}}$. Na základě použitého měření se mohou uplatňovat jiné významné zdroje chyby. Vyjádření nejistoty musí zahrnovat odpovídající rozsah použitelnosti, který identifikuje všechny významné chyby a dovoluje, aby se měření opakovala. Některá vyjádření nejistoty budou vycházet z dlouhodobé, jiná z krátkodobé chyby systému měření. Avšak jednoduché vyjádření lze uvést ve tvaru:

$$u_c^2 = \sigma_{\text{výkonnost}}^2 + \sigma_{\text{ostatní}}^2, \quad (7)$$

Je důležité si uvědomit, že nejistota měření je prostě odhad, který udává, jak může měření v čase měření kolísat. Tento interval by měl zohledňovat všechny významné zdroje variability měření v procesu měření plus významné chyby kalibrace, hlavních etalonů, metody, prostředí a jiné, které nebyly dříve v procesu měření zohledněny. V mnoha případech bude tento odhad využívat pro kvantitativní vyjádření těchto významných směrodatných chyb metody MSA a GRR. Aby se zajistila neustálá přesnost odhadu, je vhodné periodicky provádět opakované přehodnocování nejistoty vztažené k procentu měření.

NEJISTOTA MĚŘENÍ A MSA

Hlavním rozdílem mezi nejistotou MSA je to, že MSA se zaměřuje na porozumění procesu měření, přičemž stanoví velikost chyby v procesu a posouzení adekvátnosti systému měření pro kontrolu a řízení produktu a procesu. MSA napomáhá porozumění a zlepšení (zmenšení variability). Nejistota je interval hodnot měření, definovaných konfidenčním intervalem, který je vázán na výsledek měření a o němž se tvrdí, že uvnitř něho leží pravá hodnota měření.



6.6.10 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

CHYBA POLOHY

Chyba polohy se běžně definuje na základě analýzy strannosti a linearity. Obecně platí, že je chyba strannosti a linearity systému měření nepřijatelná, pokud se významně odlišuje od nuly nebo převyšuje maximální dovolenou chybu, kterou stanoví postup kalibrace měřidla. V takových případech se má z důvodu minimalizování této chyby provést recalibrace nebo použít vyrovnávací korekce.

CHYBA ŠÍŘE

Kriteria zda je variabilita systému měření vyhovující, závisejí na podílu variability výrobního procesu nebo na toleranci dílu, která je spotřebována variabilitou systému měření. Konečná přejímací kritéria pro specifické systémy měření závisejí na prostředí systému měření a účelu a mají být odsouhlasena zákazníkem.

V případě systému měření, jejichž účelem je analyzování procesu, platí pro přijatelnost systému měření tato čistě praktická zásada:

- Chyba menší než 10% - systém měření se obecně považuje za přijatelný
- Chyba menší 10% až 30% - systém měření může být přijatelný podle důležitosti použití, nákladů vynaložených na měřící zařízení, nákladů na opravu atd.
- Chyba větší než 30% - systém měření se považuje za nepřijatelný, veškeré úsilí se má vynaložit na zlepšení systému měření.

Kromě toho by měl být počet různých tříd (ndc), do nichž systém měření může rozdělit proces, roven alespoň 5.

Konečné přijetí systému měření se nemá zaměřit na jediný soubor ukazatelů. Za použití grafických analýz by se měla také přezkoumat dlouhodobá funkčnost systému měření v čase.



7 BRZDNÁ ZAŘÍZENÍ

V této rešeršní části uvedu nejčastější druhy brzdných zařízení.

Obecně lze říci, že brzdná zařízení slouží ke zpomalení nebo úplnému zastavení pohybujících se těles. Toto se děje tak, že kinetická energie tělesa je přeměněna v jinou formu energie. Podle způsobu, jak energii přeměňujeme, můžeme brzdy rozdělit na třecí, čerpací nebo elektromagnetické. V mnoha případech jsou principy zkombinovány. Např. elektromagnetická třecí brzda využívá elektromagnetizmu k vyvození přitlačné síly na třecí segmenty[5].

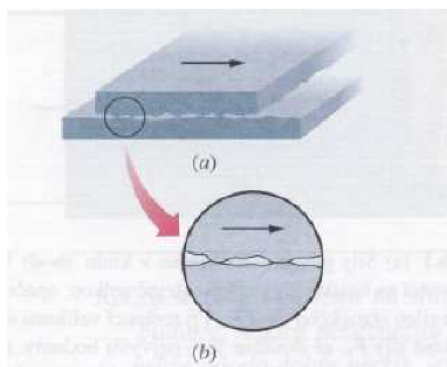
7.1 BRZDY ZALOŽENÉ NA PRINCIPU TŘENÍ

Tyto brzdy využívají ke snížení pohybové energie tělesa principu třecích sil. Tyto brzdy můžeme rozdělit na brzdy, u kterých během jejich funkce dochází k opotřebování součástí. Nejběžnější případ těchto brzd můžeme najít na automobilech, motocyklech, bicyklech atd.. Jedná se o brzdy bubnové, kotoučové, pásové nebo kuželové. Brzdy, u kterých přímo nedochází k opotřebení, jsou brzdy hydrodynamické. I tato zařízení využívají ke své funkci tření a odpor prostředí, ve kterém se pohybují různé druhy lopatek[5].

7.1.1 TŘECÍ BRZDY

„Podstatou vzniku třecích sil je vzájemné působení povrchových atomů obou dotýkajících se těles. Kdyby byla dvě tělesa s vyleštěnými a pečlivě očištěnými kovovými povrchy uvedena do styku ve velmi dobrém vakuu, nemohla by po sobě klouzat. Naopak, okamžitě by k sobě přilnula (byla by svařena za studena) tak těsně, že by vytvořila jediný kovový kus. Existují speciálně leštěné strojnické bloky, které k sobě i ve vzduchu mohou přilnout tak pevně, že je lze oddělit jen kroucením. Těsného kontaktu atom - atom obvykle nelze docílit tak snadno. I vysoce leštěný kovový povrch má daleko k tomu, aby byl rovinný v atomovém měřítku. Běžné povrchy jsou navíc znečištěny vrstvami oxidů a jiných nečistot, které možnost svaření za studena zhoršují.[6]“

„Dva povrchy, které jsou k sobě přiloženy, se stýkají pouze nejvyššími výběžky. Skutečná mikroskopická dotyková plocha je mnohem menší než zdánlivá makroskopická styčná plocha, dokonce až 10^4 krát. Přesto se povrchy mohou k sobě svařit v mnoha stykových bodech. Snažíme-li se potom vnější silou docílit vzájemného skluzu těles podél jejich povrchů, způsobují tyto svary vznik statického tření.[6]“



Obr. 28 Vznik mechanismu tření [6]



„Tlačíme-li těleso po nějaké podložce, dochází nejprve k narušení svarů (utržení) a poté k jejich opakovanému porušování a znovuobnovování při náhodném vzniku dalších a dalších stykových plošek. Dynamická třecí síla F_d je vektorovým součtem sil působících při tomto procesu. Často je pohyb tělesa „trhaný“, neboť různé dvojice plošek k sobě vždy nakrátko přilnou a zase po sobě sklouznou.[6]“

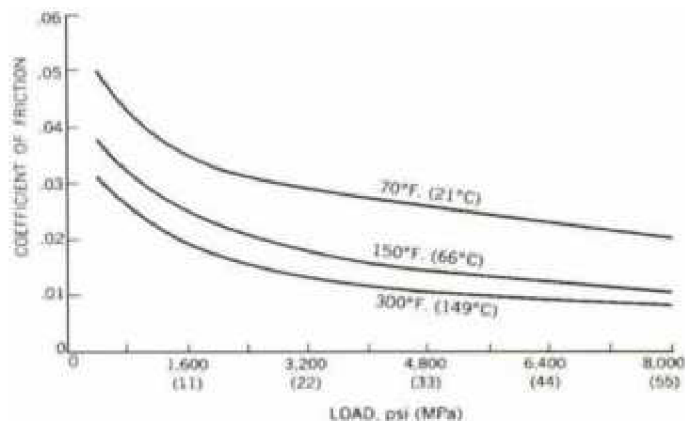
„Nepřetržitě opakování kontaktů a smyků může být provozováno různými zvuky.[6]“

Při návrhu třecích brzd se musí vzít do úvahy především[7]:

- Ovládací síla
- Přenášený točivý (brzdny) moment
- Energetické ztráty
- Nárůst teploty

Kvalita třecích brzd se odvíjí od použitých třecích materiálů. Třecí materiály používané u brzd nebo třecích spojek by měly mít následující vlastnosti, a to v míře, která závisí na provozních podmínkách[7]:

- Vysoká hodnota součinitele tření
- Odolnost vůči vysokým teplotám, dobrá tepelná vodivost a vysoká hodnota měrné tepelné kapacity
- Nízká křehkost
- Vysoká odolnost proti opotřebení a zadírání
- Ekologická nezávadnost



Obr. 29 Závislost koeficientu tření na teplotě a zatížení (teflon) [www.torayfluorofibers.com]

„Obložení jsou vyráběna většinou ze směsi vláken (skelných, kovových), třecích přísad (kovový prach) a pojiva. Vláknata zajišťují pevnost obložení a jeho schopnost snášet vysoké teploty; třecí přísady slouží k dosažení vysoké odolnosti proti opotřebení a vyšších hodnot součinitele tření.[7]“

„Třecí materiály z tkaného bavlněného vlákna se obvykle vyrábí ve formě pásů o délce až 15 metrů, tloušťce 3 až 25 milimetrů a šířce až 300 milimetrů. Tkanina je impregnována pryskyřicí a polymerizována, díky čemuž vzniká pevný a zároveň pružný materiál s vysokým součinitelem tření. Tyto materiály se užívají především v těžkém strojírenství.[7]“

„Kovokeramické materiály se vyrábí technikou práškové metalurgie ze směsi prášků kovů (Cu, Fe, Mg, Pb, Sn) a nekovových složek (SiO_2 , Al_2O_3 , grafit). Tyto materiály se

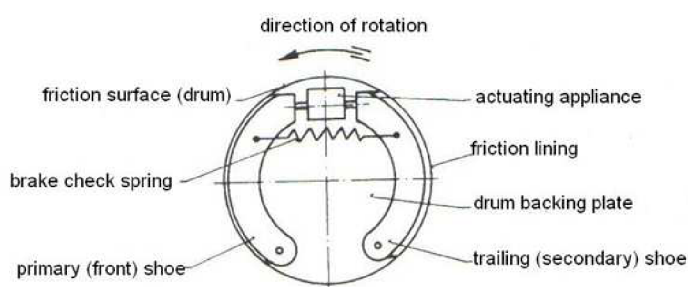


užívají u velmi zatížených spojek a brzd. Cermety jsou kovokeramické třecí materiály vzniklé disperzním spojením kovové strukturní složky (Al, Ti, Ta) s keramickou složkou na bázi nitridů, oxidů, boridů nebo silicidů kovů.[7]“

TYPY TŘECÍCH BRZD

Nejběžnější druhy brzd, se kterými se můžeme setkat, jsou brzdy bubnové a kotoučové. Tyto brzdy se používají zejména v automobilovém průmyslu, můžeme se s nimi setkat ale i v běžném strojírenství.

Bubnová brzda se skládá z rotujícího bubnu, který je zevnitř brzděn většinou dvěma čelistmi. Tyto jsou přichyceny na jednom konci a na druhém působí síla, která tlačí tyto čelisti na buben.



Obr. 30 Uspořádání bubnové brzdy [8]

Obr. 30 ukazuje jedno z konstrukčních uspořádání bubnové brzdy. Jak je vidět u tohoto uspořádání, levá čelist je náběžná a pravá úběžná. Náběžná čelist napomáhá k tzv. samobrzdnění, kdy je v důsledku třecích sil samovolně přitlačována na buben (brzdný moment se zvětšuje). Úběžná čelist je naopak odkláněna (brzdný moment se zmenšuje).

Brzdný moment se určí podle rovnice [8]:

$$M_k = c^* \cdot r_B \cdot K \quad (8)$$

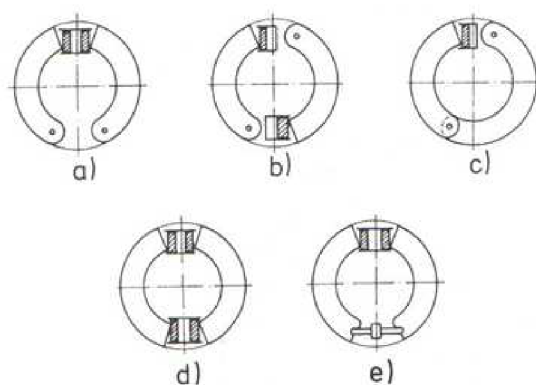
Kde:

c^* – vnitřní převod brzdy (podíl celkové třecí síly a ovládací síly)

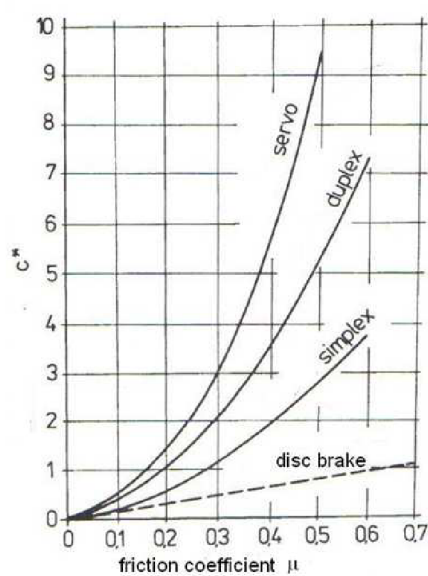
r_B – poloměr brzdy

K – ovládací síla

Jak je vidět na obrázcích níže, jednotlivé konstrukce uspořádání vykazují rozdílný vnitřní převod brzdy. Tento převod se prudce mění se změnou koeficientu tření. Koeficient tření u bubnových brzd klesá v důsledku horšího chlazení než např. u kotoučové brzdy a dále v důsledku náběžné a úběžné čelisti. Hlavní nevýhoda bubnových brzd je tedy velká závislost brzdného momentu na změně součinitele tření.

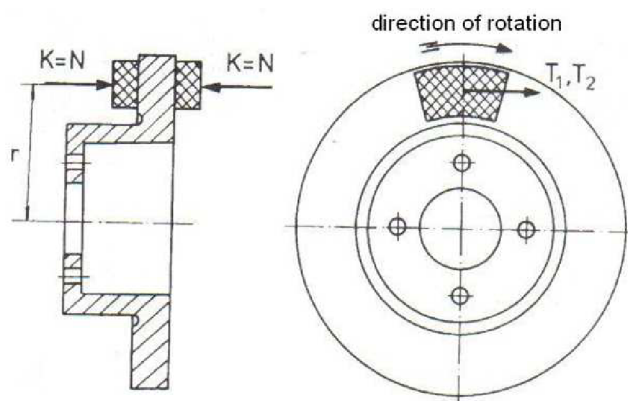


Obr. 31 a) simplex ,b) duplex , c) servo ,d) duo - duplex ,e) duo – servo [8]



Obr. 32 Závislost změny vnitřního převodu brzdy na změně koeficientu tření [8]

Kotoučová brzda se skládá z kotouče, na který působí třecí destičky, jak je ukázáno na Obr. 33.



Obr. 33 Uspořádání kotoučové brzdy [8]



„Výhodou kotoučové brzdy proti brzdě bubnové je – malá citlivost na změnu součinitele tření (stabilita brzdného účinku) vlivem malého vnitřního převodu a lineární charakteristiky, lepší odvod tepla tím i menší slábnutí brzd, snadná výměna obložení, automatické seřizování vůle, menší hmotnost. Nevýhodu – malý vnitřní převod vyžaduje větší ovládací sílu (proto posilovač), větší místní ohřátí.[8]“

Další typy třecích brzd a spojek jsou spojky a brzdy s vnějšími čelistmi, pásové spojky a brzdy, čelní spojky a brzdy a kuželové brzdy.



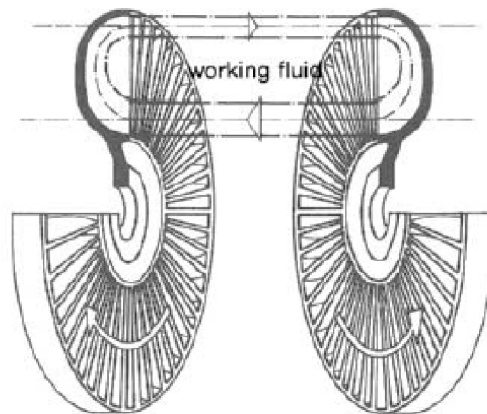
Obr. 34 Pásová brzda [museum.spstrplz.cz]



Obr. 35 Vícelamelová čelní spojka [motorkaři.cz]

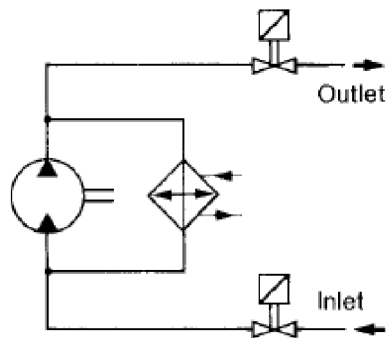
7.1.2 HYDRODYNAMICKÁ BRZDA

Hydrodynamické brzdy jsou konstrukčně podobné jako hydrodynamické spojky. Moment, který má být brzděn, je dodán na čerpadlové kolo a dále přenášen pomocí pracovní kapaliny na kolo turbínové. Rozdíl mezi spojkou a brzdou je takový, že turbínové kolo není volně otočné. Aby se dosáhlo co nejvyššího točivého momentu, jsou lopatky čerpadla a turbíny natočeny pod vhodným úhlem.[9]



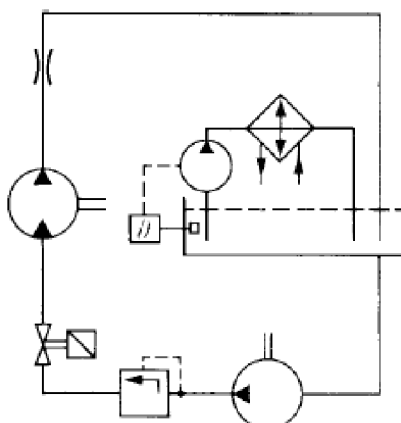
Obr. 36 Schéma hydrodynamické brzdy [9]

U hydrodynamické brzdy se tedy brzdného momentu dosahuje pomocí zpomalení setrvačné síly pracovní kapaliny, která je radiálně a tangenciálně urychlována čerpadlovým kolem, pomocí turbínového kola. Kinetická energie je tedy přeměněna na teplo, které zahřívá kapalinu. Brzdící proces začíná vyplněním pracovního prostoru kapalinou a končí jejím vypuštěním. Tím, že měníme množství dodávané kapaliny, měníme i brzdný výkon. V důsledku to znamená, že máme nekonečný proměnný výkon brzdy v rozmezí jejího výkonu. Kapalina v hydrodynamické brzdě slouží jako brzdící médium a zároveň jako nosič tepelné energie. To znamená, že je potřeba zajistit vhodně dimenzovaný průtok pracovní kapaliny a její dostatečné chlazení.[9]



Obr. 37 Uzavřený okruh regulace [9]

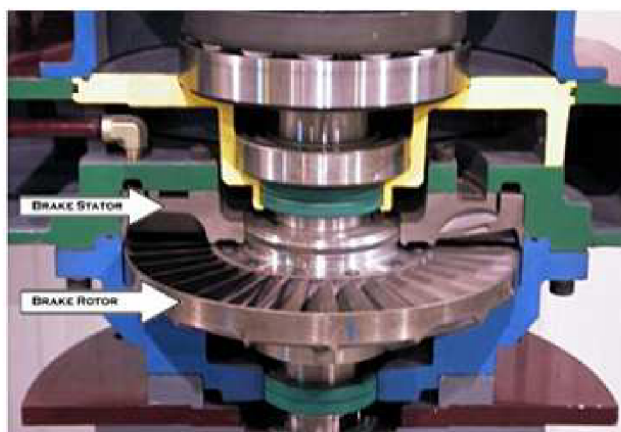
Hydrodynamická brzda může být řízena dodáváním tekutiny pomocí uzavřeného nebo otevřeného okruhu. Uzavřený okruh je spojen přímo s jedním nebo více výměníky tepla a dané množství pracovní kapaliny neustále cirkuluje mezi brzdou a výměníkem tepla. Regulace je zajištěna pomocí ventilů, které regulují přívod a odvod pracovní kapaliny. Tím se mění tlak v systému a stanovuje se požadovaný výkon v pracovním rozsahu.[9]



Obr. 38 Otevřený okruh regulace [9]

U otevřeného okruhu je pracovní kapalina dodávána do brzdy z nádrže pomocí čerpadla. Požadované množství kapaliny dodávané do brzdy je regulováno ovládacím prvkem v přívodním potrubí. Ohřátá kapalina je zpět vedena do nádrže pomocí zpětného potrubí a druhý okruh zajišťuje chlazení kapaliny v zásobníku.[9]

U hydrodynamických brzd, které používají jako pracovní kapalinu vodu, je možné tuto čerpat přímo z vodovodu a ohřátou vypouštět odpadem do kanalizace. Hydrodynamické brzdy se používají tam, kde je potřeba brzdit značné množství energie a tam kde klasické třecí brzdy nedosahují takového brzdného výkonu při kontinuálním brzdění. Tyto brzdy se nejvíce používají v testovacích laboratořích a zkušebnách motorů.[9]



Obr. 39 Hydrodynamická brzda [<http://www.nov.com>]

Užití hydrodynamických brzd [9]:

- Pro různé druhy testů
 - Testy náprav
 - Testy měničů točivého momentu
 - Testy spalovacích motorů
 - Testy hydrostatických jednotek
- Drtiče uhlí
- Ochranné brzdy pro hydraulické mechanismy



- Hluboké vrtné soupravy
- Klesající pásové dopravníky
- Hydrostatické pohony
- Stavba lodí
- Zátěžové simulátory

Výhody hydrodynamických brzd[9]:

- Jednoduchá konstrukce
- Žádné vadnutí během práce
- Prakticky bezúdržbová
- Dlouhá životnost
- Nízká hmotnost s vysokou kapacitou
- Malé rotující hmoty a malá setrvačnost
- Žádné opotřebení
- Ekonomický provoz
- Plynulá regulace točivého momentu
- Jednoduché možnosti ovládání
- Vysoký stupeň stability nastavení pracovního bodu
- Nízké a kontrolovatelné provozní teploty

Přenášený výkon brzdou je [10]:

$$P = C \cdot s \cdot \left(\frac{\omega}{100}\right)^3 \cdot D^5 \quad (9)$$

kde

D – průměr oběžného kola

ω – otáčky

C – 37 pro olej a 50 až 75 pro vodu

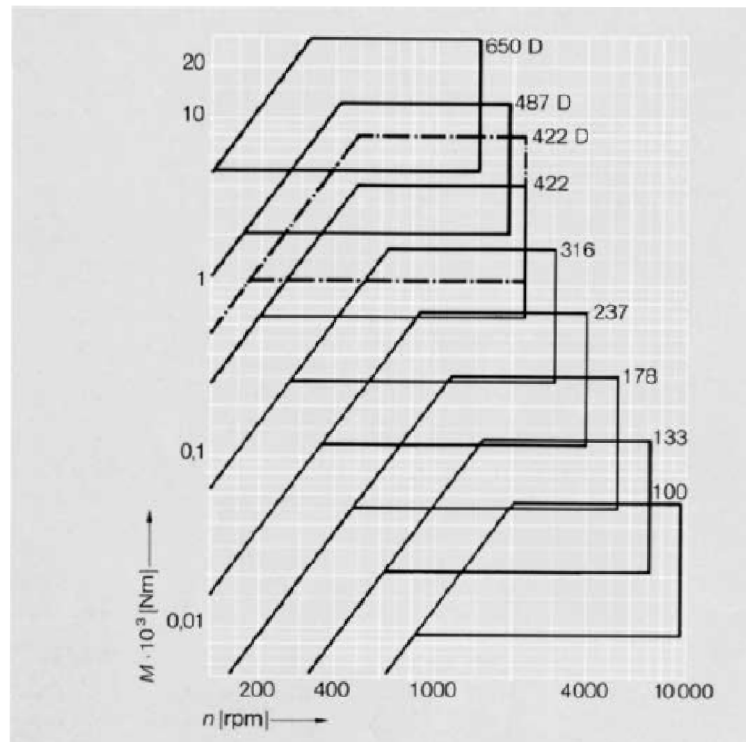
s – skluz

Hodnota přenášeného momentu se určí z výrazu [10]:

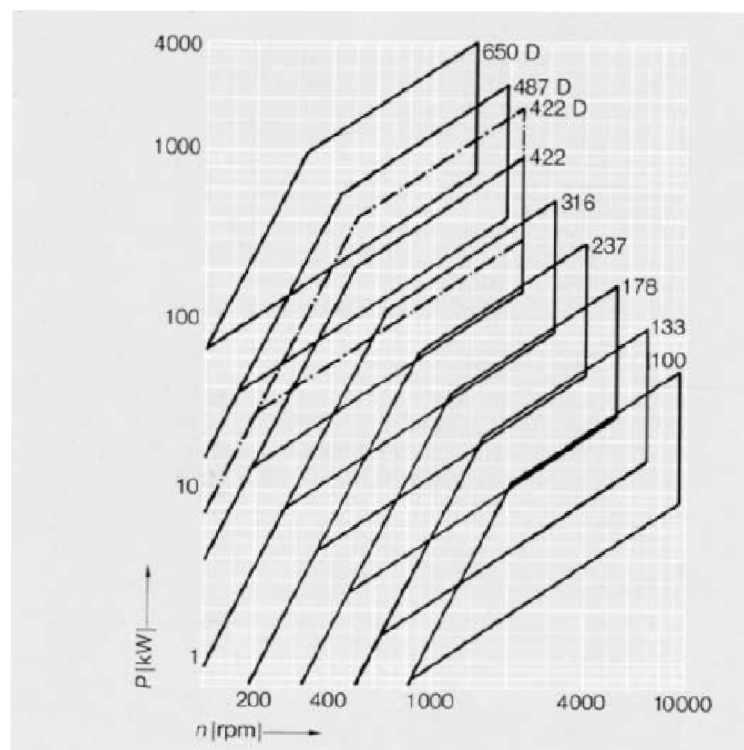
$$M_k = k \cdot \omega^2 \cdot D^5 \quad (10)$$

kde

k – konstanta určená ve zkušebně



Obr. 40 $M = f(n)$, brzdňý moment v závislosti na otáčkách [9]



Obr. 41 $P = f(n)$, brzdňý výkon v závislosti na otáčkách [9]



7.1.3 AERODYNAMICKÉ BRZDY

Tyto brzdy využívají pro svou funkci odporu prostředí, v kterém se pohybují. Jedná se zejména o různé druhy padáků, výsuvných křídel apod.



Obr. 42 Aerodynamická brzda závodního vozu Mercedes 300 SLR [www.autoevolution.com]



Obr. 43 Aerodynamická brzda ruské stíhačky SU-35 [www.fortunecity.com]



Odporová síla působící při pohybu tekutým prostředím [6]:

$$F_{od} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \quad (11)$$

Kde

ρ – hustota prostředí

C – součinitel odporu (zjišťuje se experimentálně, hodnoty se pohybují v rozmezí 0,4 až 1,0)

S – účinný průřez tělesa

v – relativní rychlost

7.2 ČERPACÍ BRZDY

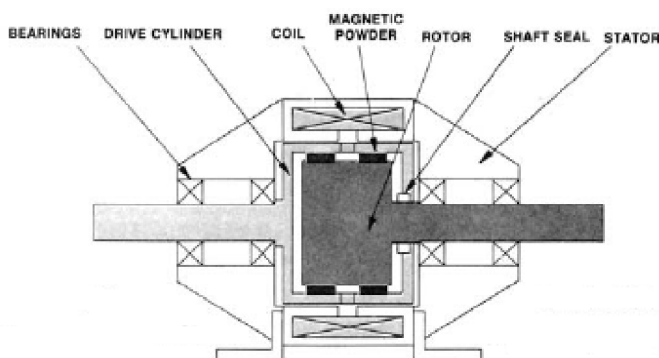
Tyto brzdy přeměňují kinetickou energii na potenciální. Nejčastěji se energie ukládá ve formě stlačeného vzduchu, hydrostatického tlaku kapaliny, uložení pomocí setrvačnicku, potenciální energie v napjaté pryži, v akumulátorech elektrické energie atd. Většinou se používají jako druhotné a energie, kterou nashromáždí, se využívá ke zvýšení výkonu v nestandardních situacích např. předjíždění automobilu.

7.3 ELEKTROMAGNETICKÉ BRZDY

Elektromagnetické brzdy můžeme rozdělit na dvě skupiny. Do jedné skupiny budou patřit ty, které využívají magnetismus přímo pro brzdění a do druhé skupiny můžeme zařadit ty, které využívají magnetismus pro vyvolání přítlačné síly třecích elementů. Do první skupiny můžeme zařadit brzdy práškové, hysterezní a brzdy s vířivými proudy.

7.3.1 MAGNETICKÉ PRÁŠKOVÉ BRZDY

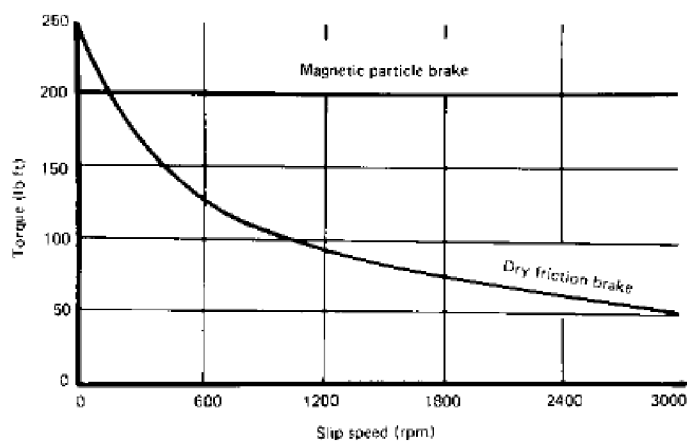
Používají se jako brzdy, spojky nebo kombinace obou dvou. Jestliže je konstruovaná jako spojka, má dvě rotující hřídele (vstupní a výstupní). Je-li používána jako brzda má rotující hřídel jen jede. Druhý je pevně spojen s rámem. Jak ukazuje *Obr. 44*, je přístroj konstruován jako spojka.[11]



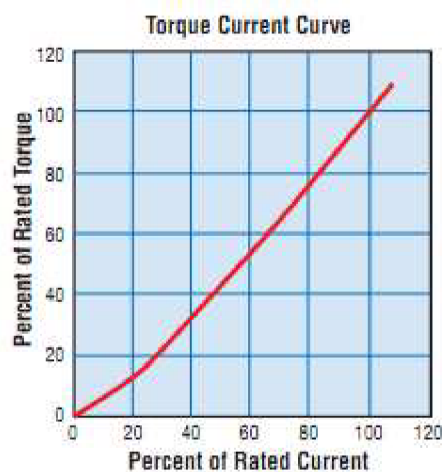
Obr. 44 Schéma magnetické práškové brzdy[11]



Vstupní hřídel je spojen s válcovým bubnem (vnějším členem). V tomto vnějším členu je umístěn válec (vnitřní člen), který je spojen s výstupní hřídelí. Mezi těmito členy je umístěn suchý, jemně rozdrčený magnetický materiál. Jestliže by se jednalo o brzdu, byl by vnitřní člen pevně spojen s rámem brzdy. Elektromagnetická cívka je situována soustředně nad vnější i vnitřní členy. Tato slouží k aktivování brzdy/spojky. Jestliže je na cívku přivedeno napětí, začne jí procházet proud, který iniciuje vznik magnetického pole. Toto působí na magnetický prášek mezi vnitřní a vnější částí. Magnetické siločáry jsou kolmé k otáčejícím se válcům a magnetický prášek se formuje podle těchto siločar. Rozdílné obvodové rychlosti způsobují stříhová a tahová napětí v této vazbě. Tím je vyvolán moment na hřídeli. Tento moment je závislý na velikosti magnetického pole, tedy na velikosti přiváděného proudu na cívku, ale není závislý na otáčkách.[11]



Obr. 45 $M = f(n)$, závislost kroučícího momentu na otáčkách [11]

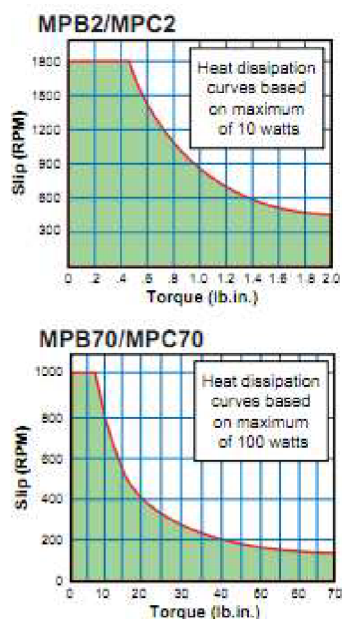


Obr. 46 $M = f(I)$, závislost kroučícího momentu na dodaném proudu [www.warnernet.com]

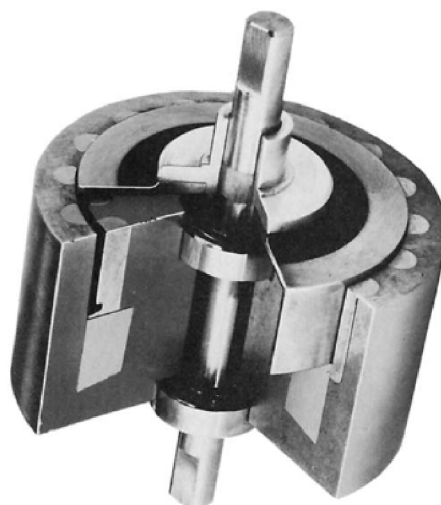
Výhodou těchto práškových brzd je možnost velice jemného nastavení brzdného momentu a plynulý chod už od nulových otáček. Jejich nevýhodou je, že musí být ve vertikální poloze kvůli rovnoměrnému rozložení magnetických částic mezi vnějším a vnitřním



válcem. Další věc, která je potřeba brát v úvahu je ta, že se magnetický prášek může časem vytrácet.



Obr. 48 Závislost točivého momentu na skluzu [www.warnernet.com]



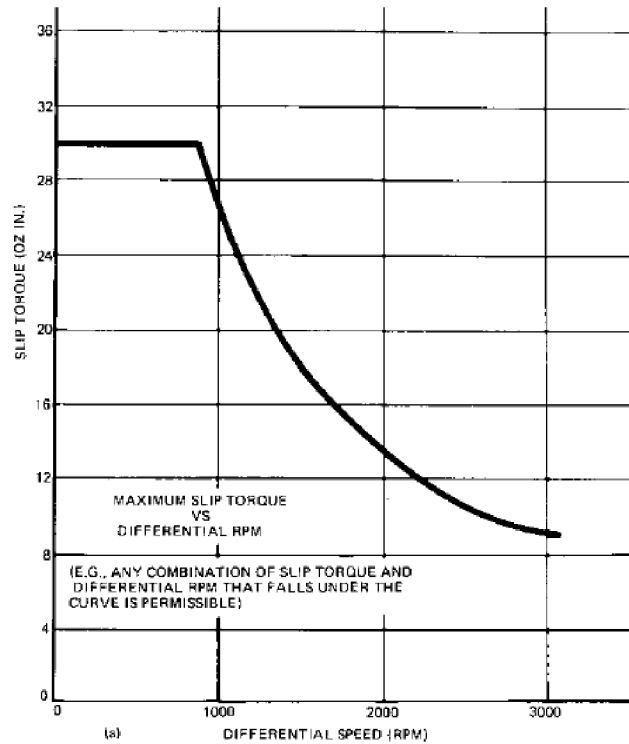
Obr. 47 Hysterezní spojka [11]

7.3.2 HYSTEREZNÍ BRZDY

Hysterezní brzda se skládá ze dvou částí skříně a rotoru, který je umístěn ve vzduchové mezeře. Tento rotor je pevně spojen s hřídelem. Ve skříně je navinutá cívka, která vytváří magnetické, jakmile proud začne procházet cívkou. Střídavého magnetického pole je dosaženo pomocí mřížkování skříně. To spočívá v rozdělení skříně na tzv. jamky a vrcholky. Tímto vzniknou střídavě severní a jižní póly. Magnetické pole z těchto pólů indukuje soubor protipólů ve stěnách rotoru. Rotaci rotoru brání magnetické síly mezi póly indukovanými v rotoru a póly vytvořené cívkou ve skříně. Tyto síly působí tak, že souhlasné póly se odpuzují a nesouhlasné přitahují. Jestliže se rotor otáčí v důsledku působení vnějších sil,

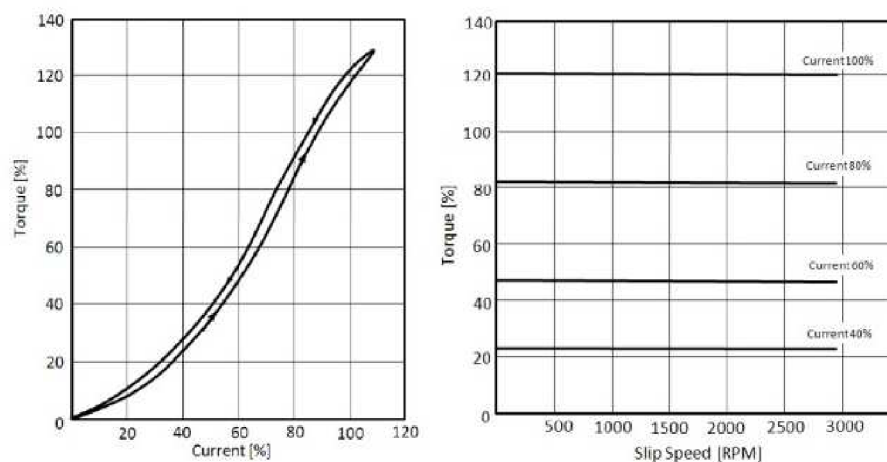


magnetické pole skříně změní magnetizaci každého bodu v magnetické oblasti rotoru tak, aby magnetická indukce B v libovolném bodě rotoru přešla hysterezní smyčkou. Snaží se rotor přemagnetovat. Tím, že je rotor z magneticky tvrdého materiálu (odolává změně magnetizace, má širokou hysterezní smyčku), vznikají v rotoru ztráty, které se mění na teplo. Rotor musí být chlazen, aby byl zachován dostatečný brzdňý výkon. Na *Obr. 49* je vidět závislost brzdňého momentu na skluzu.[11]



Obr. 49 Závislost brzdňého momentu na skluzu [11]

Je zde vidět bod, který určuje maximální brzdňý výkon, který je brzda schopna dodat při přirozeném chlazení. Za tímto bodem moment prudce klesá. Důvodem je teplota, která zmenšuje tloušťku hysterezní smyčky materiálu.[11]



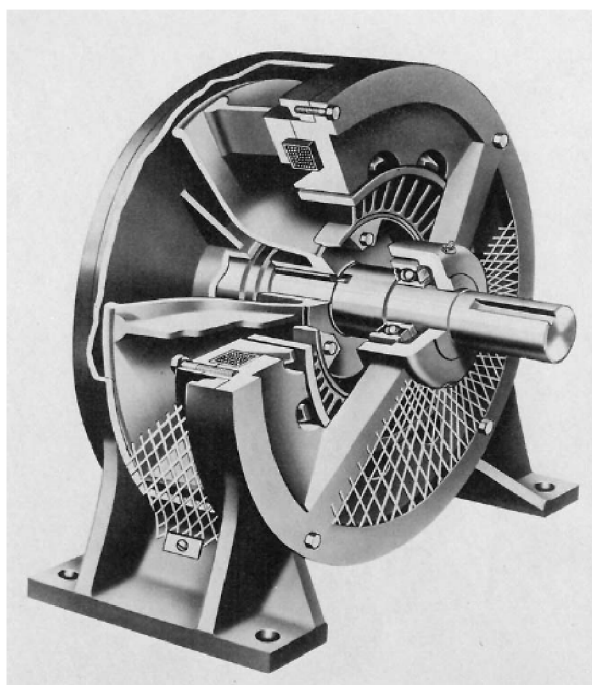
Obr. 50 Závislost brzdňého momentu na proudu cívkou a skluzu [pdf.directindustry.com]



Za normálních podmínek je točivý moment stálý a hladký. To znamená při odstranění zvlnění proudu přiváděného do cívky a odstranění zněm ve velikosti přiváděného proudu. Po té můžeme plynule měnit velikost točivého momentu plynule z jedné úrovně na druhou. U hysterezních brzd může ovšem nastat tzv. Cogging Torque – zvlnění momentu. Toto zvlnění je způsobeno při přerušení dodávaného proudu, když je rotor v klidu. Rotor se zmagnetuje a zachová si svou orientaci. Jak se po té otáčí, postupně prochází přes dvojice magnetů a tím vzniká tento zvlněný pohyb. Tato vlastnost zmizí, jestliže se otáčky hřídele zvýší nad 100 ot/min. Tomu to se dá předcházet tím, že proud přerušíme, než se rotor zastaví.[12]

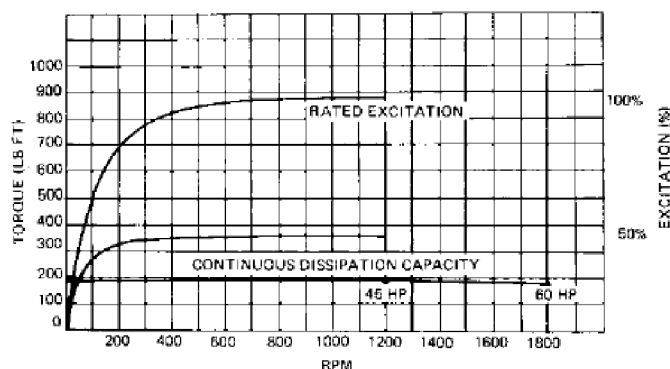
7.3.3 BRZDY S VÍŘIVÝMI PROUDY

Brzdy pracující na principu vířivých proudů jsou prakticky stejné jako brzdy hysterezní. Hlavní rozdíl je v materiálu rotoru, který je vyroben z magneticky měkkého materiálu (dá se snadno zmagnetizovat).[11]



Obr. 51 Brzda s vířivými proudy [11]

Přestože jsou malé hysterezní ztráty v brzdách s vířivými proudy a malé ztráty způsobené vířivými proudy v hysterezních brzdách, jsou primární ztráty v těchto brzdách reprezentovány vířivými proudy, které se generují v rotoru. Tyto vířivé proudy (malé proudové smyčky) jsou generovány v opačném směru se změnou v magnetickém poli, kdykoliv dojde ke změně magnetického pole přechodem rotoru. Rychlost změny magnetického pole je určena relativní rychlostí mezi skříní a rotorem a také počtem pólů základny. Brzdný moment nestoupá lineárně, jak je vidět na Obr. 52.[11]



Obr. 52 $M = f(n)$, závislost momentu na otáčkách [11]

Menší brzdy o brzdných výkonech do 100 hp jsou chlazeny proudem vzduchu, který je poháněn ventilátorem. Větší brzdy o větších výkonech jsou chlazeny vodou. U nejmenších provozovaných brzd stačí chlazení přirozenou konvekcí. Tyto brzdy jsou využívány jak ve zkušebnách motorů (velké brzdné výkony), tak pro kontrolu navíjecí síly při navíjení kabelů, nití, rolí papírů atd.[11]

7.3.4 ELEKTROMAGNETICKÉ BRZDY TŘECÍ

Jedná se o brzdy, které se skládají ze statoru, rotoru a skříně kde je navinuta cívka. Průchodem proudu cívkou se iniciuje magnetické pole, které působí na stator. Tento obsahuje třecí materiál a tím, jak je přitahován magnetickým polem, brzdí rotor.



Obr. 53 Řez elektromagnetickou třecí brzdou [5]



8 NÁVRH

Nyní je potřeba zhodnotit výše zmíněná brzdná zařízení s ohledem na splnění požadavků, které byly zadány. Jsou to:

- Vysoká opakovatelnost
- Vysoká reprodukovatelnost
- Nezávislost brzdného momentu na tlaku
- Nezávislost brzdného momentu na teplotě
- Nezávislost brzdného momentu na vlhkosti
- Klidný rozběh bez rázů
- Nízká cena
- Dobrá vyrobiteľnosť
- Dlouhá životnost
- Možnost cyklického chodu
- Provoz ve vertikální i horizontální poloze
- Nízká hmotnosť
- Odolnosť proti korozi
- Snadná manipulovateľnosť
- Možnosť nastavení brzdného momentu

Hysterezní brzda byla zamítnuta pro její nevhodnost použití za nízkých otáček (vznik korigingu). Další její nevýhodou je, že při průchodu proudy cívkou se tato zahřívá. V důsledku to znamená pokles brzdného momentu o 8% na každých 20°C zahřátí cívky. Tato vlastnost by se dala odstranit chlazením a regulováním přiváděného proudy do cívky. Tato řešení způsobí snížení manipulovateľnosti, zvýšení váhy a ceny. Stejně vlastnosti poklesu brzdného momentu v důsledku zahřívání cívky vykazují i brzdy s vířivými proudy a brzdy práškové. Brzdy práškové mají ale tu výhodnou vlastnost, že jejich brzdný moment je plynulý a hladký od nulových otáček. Aby toto platilo, musí být provozovány pouze v horizontální poloze, kvůli rovnoměrnému rozprostření magnetického prášku.

Hydrodynamická brzda je nevhodná pro její celkovou složitost a náročnosť zástavbového prostoru. Její brzdný moment totiž stoupá s pátou mocninou průměru rotoru a statoru. Manipulace s touto brzdou by byla velice obtížná. Nevýhodou je také to, že používá jako pracovní médium kapalinu – většinou olej. Tento je v čase nestálý a jeho viskozita je závislá na teplotě. Řešením by bylo aplikování regulačního systému, který by nastavoval na výstupu brzdy stálou velikost brzdného momentu. Toto řešení je velice finančně náročné.

Podobné nevýhody má i aerodynamická brzda, kde se používá jako pracovní médium plyn. Tento je závislý jak na tlaku, tak i na teplotě. Navíc brzdný moment stoupá se druhou mocninou rychlosti tělesa, což by vedlo na nutnosť z převodovat celý mechanismus na vyšší otáčky. Toto řešení opět vede k větší složitosti. Navíc by bylo zařízení nevhodné pro cyklický pohyb.

Čerpací brzdy se přímo k brzdění nepoužívají a pro tuto aplikaci jsou prakticky nevhodné.

Jako nejvýhodnější řešení je použití třecí brzdy. Tato brzda je relativně snadno vyrobiteľná a levná. Za určitých podmínek, se dá zajistit její dlouhá životnosť a dají se sledovat její vlastnosti, které ovlivňují brzdný moment.

Při návrhu jsem bral v úvahu tyto vlastnosti, které má brzda mít:

- Kontakt ocel/ocel tepelně zpracovaný

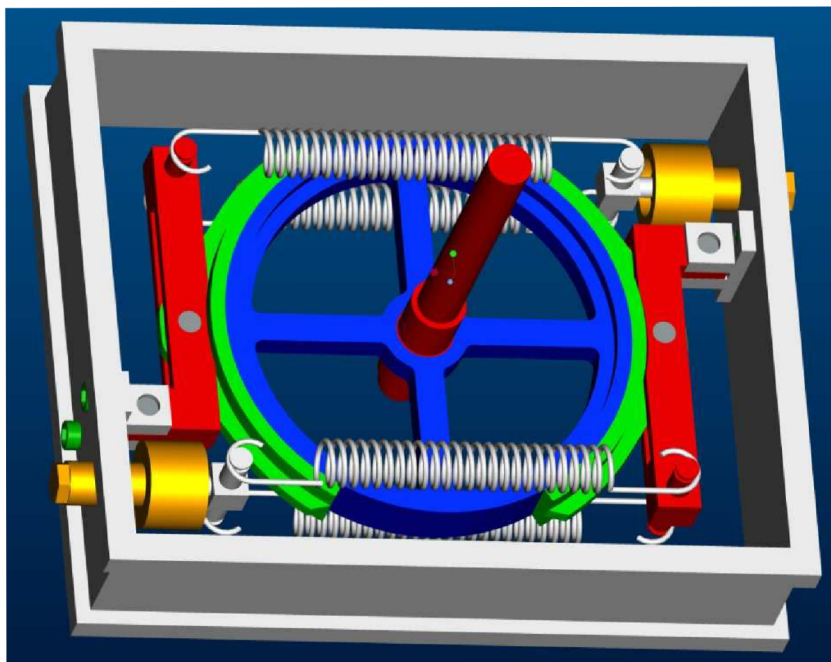


- Vyvarovat se použití pryžových těsnění
- Vyvarovat se použití maziv
- Těsnost brzdy
- Malé zástavbové rozměry
- Malá hmotnost
- Nízká cena
- Nízká náročnost výroby

Jak již bylo napsáno výše v rešeršní části, existuje několik konstrukčních řešení třecích brzd. Úkolem bylo vypracovat několik koncepčních návrhů. Jako možné alternativy jsem vybral brzdu čelistovou, kotoučovou, kotoučovou čelní a kuželovou. Ke každé brzdě jsem vytvořil model podle rozměrů, které jsem zvolil. Tyto rozměry také sloužily pro stanovení ovládacích sil.

8.1 ČELISTOVÁ BRZDA

Tato brzda se skládá z kotouče a dvou čelistí, které jsou přitlačovány na kotouč z vnějšku dvěma pružinami. Tyto jsou umístěny tak, že kotouč je mezi nimi z důvodu menšího zástavbového prostoru. Předpětí pružin je možno nastavit díly (oranžová barva), které jsou s rámem spojeny šroubovým spojením.



Obr. 54 Koncepční návrh uspořádání čelistové brzdy

Aby nevznikalo nesymetrické opotřebení čelistí vlivem náběžné a úběžné čelisti, jsou tyto připevněny k pákám přes čepy (Obr. 55). Vzdálenost těchto čepů od středu kotouče je daná výpočtem. Při této vzdálenosti jsou třecí síly na bocích čelistí vyrovnány a opotřebení je rovnoměrné (zaniká efekt úběžné a náběžné čelisti).



8.1.1 VÝPOČET

Tento výpočet jsem vedl tak, že jsem počítal jen s polovičním kroutícím momentem pro jednu čelist. Vycházel jsem z těchto zadaných hodnot:

Brzdný moment pro jednu čelist	$M_k = 1 Nm$
Poloměr kotouče	$r = 70 mm$
Šířka kotouče	$b = 20 mm$
Úhel čelisti od osy x	$\theta = 60^\circ$
Koeficient tření	$f = 0,1$

Vzdálenost čepu od osy kotouče se určí podle vztahu[7]:

$$a = \frac{4 \cdot r \cdot \sin(\theta)}{2 \cdot \theta + \sin(\theta)} \quad (12)$$

$$a = 81,91 mm$$

Normálová síla potřebná pro požadovaný brzdný moment vychází ze vzorce[7]:

$$M_k = a \cdot f \cdot N \quad (13)$$

N – normálová síla

Platí tedy:

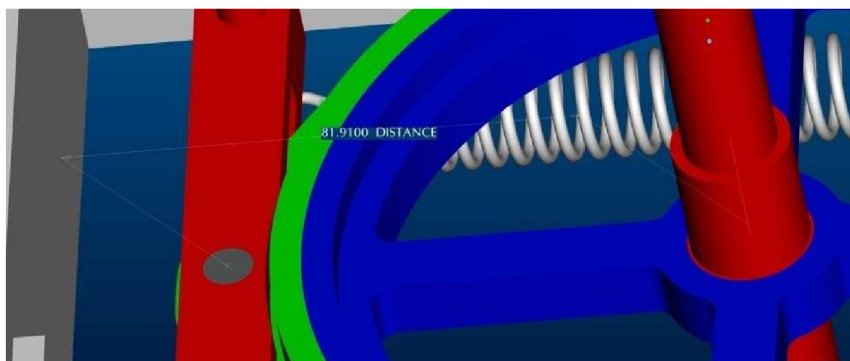
$$N = \frac{M_k \cdot 1000}{a \cdot f} = 122,09 N$$

Maximální tlak na obložení[7]:

$$p_a = \frac{N}{b \cdot r \cdot \int_0^\theta \cos(\theta) d\theta} \quad (14)$$

$$p_a = 0,101 MPa$$

Výpočtem vyšel nejvyšší tlak na brzdové obložení $p_a = 0,101 MPa$, což znamená velkou rezervu pro kontakt ocel/ocel – 1,7 MPa.

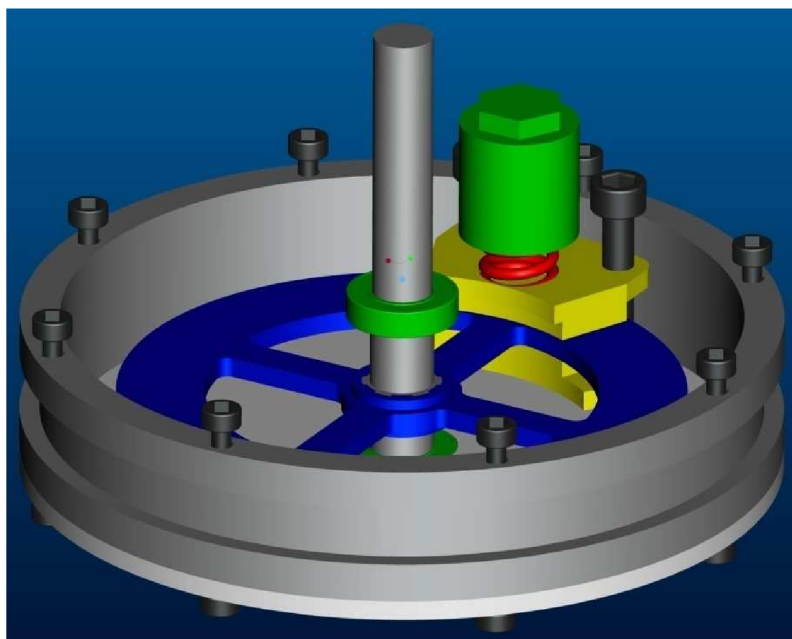


Obr. 55 Vzdálenost středů čepu a kotouče

Toto řešení bylo zamítnuto pro jeho výrobní složitost (noho dílů cnc frézku) a nevýhodné zástavbové rozměry do měřícího zařízení.

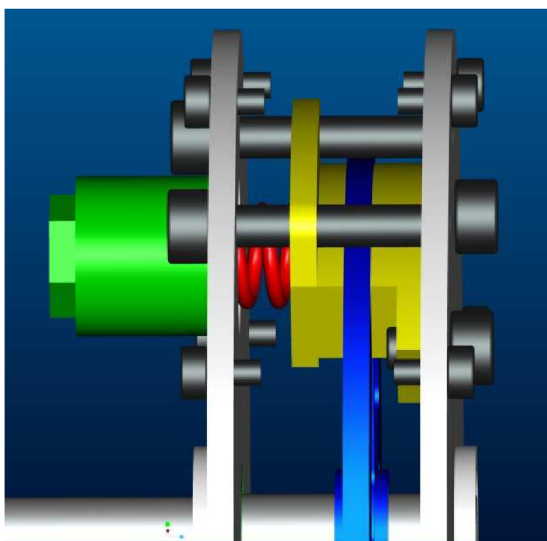
8.2 KOTOUČOVÁ BRZDA

Tato brzda se skládá ze dvou přitlačných destiček, mezi nimiž je umístěn kotouč. I v tomto případě se jedná o kontakt ocel/ocel.



Obr. 56 Koncepční návrh kotoučové brzdy

Zde je přitlačována pouze jedna destička. Druhá je připevněna dvěma šrouby ke spodnímu víku. Přitlačovaná destička je ve své poloze ustavena pomocí dvou šroubů, po kterých se může posouvat. Vzhledem k tomu, že je pohyblivá pouze jedna destička, je potřeba zajistit axiální pohyb kotouče. To je realizováno rovnobokým drážkováním hřídele a kotouče.



Obr. 57 Detail umístění destiček

8.2.1 VÝPOČET

Výpočet jsem opět prováděl pro jednu destičku s polovičním požadovaným kroučícím momentem. Zvolil jsem tyto rozměry:

Brzdný moment pro jednu čelist	$M_k = 1 \text{ Nm}$
Vnější poloměr destičky	$r_1 = 70 \text{ mm}$
Vnitřní poloměr destičky	$r_2 = 50 \text{ mm}$
Úhly rozevření destičky	$\theta_1 = 66^\circ$
	$\theta_2 = 116^\circ$
Koeficient tření	$f = 0,1$

Výpočet maximálního tlaku na destičku určíme ze vzorce pro brzdný moment[7]:

$$M_k = \frac{1}{2} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot p_a \cdot r_2 \cdot (r_1^2 - r_2^2) \quad (15)$$

Platí tedy:

$$p_a = \frac{2 \cdot M_k}{(\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot r_2 \cdot (r_1^2 - r_2^2)}$$

$$p_a = 0.191 \text{ MPa}$$

Ovládací sílu stanovíme ze vzorce[7]:

$$N = (\theta_2 - \theta_1) \cdot p_a \cdot r_2 \cdot (r_1 - r_2) \quad (16)$$

$$N = 166,67 \text{ N}$$

Při návrhu kotoučové brzdy se nesmí zapomenout určit působivé ovládací síly. Tento poloměr určíme z rovnice[7]:



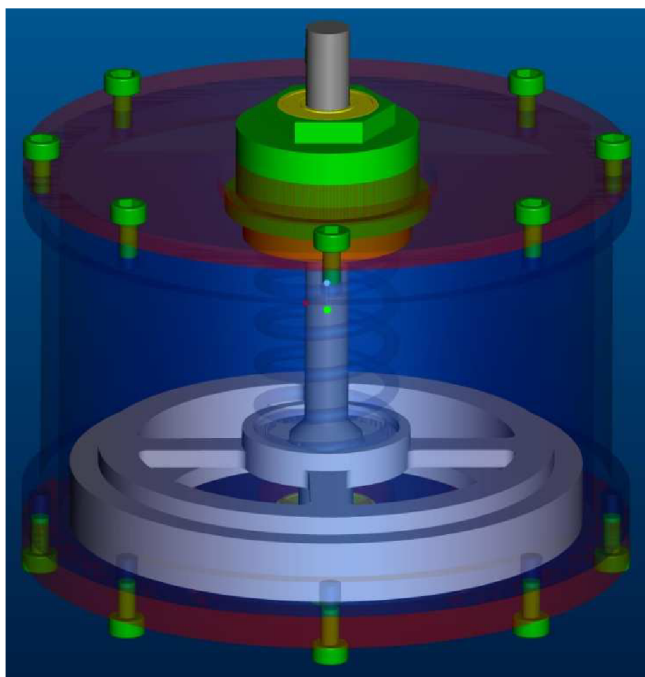
$$r_o = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \cdot \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (17)$$

$$r_o = 58,11 \text{ mm}$$

Toto řešení bylo zamítnuto pro nesymetrické rozložení teploty během brzdění. Nesymetrické ohřívání brzdy by mělo nepříznivý vliv na průběh brzdného momentu. Dále je zde nevýhodné upevnění posuvné destičky. Řešení by bylo v upravení horního víka, které by vedlo destičku na jejích bocích. Také je zde menší prostor pro uložení pružiny. Musela by se použít krátká pružina s velkou tuhostí. Z toho vyplývá větší změna přítláčné síly po opotřebení. Řešení by bylo umístění většího počtu párů destiček. Tato vylepšení by vedla k výrobní složitosti.

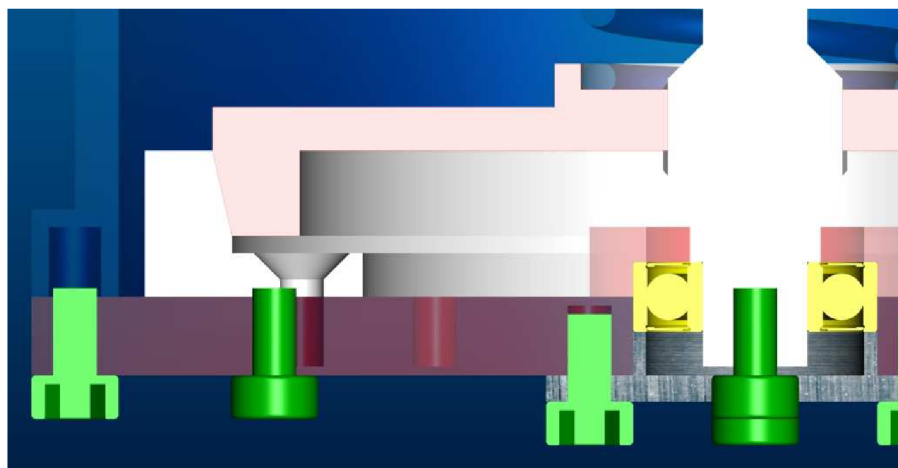
8.3 KUŽELOVÁ BRZDA

Kuželová brzda využívá jak přítláčnou sílu pružiny, tak schopnost samosvornosti. Úhel kuželu se u těchto brzd pohybuje od 10° do 15° . Při návrhu jsem počítal se 13° .



Obr. 58 Koncepční návrh kuželové brzdy

Brzda se skládá ze dvou kotoučů, které se po sobě smýkají. Spodní kotouč je přichycený ke spodnímu víku šrouby. Horní kotouč je přitlačován pružinou, která se otáčí spolu s ním. Horní kotouč musí být pohyblivý v axiálním směru. Toto je řešeno opět rovnobokým drážkováním hřídele a kotouče.



Obr. 59 Příčný řez - detail kuželovitosti kotoučů

8.3.1 VÝPOČET

Existuje dvojí postup při výpočtu. Uvažuje se výpočet pro rovnoměrný tlak nebo rovnoměrné opotřebení. Rovnoměrný tlak se dosáhne pouze u nové brzdy. Ve výsledku to znamená větší brzdňý moment. Rovnoměrné opotřebení nastane po záběhu brzdy. Toto je způsobeno různými obvodovými rychlostmi na vnějším a vnitřním poloměru kotoučů. Při výpočtu jsem postupoval podle vzorců pro rovnoměrné opotřebení. Pro začátek výpočtu jsem si opět zvolil hodnoty:

Brzdňý moment	$M_k = 2 \text{ Nm}$
Vnitřní průměr	$d_1 = 120 \text{ mm}$
Šířka kotouče	$b = 10 \text{ mm}$
Kuželovitost	$\alpha = 13^\circ$
Koeficient tření	$f = 0,1$

Z těchto rozměrů jsem určil vnější průměr podle vztahu:

$$d_2 = \left[b \cdot \sin(\alpha) + \left(\frac{d_1}{2} \right) \right] \cdot 2 \quad (18)$$

$$d_2 = 124,5 \text{ mm}$$

Přítlačnou sílu jsem určil ze vzorce pro kroutící moment rovnoměrného opotřebení[7]:

$$M_k = \frac{N \cdot f \cdot (d_1 + d_2)}{4 \cdot \sin(\alpha)} \quad (19)$$

Platí tedy:

$$N = \frac{4 \cdot M_k \cdot \sin(\alpha)}{f \cdot (d_1 + d_2) \cdot 10^{-3}}$$

$$N = 73,60 \text{ N}$$

Maximální tlak je pak dán vztahem[7]:



$$p_a = \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot d_1 \cdot (d_2 - d_1)} \quad (20)$$

$$p_a = 0,087 \text{ MPa}$$

Kuželová brzda je výhodnější na výrobu. Většina dílů je vyrobitelná na soustruhu. Nevýhodou této brzdy je její samosvornost, kvůli níž by brzda mohla vykazovat trhavý brzdňý moment. Navíc je předpoklad k tomu, že se na kotoučích budou vytvářet drážky, v důsledku postupného opotřebování kotoučů. Toto by mohlo způsobit změnu brzdňého momentu.

8.4 ČELNÍ KOTOUČOVÁ BRZDA

Jako poslední koncepční návrh jsem rozpracoval čelní kotoučovou brzdu. Tyto kotouče mají rovné kontaktní plochy. Koncepční uspořádání je stejné jako u kuželové brzdy. Liší se pouze v návrhu třecích kotoučů.

8.4.1 VÝPOČET

Opět jsem vycházel ze vzorců pro rovnoměrné opotřebení a zvolil jsem tyto rozměry:

Brzdňý moment	$M_k = 2 \text{ Nm}$
Vnější průměr	$d_2 = 140 \text{ mm}$
Vnitřní průměr	$d_1 = 120 \text{ mm}$
Šířka styčné plochy	$b = 10 \text{ mm}$
Koeficient tření	$f = 0,1$

Přítlačnou sílu jsem urči ze vzorce pro kroutící moment rovnoměrného opotřebení[7]:

$$M_k = \frac{N \cdot f \cdot (d_1 + d_2)}{4} \quad (21)$$

Platí tedy:

$$N = \frac{4 \cdot M_k}{f \cdot (d_1 + d_2) \cdot 10^{-3}}$$

$$N = 307,69 \text{ N}$$

Maximální tlak je pak dán vztahem[7]:

$$p_a = \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot d_1 \cdot (d_2 - d_1)} \quad (22)$$

$$p_a = 0,082 \text{ MPa}$$

Pro další optimalizaci byla vybrána právě tato brzda. Její výhody jsou hlavně:

- Relativně nízká náročnost výroby (většina dílů je vyrobitelná na soustruhu)



- Jednoduchá konstrukce
- Výhodná pro zástavbu tlačné pružiny (možnost použít delší pružinu s menší tuhostí)
- Jednoduché seřízení
- Kompaktní rozměry
- Rovnoměrné zahřívání kotoučů

8.4.2 OPTIMALIZACE

Na tomto koncepčním návrhu jsem provedl optimalizaci. Bylo nutné snížit hmotnost celé brzdy kvůli dobré manipulaci na pracovišti a optimalizovat zástavbu seřizování. Výsledný montážní celek je na *Obr. 60*.

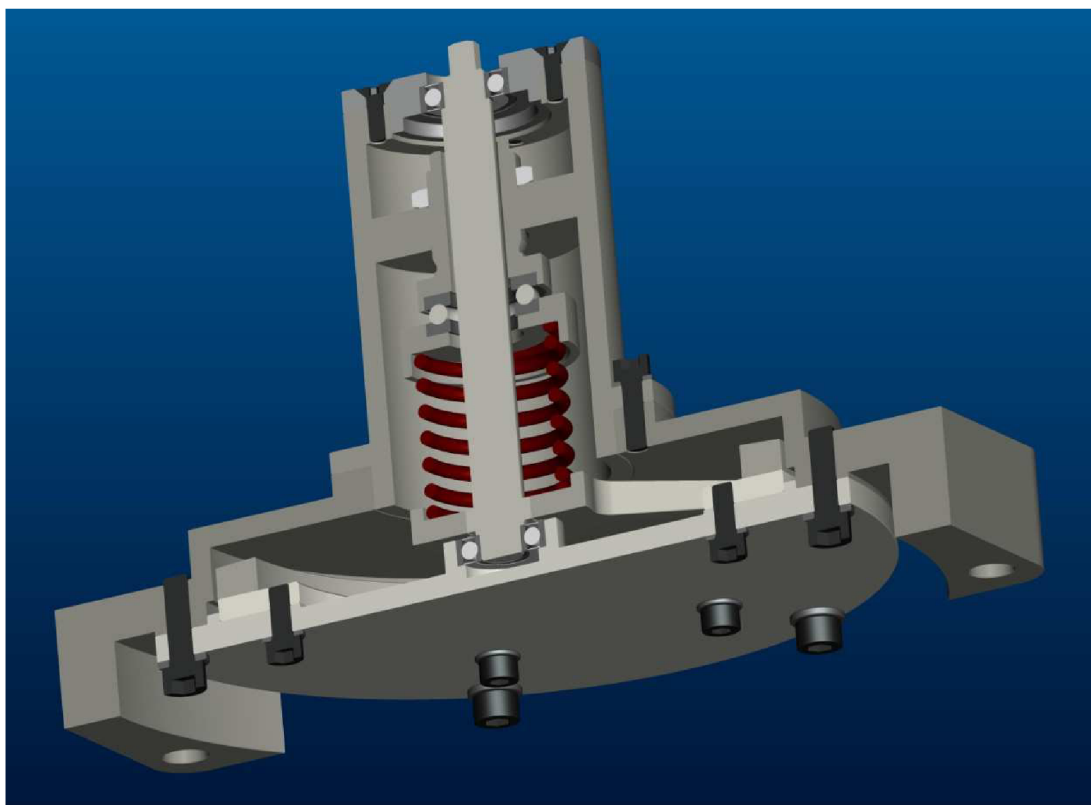


Obr. 60 Výsledný montážní celek

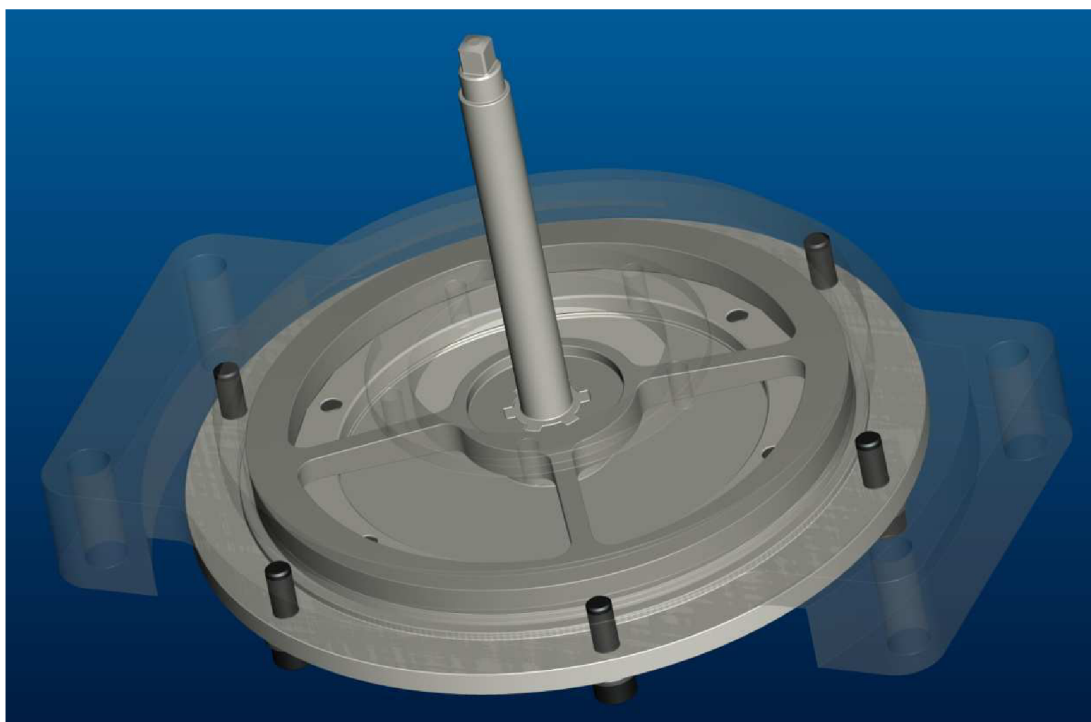
Snížení hmotnosti se dosáhlo použitím duralu na součásti „nosný díl“, „nástavba“ a „víko ložiska“. Ostatní díly jsou navrženy tak, aby jejich hmotnost byla co možná nejnižší. Nastavovací část je tvořena díly „stavěcí díl“ a „mezikus. Jak je vidět na *Obr. 64* mezi tyto díly je vloženo axiální ložisko, které umožňuje otáčivý pohyb přítlačné pružiny. Ta se musí otáčet spolu s horním kotoučem. „Stavěcí díl“ je pak zajištěn maticí. Celý tento komplet je situován v díle „nástavba“.

Hřídel je zakončen čtyřhranem, na který je možné nasadit nástavce z gola sady. To umožňuje velké množství variant upnutí bez nutnosti vyrábění speciálních nástavců.

Oba dva kotouče jsou tepelně zpracovány z důvodu snížení opotřebení. Jejich povrchy jsou cementovány a následně zakaleny a popouštěny na 55 HRC do hloubky 0,5 mm.



Obr. 61 Řez sestavou

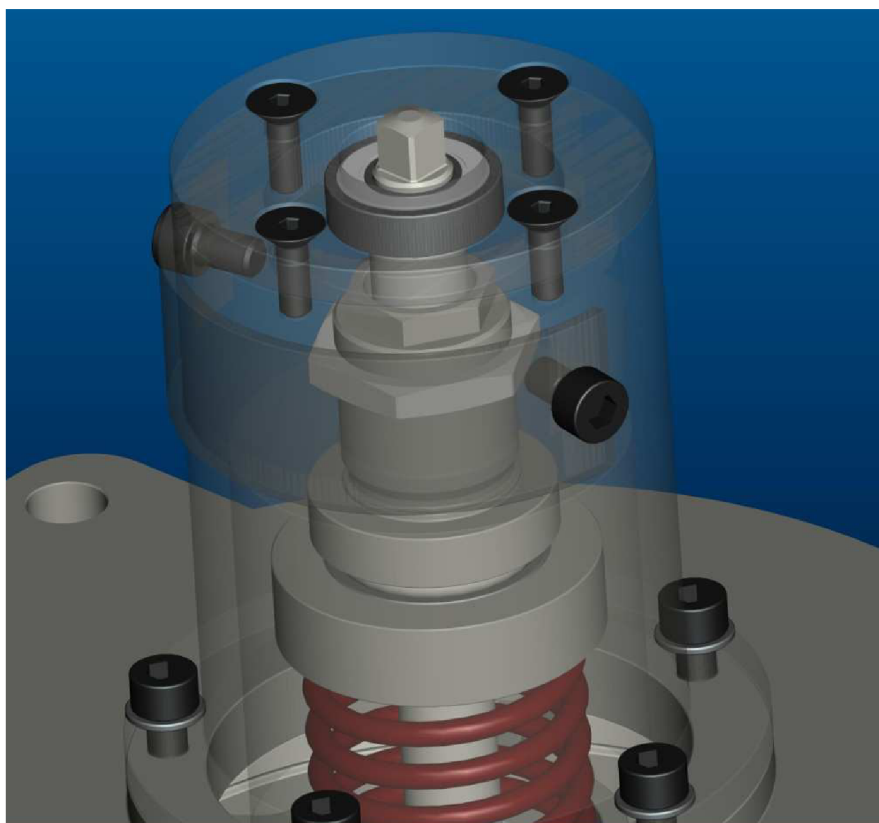


Obr. 62 Pohled na uložení kotoučů



Použitá pružina byla vybrána z katalogu firmy Alcomex s ohledem na co nejmenší tuhost pružiny a co nejuvhodnější zástavbové prostory. Pružina má tyto parametry:

Průměr drátu	$d_a = 3,2 \text{ mm}$
Střední průměr pružiny	$D_m = 32 \text{ mm}$
Volná délka	$L_0 = 88,5 \text{ mm}$
Délka max. stlačení	$L_n = 27,4 \text{ mm}$
Tuhost pružiny	$c_p = 5,92 \text{ mm}$
Maximální síla pružiny	$F_{max} = 360,88 \text{ N}$



Obr. 63 Detailní pohled na seřizovací část

KONTROLNÍ VÝPOČET DRÁŽKOVÁNÍ

Kontrolní výpočet se provádí ke zjištění maximálního dovoleného tlaku mezi bokem pera a drážky. Základní dovolený tlak pro kontakt ocel/ocel je $p_0 = 150 \text{ MPa}$. Pro střídavý pohyb s malými rázy se dovolený kontaktní tlak stanoví[7]:

$$p_{dov} = 0,45 \cdot p_0 \quad (23)$$

$$p_{dov} = 67,5 \text{ MPa}$$

Pro výpočet máme dány tyto hodnoty:

Brzdný moment (při statickém tření)	$M_k = 4 \text{ Nm}$
Střední průměr drážkování	$D_s = 18 \text{ mm}$



Účinná plocha na 1 mm délky náboje[10] $s_u = 6,3 \text{ mm}^2$
Délka drážek v náboji $l = 5 \text{ mm}$
Dovolený tlak $p_{dov} = 67,5 \text{ MPa}$

Obvodovou sílu určíme ze vzorce[10]:

$$F = \frac{M_k \cdot 1000}{0,5 \cdot D_s} \quad (24)$$

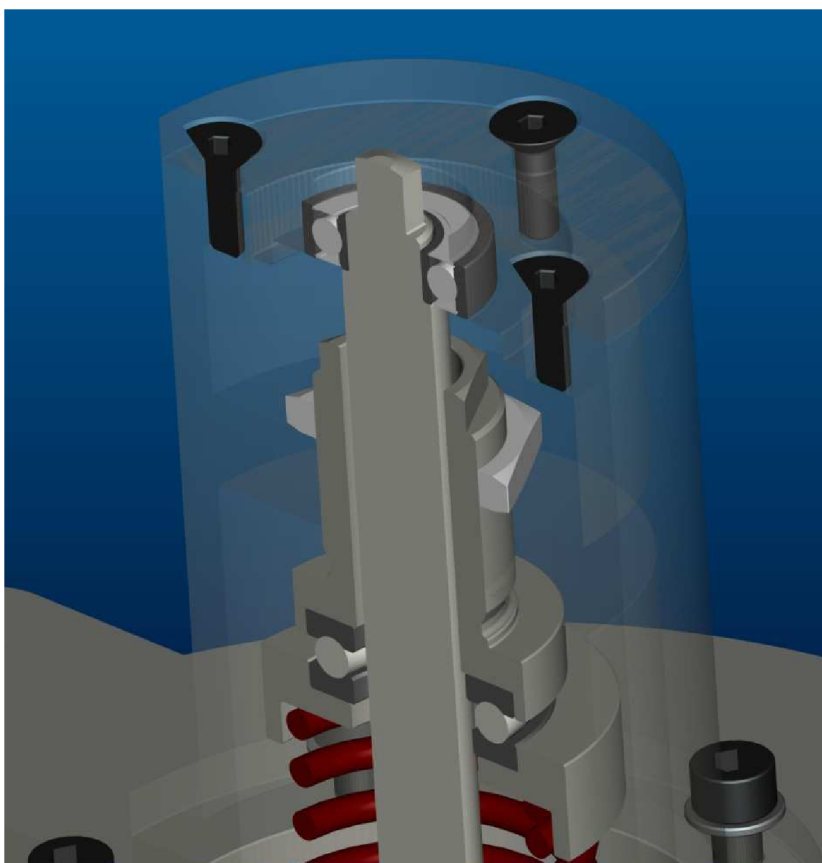
$$F = 444 \text{ N}$$

Dovolený tlak určíme ze vzorce[10]:

$$p_{dov} = \frac{F}{s_u \cdot l} \quad (25)$$

$$p_{dov} = 14,08 \text{ MPa}$$

Z výsledku je patrné, že se pohybujeme na bezpečné dovoleného tlaku drážkování mezi bokem pera a drážky.



Obr. 64 Řez seřizovací částí

**KONTROLNÍ VÝPOČET KONCE HŘÍDELE**

Hřídel je vyrobena z oceli 42CrMo4 (15 142), která je určená pro zušlechťování. Po tomto tepelném zpracování má tyto vlastnosti – minimální $R_e = 850$ MPa a $R_m = 1100 - 1300$ MPa. Nejvíce namáhané místo je čtyřhran, který slouží pro upnutí do přístroje. Podle podmínky plasticity $\max \tau$ platí pro smykovou napjatost, že mez kluzu ve smyku je:

$$\tau_k = \frac{R_e}{2} \quad (26)$$

$$\tau_k = 425 \text{ MPa}$$

Největší smykové napětí určíme ze vzorce:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (27)$$

Kde W_k je modul průřezu v krutu a pro čtvercový průřez je dán vztahem:

$$W_k = 0,208 \cdot a_s^3 \quad (28)$$

a – délka strany

$$a_s = 6,35 \text{ mm}$$

$$W_k = 53,26 \text{ mm}^3$$

$$\tau = 75,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v místě přechodu čtyřhranu na kruhový průřez se určí ze vztahu:

$$k_b = \frac{\tau_k}{\alpha_s \cdot \tau} \quad (29)$$

Kde

α_s – součinitel koncentrace napětí, který jsem určil z grafu podle rozměrů hřídele a jeho hodnota je 1,8

$$k_b = 3,15$$

Z výsledku je patrné, že se pohybuje na bezpečné straně.



Obr. 65 Brzda- sestava

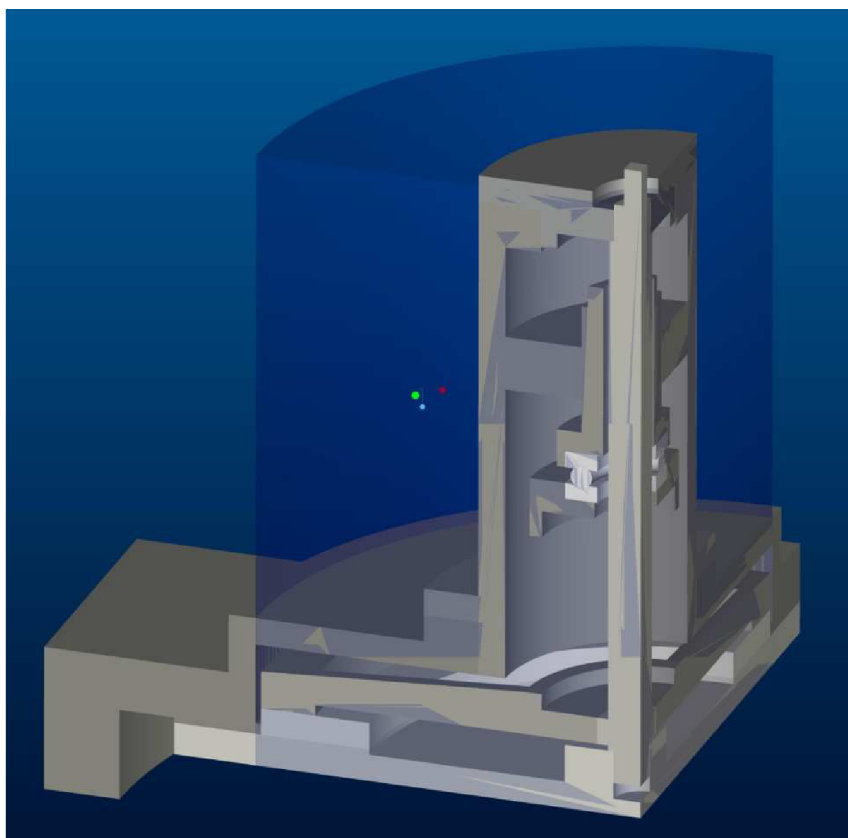


9 ANALÝZA OHŘEVU BRZDY

Při použití třecí brzdy se neubráníme faktu, že její jednotlivé části jsou ovlivněny teplem, které je brzdou odváděno do okolí. Proto je dobré znát teplotní pole brzdy, abychom mohli do jisté míry předpovídat změnu brzdného momentu, který se může měnit v důsledku tepelné roztažnosti jednotlivých částí a zvýšení teploty třecích povrchů. Pro tuto analýzu jsem použil metodu konečných prvků. Vedení tepla uvažuji stacionární.

9.1 ÚPRAVA MODELU

Abych co nejvíce snížil nároky na výpočet, optimalizovaný model jsem upravil. Nejdříve jsem odstranil všechna zaoblení, zkosení, zápichy, drážkování, díry a šrouby. Tyto prvky nemají na analýzu teplotního pole skoro žádný vliv, proto mohou být zanedbány. Dále jsem vytvořil válec, který prochází brzdou a vyplňuje její prostor. Tento válec představuje vzduch, který je v brzdě. Poslední úprava spočívala v rozčtvrcení modelu. Při výpočtu využívám čtvrtinového modelu.



Obr. 66 Upravený čtvrtinový model

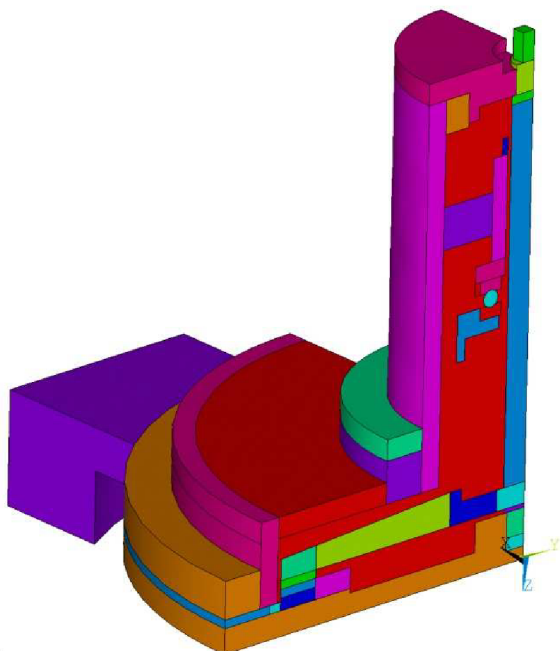
Takto upravený model jsem převedl do programu ANSYS a dále upravil.

9.2 VÝPOČET TEPELNÉHO POLE

9.2.1 ÚPRAVY V PROGRAMU ANSYS

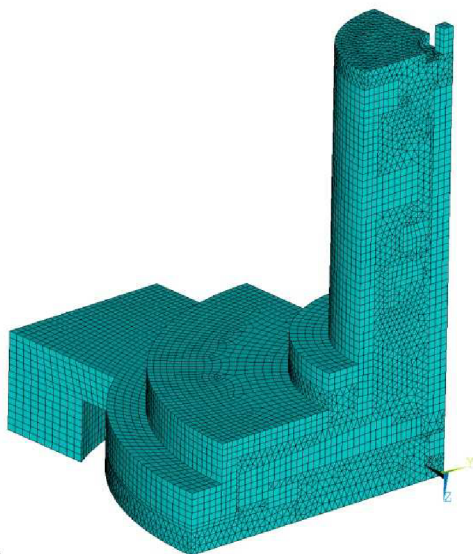


Dále jsem model upravil tak, že jsem od válce odečetl části čtvrtinového modelu brzdy. Objem, který se nacházel mimo, brzdu jsem vymazal. Zbylému objemu jsem přiřadil vlastnosti vzduchu. Všechny objemy, které vznikly, jsem spojil dohromady příkazem „glue“, abych docílil dokonalého spojení mezi součástmi. Dalším zjednodušením výpočtu jsem dosáhl rozdělením objemů vhodných pro síťování funkcí Sweep.



Obr. 67 Rozdělení objemů před síťováním

Touto funkcí se nepodařilo vysíťovat všechny objemy, například objem představující vzduchovou výplň jsem nerozděloval pro jeho velkou složitost. I přesto se podařilo docílit krátkého času pro výpočet.



Obr. 68 Vysíťovaný model



Pro generování sítě funkcí Sweep jsem použil prvek Solid 90, který je určený pro výpočet tepelně ustálených stavů. Ostatní objemy jsou vysíťovány funkcí Free. Pro tuto síť jsem zvolil prvky Solid 87.

9.2.2 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Brzdný výkon, který brzda maří na teplo, se určí ze vztahu:

$$P = M_k \cdot \omega$$

Kde

ω – úhlová rychlost kotouče

$$\omega = 1 \text{ s}^{-1}$$

$$P = 2 \text{ W}$$

Hodnotu tohoto výkonu vložím do Heat Generator. Tento má rozměr Wm^{-3} , takže jsem určil velikost objemu Heat Generator. Tento objem patří hornímu i spodnímu kotouči. Průřez třecí plochy:

$$S = \frac{\pi \cdot (d_2 \cdot 10^{-3})^2}{4} - \frac{\pi \cdot (d_2 \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad (31)$$

$$S = 4,082 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Protože se jedná o čtvrtinový model, bude průřez čtyřikrát menší:

$$S = 1,0205 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Výška objemu je:

$$v_o = 4 \text{ mm}$$

To znamená:

$$V_{HG} = S \cdot v_o \cdot 10^{-3} \quad (32)$$

$$V_{HG} = 4,082 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Hodnota Heat Generator bude[3]:

$$HG = \frac{P}{V_{HG}} \quad (33)$$

$$HG = 489956 \text{ Wm}^{-3}$$

Pro analýzu je potřeba určit součinitel přestupu tepla při přirozené konvekci. Jsou dány tyto parametry:



Teplota okolního vzduchu	$T_v = 26 \text{ }^\circ\text{C}$
Předpokládaná teplota brzdy	$T_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
Charakteristická délka	$l = 0,1 \text{ m}$

Nejprve určím charakteristickou teplotu:

$$T_{char} = \frac{T_v + T_b}{2} \quad (34)$$

$$T_{char} = 33^\circ\text{C} \Rightarrow 306,15 \text{ K}$$

Pro součinitel teplotní roztažnosti ideálního plynu platí:

$$\beta = \frac{1}{T_{char}} \quad (35)$$

$$\beta = 0,0033 \text{ K}^{-1}$$

Podle charakteristické teploty určím z tabulek Prandtlovo číslo:

$$Pr = 0,722$$

Kinematickou viskozitu:

$$\nu = 16,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$$

Tepelnou vodivost:

$$\lambda = 2,595 \cdot 10^{-2} \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

Nyní mohu určit Grashofovo číslo:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3 \cdot (T_b - T_v)}{\nu^2} \quad (36)$$

$$Gr = 1584980$$

Součin Prandtlova a Grashofova čísla:

$$Gr \cdot Pr = 1144556$$

určuje, že Nusseltovo číslo získáme ze vztahu:

$$Nu = 0,54 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (37)$$

$$Nu = 18$$

Součinitel přestupu tepla určím z rovnice:



$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (38)$$

$$\alpha_p = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

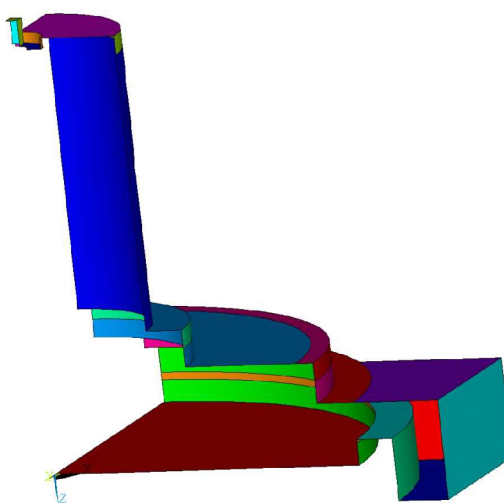
Pro jednotlivé materiály brzdy jsem přiřadil tepelné vodivosti:

$$\lambda_{ocel} = 49 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

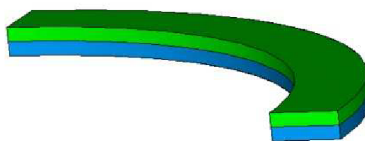
$$\lambda_{dural} = 150 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

$$\lambda_{vzduch} = 0,02 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla jsem přiřadil všem plochám, které jsou ve styku s okolním prostředím o teplotě T_v . Tyto plochy jsou vidět na *Obr. 69*.



Obr. 69 Vnější plochy



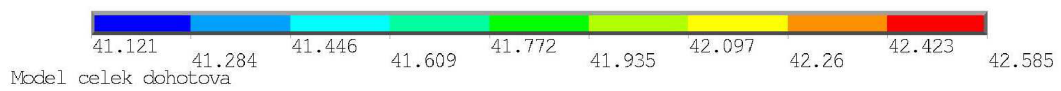
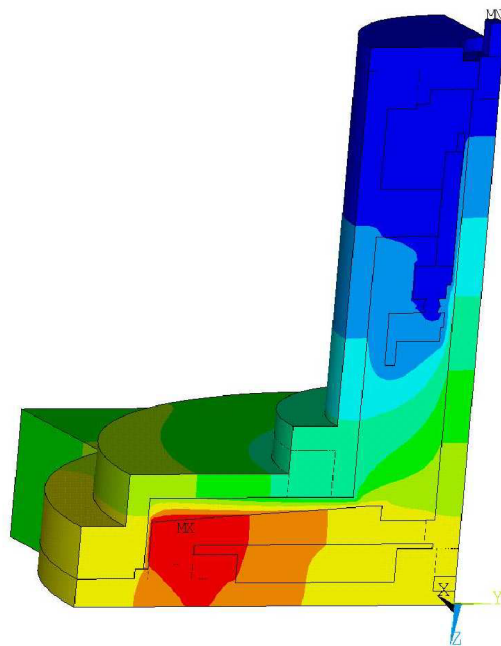
Obr. 70 Objemy Heat Generator

9.2.3 VÝSLEDKY ANALÝZY

Výsledky analýzy vyšly dle očekávání. Nejvíce tepelně ovlivněné budou třecí kotouče. V okolí kotoučů bude teplota přibližně stejná. Je to způsobeno tím, že tepelná vodivost vzduchu a oceli je nižší než duralu a to znamená, že kladou větší odpor při vedení tepla. Jakmile je u kotoučů více materiálu z duralu, vedení tepla je dokonalejší a kotouče mají nižší teplotu. Toto je jasně zřetelné na obrázcích.

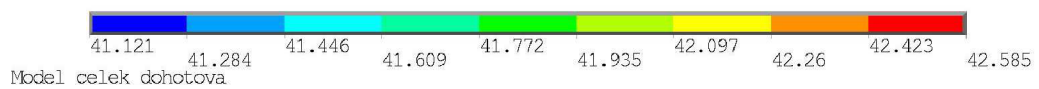
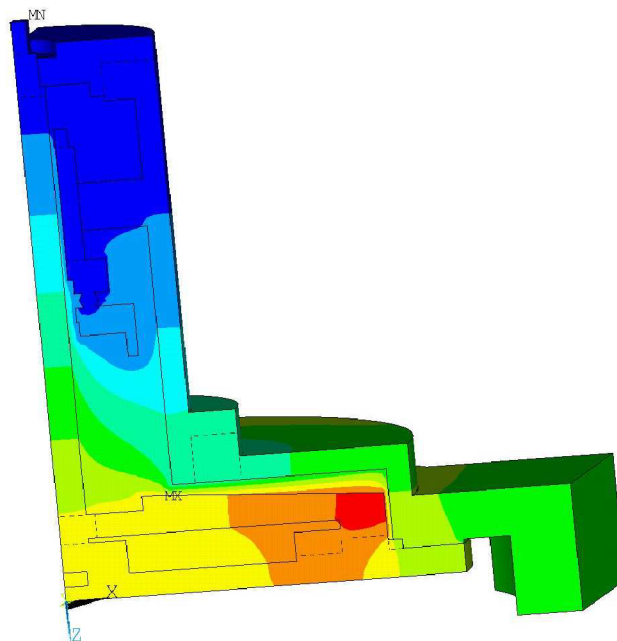


1
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 TEMP (AVG)
 RSYS=0
 SMN =41.121
 SMX =42.585



Obr. 71 Tepelné pole - pohled zprava

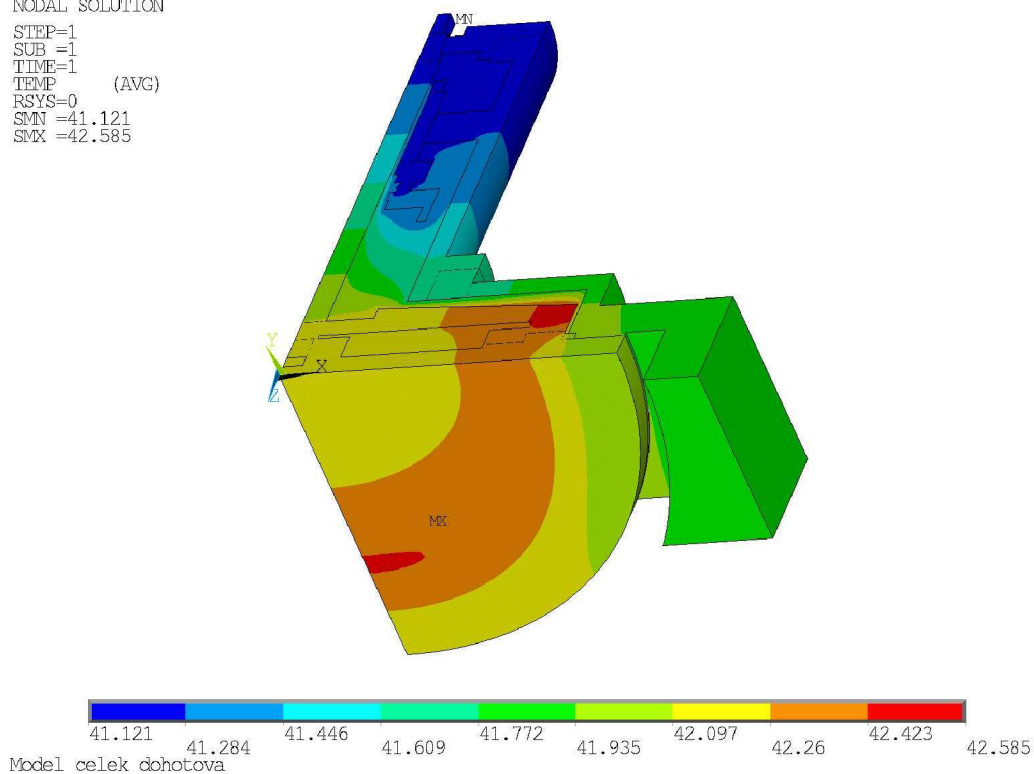
1
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 TEMP (AVG)
 RSYS=0
 SMN =41.121
 SMX =42.585



Obr. 72 Tepelné pole - pohled zleva



```
NODAL SOLUTION  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
TEMP (AVG)  
RSYS=0  
SMN =41.121  
SMX =42.585
```



Obr. 73 Tepelné pole - pohled zespod

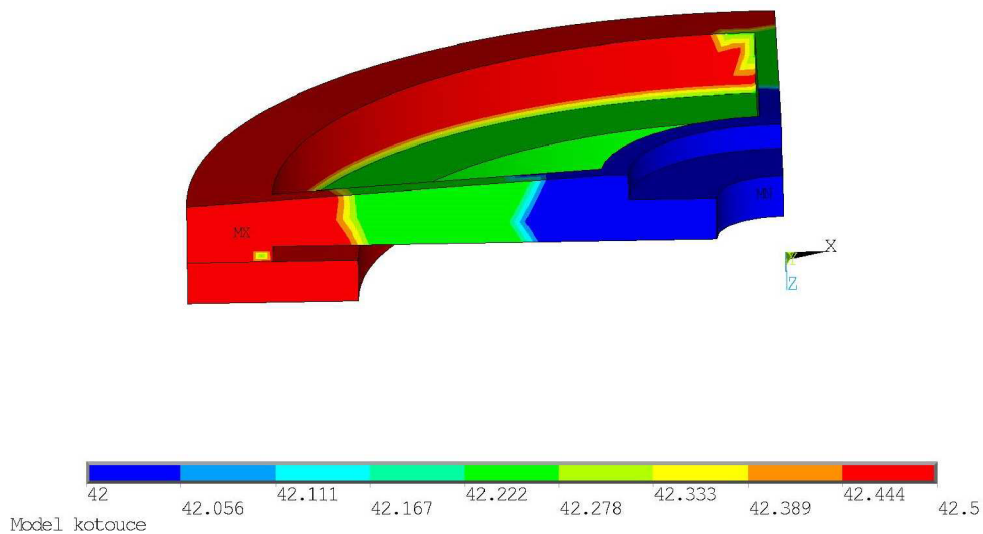
Toto způsobuje nerovnoměrné rozložení teploty po obvodu brzdy, které by mohlo zapříčinit její zkroucení v důsledku rozdílné tepelně – mechanické napjatosti na různých místech.



10 TEPELNĚ – MECHANICKÁ ANALÝZA FUNKČNÍCH PLOCH

Z předchozího výsledku analýzy jsem zjistil rozložení teploty na třecích kotoučích a tyto teploty jsem zadal na jednotlivá místa čtvrtinového modelu kotoučů.

```
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
TEMP (AVG)
RSYS=0
SMN =42
SMX =42.5
```



Obr. 74 Rozložení teploty na třecích kotoučích

Materiálové vlastnosti oceli pro výpočet jsem volil pro daný materiál z tabulek[7]:

Yongův modul $E = 2,07 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Poissonovo číslo $\mu = 0,3$

Délková roztažnost oceli s obsahem uhlíku 3,66% je[10]:

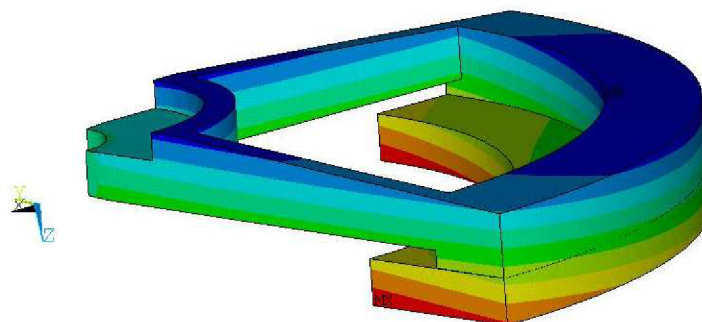
$\alpha_p = 8,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Referenční hodnotu teploty jsem zadal teplotu okolí:

$T_v = 26 \text{ }^\circ\text{C}$

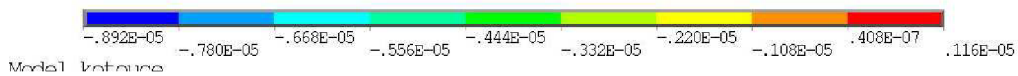
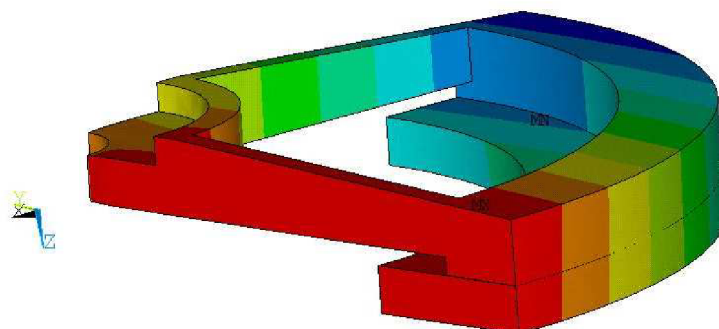


NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UZ (AVG)
 RSYS=0
 DMX =.905E-05
 SMN =-.990E-06
 SMX =.149E-05



Obr. 76 Přetvoření ve směru osy Z

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 UX (AVG)
 RSYS=0
 DMX =.905E-05
 SMN =-.892E-05
 SMX =.116E-05



Obr. 75 Přetvoření ve směru X



Výsledky ukazují, že největší přetvoření jsou v řádech 10^{-5} mm. To znamená, že ohřátí brzdy z teploty 26 °C na teplotu 42 °C, nebude mít, z hlediska změny objemu, na brzdny moment takový vliv jako výrobní tolerance. Například tolerance čelního házení na povrchu horního kotouče je 0,016 mm. Tato hodnota je přitom závislá na možnostech výrobce jak přesně ji dokáže vyrobit, ale také změřit.



11 FUNKČNÍ ZKOUŠKY

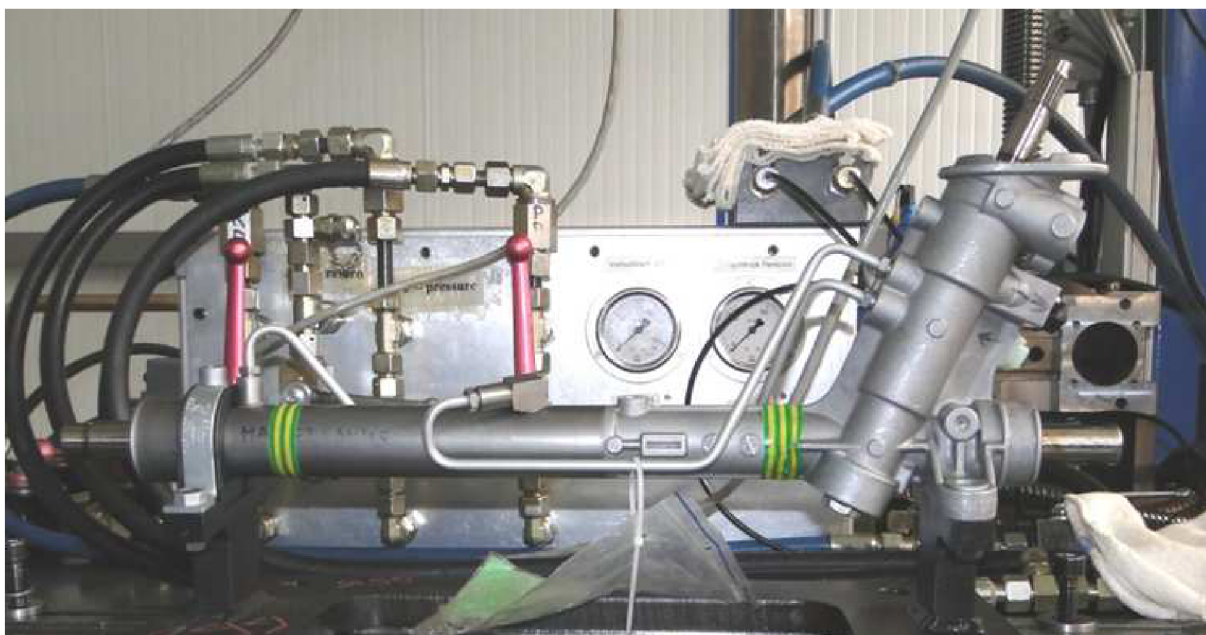
Funkční zkoušky byly prováděny v centru TSCD (technical support center) – centrum technické podpory.

Při orientačním zatočení brzdou momentovým klíčem byl naměřen moment přibližující se 15 Nm. To při dané přítláčné síle znamenalo, že třecí moment je přibližně $f = 0,7$. Tento jev je způsoben působením meziatomárních sil, které kotouče navzájem přitahují v důsledku kvalitního zpracování povrchů kotoučů. Přítláčná síla musela být tedy zmenšena na pouhých 40 N.

11.1 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Měření bylo prováděno na přístroji s číselným označením 939053, na kterém se provádějí funkční testy řízení. Tyto testy jsou popsány v kapitole 5.

Před samotným měřením bylo nutné ověřit funkčnost snímačů a nastavit rozsah otáčení. Tato kontrola se provádí pomocí testovacího řízení, tzv. „Master sample“. Tímto řízením se kontrolují snímače síly (Mk 52_204), momentu (Mk 33_204), tlaku (54_204 a 55_204) a dráhy (25_204 a 65_204). Po té se místo „Master sample“ instalovala brzda.



Obr. 77 Master sample

Měřicí cyklus probíhá tak, že je řízení připojeno k měřicímu zařízení, které otáčí pastorkem z nulové polohy k levému dorazu, od levého dorazu k pravému a od pravého zpátky do nulové polohy. Polohy dorazů se zjistí na „Master sample“ a pro další měření jsou tyto polohy zapsány do paměti počítače.

Průběh měření brzdy probíhal tímto způsobem:

- 1) Upevnění
- 2) 2 cykly měření s vyhodnocením
- 3) 20 cyklů záběhu bez vyhodnocení



- 4) 8 cyklů měření s vyhodnocením
- 5) 20 cyklů záběhu bez vyhodnocení
- 6) 10 cyklů měření s vyhodnocením
- 7) 100 cyklů urychleného záběhu bez vyhodnocení
- 8) 5 cyklů měření

Vyhodnocení výsledku jednoho cyklu měření je prezentováno ve formě grafu, který ukazuje průběh momentu ve dvou směrech a zapsání výsledků maximálního, minimálního a průměrného kroutícího momentu. Ukázka výstupu prvního měření je na *Obr. 78*.

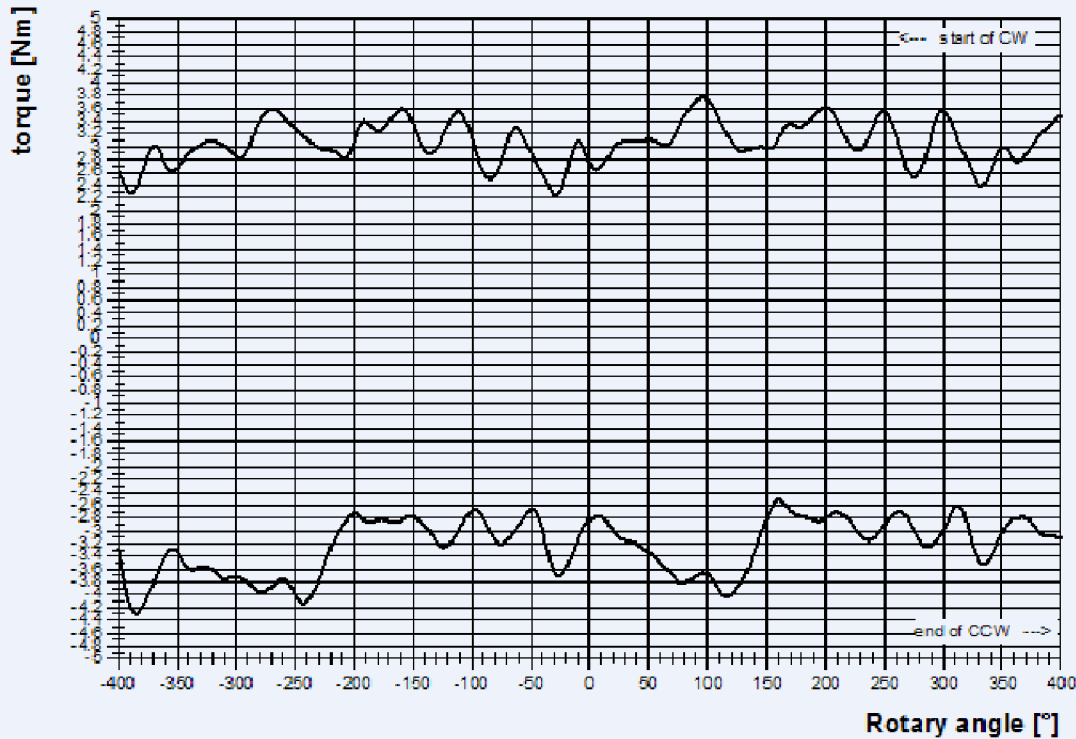


dynamic pinion torque



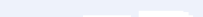

before

001

Obr. 78 Ukázka výstupu měření



file: 1_V180106893939-FF340R035LM4-939053-270511-1527

test item	steering parameters	measured value settings	 measuring curve  limiting values curve CW
VW PQ24	steering span: 145 mm revolutions: 2.91 steering span/revolution: 49.9 mm tower angle: 25 ° hydraulic oil: Pentosin	Rotational speed: 15 $\frac{1}{min}$ testing machine: 939053	 

characteristic CW values in range

	+/- 400°	+/- 180°
maximum value:	3.77 Nm	3.77 Nm
minimum value:	2.24 Nm	2.24 Nm
mean value:	3.07 Nm	3.09 Nm
oscillation:	1.53 Nm	1.53 Nm

characteristic CCW values in range

	+/- 400°	+/- 180°
maximum value:	4.29 Nm	4.02 Nm
minimum value:	2.51 Nm	2.51 Nm
mean value:	3.23 Nm	3.18 Nm
oscillation:	1.79 Nm	1.52 Nm

balanced performance of mean values:

balance [-400° to 400°]:	-0.16 Nm
balance [-180° to 180°]:	-0.08 Nm

valve in front of rack





11.2 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Hodnoty naměřených momentů jsem přepsal do tabulkového procesoru MS Excel.

Tab. 1 Naměřené hodnoty

Měření	Čas	Moment [Nm]					
		Směr CW			Směr CCW		
		max.	min.	mean	max.	min.	mean
1.	15:27:48	3,77	2,24	3,07	4,29	2,51	3,23
	15:28:48	3,70	2,32	3,04	4,06	2,50	3,13
2.	15:34:04	3,67	2,42	3,05	3,98	2,49	3,15
	15:35:06	3,65	2,42	3,03	3,91	2,37	3,09
	15:36:02	3,56	2,36	2,97	3,87	2,40	3,05
	15:36:54	3,52	2,30	2,93	3,82	2,38	3,05
	15:37:54	3,56	2,28	2,94	3,82	2,40	3,05
	15:38:48	3,53	2,31	2,96	3,76	2,36	3,05
	15:39:42	3,61	2,29	2,93	3,76	2,30	3,04
	15:40:34	3,54	2,25	2,91	3,74	2,25	3,01
3.	15:47:42	3,47	2,35	2,86	3,77	2,29	2,99
	15:48:42	3,38	2,26	2,85	3,68	2,26	2,97
	15:49:56	3,36	2,22	2,83	3,76	2,26	2,98
	15:50:54	3,35	2,25	2,84	3,74	2,20	2,96
	15:51:54	3,42	2,24	2,85	3,72	2,26	2,96
	15:52:50	3,35	2,30	2,84	3,69	2,28	2,95
	15:53:42	3,33	2,22	2,78	3,58	2,27	2,94
	15:54:40	3,35	2,26	2,79	3,63	2,29	2,95
	15:55:40	3,41	2,23	2,82	3,73	2,28	2,97
	15:56:36	3,26	2,25	2,81	3,75	2,30	2,99
4.	16:02:22	3,31	1,88	2,54	3,61	1,93	2,67
	16:03:14	3,09	1,91	2,52	3,47	2,13	2,76
	16:04:58	3,18	1,90	2,60	3,62	2,24	2,93
	16:06:06	3,31	1,99	2,67	3,52	2,26	2,98
	16:06:58	3,63	2,01	2,71	3,62	2,42	3,01



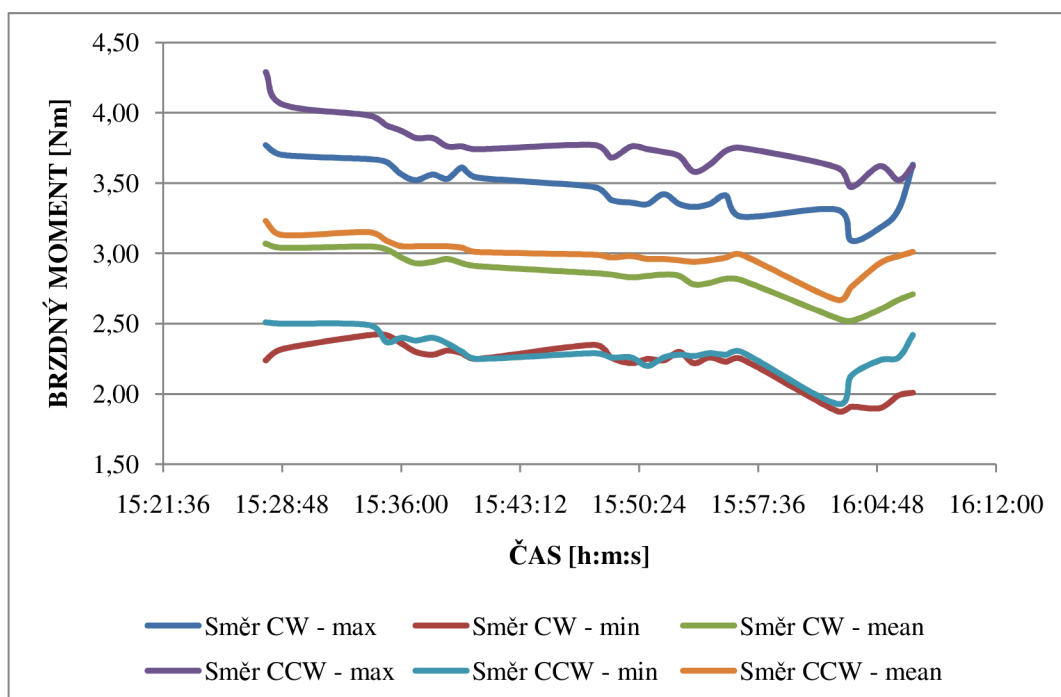
Pro porovnání jsem použil výsledky měření na reálné sestavě řízení.

Tab. 2 Výsledky měření na reálné sestavě řízení

Moment [Nm]					
Směr CW			Směr CCW		
max.	min.	mean	max.	min.	mean
1,00	0,77	0,90	0,96	0,80	0,88
1,00	0,78	0,88	0,99	0,81	0,87
1,00	0,77	0,88	0,99	0,83	0,89
1,04	0,81	0,93	0,94	0,78	0,85
1,09	0,77	0,91	1,01	0,83	0,90
1,07	0,80	0,91	0,98	0,81	0,87
0,99	0,77	0,87	1,01	0,86	0,91
0,98	0,75	0,87	0,99	0,84	0,91
0,99	0,73	0,87	0,98	0,85	0,90
1,03	0,76	0,90	0,99	0,84	0,92
1,04	0,72	0,87	0,98	0,84	0,91
1,04	0,77	0,92	1,03	0,87	0,94
1,12	0,80	0,92	1,04	0,83	0,91
1,06	0,82	0,93	1,00	0,82	0,89
1,05	0,79	0,91	0,99	0,82	0,89
1,13	0,82	0,94	1,07	0,83	0,92
1,02	0,82	0,91	0,95	0,80	0,87
1,15	0,85	1,00	0,96	0,79	0,87
1,03	0,77	0,91	1,04	0,88	0,95
0,98	0,78	0,89	0,97	0,85	0,90
1,14	0,85	0,96	1,08	0,85	0,94

Už během testu bylo jasně zřetelné, že brzda vykazuje známky záběhu, kdy moment postupně klesal a křivka momentu se začínala vyhlazovat. Jsou ovšem vidět místa, kde jsou výrazné výkyvy v průběhu momentu. Tato místa jsou s velkou pravděpodobností způsobena velkou výrobní tolerancí. Tento proces je jasně viditelný na grafech, které jsou uvedeny v příloze. Zvláště markantní rozdíl je mezi prvním a posledním vyhodnoceným cyklem.

Proces změny momentů, které byli měřícím přístrojem vyhodnoceny jako maximální (max), minimální (min) a střední (mean), jsem zpracoval do grafu, který je na Obr. 79. Jak je z grafu patrné, je zde zřetelný pokles momentů. Zcela rovné úseky jsou v intervalu, kdy se moment neměřil a probíhala záběhová část. Z tohoto grafu je zřetelné, že je brzda teplotně závislá. Značný pokles v průběhu momentů se nachází v době, kdy začalo posledních pět cyklů měření. Před tímto měřením byl proveden zrychlený záběh. První vyhodnocené měření po tomto záběhu vykazuje nejmenší moment. Tento pokles momentu je způsoben poklesem součinitele tření v důsledku zvýšení teploty. S dalšími cykly moment stoupal. To bylo způsobeno postupným ochlazováním brzdy. Tento pokles momentu je způsoben poklesem součinitele tření v důsledku zvýšení teploty.



Obr. 79 Průběh momentů v čase

Abych zjistil opakovatelnost průběhu kroučícího momentu, určil jsem směrodatnou odchylku, která je úměrná střední hodnotě vzdálenosti jednotlivých hodnot od aritmetického průměru. Aritmetický průměr je v tabulce značen jako \bar{x} a směrodatná odchylka jako σ . Aritmetický průměr a směrodatnou odchylku jsem určil pro každý typ momentu a pro každé měření.

Tab. 3 Průměry a směrodatné odchylky naměřených momentů

Měření		Moment [Nm]					
		Směr CW			Směr CCW		
		max	min	mean	max	min	mean
1.	\bar{x}	3,74	2,28	3,06	4,18	2,51	3,18
	σ	0,035	0,040	0,015	0,115	0,005	0,050
2.	\bar{x}	3,58	2,33	2,97	3,83	2,37	3,06
	σ	0,053	0,060	0,047	0,078	0,067	0,039
3.	\bar{x}	3,37	2,26	2,83	3,71	2,27	2,97
	σ	0,054	0,038	0,025	0,058	0,027	0,016
4.	\bar{x}	3,30	1,94	2,61	3,57	2,20	2,87
	σ	0,183	0,052	0,073	0,062	0,162	0,132

Tyto výsledky jsem porovnal s hodnotami momentů naměřených na sestavě řízení. U těchto hodnot jsem opět určil průměrný moment a směrodatnou odchylku.



Tab. 4 Průměry a směrodatné odchyly momentů řízení

	Moment [Nm]					
	Směr CW			Směr CCW		
	max.	min	mean	max.	min	mean
\bar{x}	1,00	0,75	0,87	0,95	0,79	0,86
σ	0,224	0,167	0,192	0,211	0,175	0,189

Z výsledků jasně vyplívá, že opakovatelnost průběhu momentu brzdy je několikrát vyšší než u sestavy řízení. Větší směrodatné odchyly jsou u čtvrtého měření a to z výše zmiňovaných důvodů oteplení brzdy.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové bylo navrhnout brzdné zařízení s vysokou opakovatelností a reprodukovatelností. Nejprve jsem zpracoval rešeršní část, která se zabývá podvozkovými systémy vozidel, jako jsou systémy zavěšení a systémy řízení. V další části jsem, uvedl problematiku analýzy systému měření (MSA), zejména s ohledem na definování pojmů a zásad správného postupu při provádění analýzy měření. Jako poslední je zpracována rešerše o brzdných zařízeních, které se dnes používají. Jsou zde uvedeny jejich principy, na základě kterých pracují a jejich konstrukční uspořádání. Další část práce se zabývá samotným návrhem brzdného zařízení. Druh brzdného zařízení byl vybrán s ohledem na požadované atributy a vhodnost pro měření, která se ve firmě provádějí. Protože bylo vybráno brzdné zařízení, pracující na principu tření bylo potřeba navrhnout jeho konstrukční uspořádání. Tento návrh jsem provedl v programu Pro/Engineer. Z různých druhů návrhů byl pro samotnou výrobu vybrán jeden návrh, na kterém byla provedena optimalizace tvaru. Také jsem provedl kontrolní pevnostní výpočty části zařízení, které jsou nejvíce namáhány. Protože bylo potřeba zjistit tepelné pole při práci zařízení, celý model jsem upravil a převedl do programu ANSYS. Zde jsem model dále upravil a provedl analýzu rozložení teploty v ustáleném stavu. Tuto teplotu jsem převzal pro výpočet tepelně – mechanické analýzy. Jak tyto analýzy ukázaly, brzdný moment nebude příliš záviset na změně tvaru vlivem teploty, protože tato není nikterak vysoká a teplotní difference jsou kolem 1 °C.

Funkční zkoušky prokázali několikrát vyšší opakovatelnost průběhu kroutícího momentu než u sestavy řízení. Protože nebyl, z časových důvodů, proveden řádný záběh, byla při zkouškách patrná změna průběhu momentu směrem, k menším hodnotám. Vzhledem k všeobecné platnosti křivky opotřebení se toto změna momentu dala čekat. Proto bych doporučoval řádný záběh, po němž se dá předpokládat jisté ustálení hodnot brzdného momentu. Také by bylo vhodné označit nulovou polohu, aby měření začínalo vždy ze stejného místa. Dále je patrná změna brzdného momentu v závislosti na teplotě. Jestliže stanovíme přesný postup měření, který se bude dodržovat, můžeme těmto závislostem předejít. K tomu, bylo možné řádně zanalyzovat měřící systém z hlediska opakovatelnosti a reprodukovatelnosti je zapotřebí nejméně deset těchto zařízení. Jelikož výsledky měření dopadli dobře a brzda vykazuje přijatelnou opakovatelnost, považoval bych za vhodné vyrobit zbývajících devět zařízení a analýzu opakovatelnosti a reprodukovatelnosti měřícího systému provést.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vydání. Brno, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] SKUPINA ZAMĚSTNANCŮ TRW-DAS DAČICE. *Projekt IQ AUTO*. Dačice, 2008 [cit.2011-04-12]. osobní předání.
- [3] KŘÍŽ, O. *Mezní ohřev kulového kloubu při akcelерованém testu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [4] PEXOVÁ, Š. *MSA – analýza systému měření*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Alois Fiala, CSc.
- [5] *Brakes* [online]. 2011. Dostupné z WWW:<<http://org.wikipedia.org>>
- [6] HALLIDAY, D. – RESNICK, R. – WALKER, J. *Fyzika*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, PROMETHEUS, 2003. ISBN 80-214-1868-0.
- [7] SHIGLEY, E. – MISCHKE, R. – BUDYNAS, G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] BLAŽÁK, O. *Vozidlové motory*. Vysoké učení technické v Brně, přednášky.
- [9] SOARES, C. *Process Engineering Equipment Handbook* [online]. 2002. [cit.2011-05-4]. Dostupné z WWW:<<http://books.google.cz>>. ISBN 0-07-059614-X.
- [10] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka*. 13. upravené vydání. Praha: SNTL, 1977. ISBN 04-224-77.
- [11] ORTHWEIN, W. *Clutches and Brakes, design and selection* [online]. 2. vyd. 2002. [cit.2011-04-4]. Dostupné z WWW:<<http://books.google.cz>>. ISBN 0-8247-4876-X.
- [12] *Hysteresis Brake and Clutches* [online]. 2. vyd. 2003. Dostupné z WWW:<<http://magtrol.com>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost čepu od osy kotouče
a_s	[mm]	délka strany čtyřhranu
b	[mm]	šířka kotouče
C	[-]	Součinitel odporu
c^*	[-]	Vnitřní převod brzdy
C_p	[-]	ukazatel způsobivosti
C_p	[N.mm ⁻¹]	tuhost pružiny
D	[mm]	Průměr oběžného kola
d_1	[mm]	vnitřní průměr kotouče
d_2	[mm]	vnější průměr kotouče
d_d	[mm]	průměr drátu
D_m	[mm]	střední průměr pružiny
D_s	[mm]	střední průměr drážkování
f	[-]	koeficient tření
F	[N]	obvodová síla
F_{max}	[N]	maximální síla pružiny
F_{od}	[N]	Odporová síla
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
Gr	[-]	Grashofovo číslo
HG	[W.m ⁻³]	Heat Generator
K	[N]	Ovládací síla
K	[-]	Konstanta hydrodynamické brzdy
k	[-]	faktor pokrytí
k_b	[-]	koeficient bezpečnosti
l	[mm]	délka drážkování
L_0	[mm]	volná délka pružiny
L_m	[mm]	délka při maximálním stlačení
M_k	[Nm]	Brzdný moment
N	[N]	normálová síla
n_k	[mm]	závlek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
P	[W]	Výkon



p_0	[MPa]	dovolený tlak
p_a	[MPa]	maximální tlak na obložení
p_{dov}	[MPa]	kontaktní tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
r	[mm]	poloměr kotouče
r_1	[mm]	vnější poloměr destičky
r_2	[mm]	vnitřní poloměr destičky
r_b	[mm]	poloměr brzdy
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
r_o	[mm]	poloměr rejdů
r_o	[mm]	rameno působíště síly
s	[%]	Skluz
S	[m ²]	Průřez tělesa
s_u	[mm ²]	účinná plocha na 1mm délky drážkování
T_b	[°C]	teplota brzdy
T_{char}	[°C]	charakteristická teplota
T_v	[°C]	teplota okolí
U	[-]	rozšířená nejistota
U_c	[-]	Kombinovaná směrodatná chyba
v	[m.s ⁻¹]	rychlost
V_{HG}	[m ³]	objem Heat Generator
v_o	[mm]	výška objemu
W_k	[m ³]	modul průřezu v krutu
α	[°]	kuželovitost
α_p	[W.m ² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
α_s	[-]	součinitel vrubu
β	[K ⁻¹]	součinitel tepelné roztažnosti
γ	[°]	odklon kola
δ_o	[°]	úhel sbíhavosti
θ	[°]	úhel čelisti
θ_1	[°]	úhel rozevření destičky
θ_2	[°]	úhel rozevření destičky



λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota prostředí
σ	[°]	příklon rejdové osy
σ^2_{GRR}	[-]	rozptyl GRR měřidla
$\sigma^2_{\text{konzistence}}$	[-]	rozptyl konzistence měření
σ^2_{MSA}	[-]	rozptyl systému měření
$\sigma^2_{\text{opakovatelnost}}$	[-]	rozptyl opakovatelnosti měřidla
$\sigma^2_{\text{pozorovaný}}$	[-]	rozptyl pozorovaného procesu
$\sigma^2_{\text{rwprodukovatelnost}}$	[-]	rozptyl reprodukovatelnosti měřidla
$\sigma^2_{\text{skutečku}}$	[-]	rozptyl skutečného procesu
$\sigma^2_{\text{stabilita}}$	[-]	rozptyl stability měření
$\sigma^2_{\text{strannost}}$	[-]	rozptyl strannosti měření
$\sigma^2_{\text{výkonnost}}$	[-]	rozptyl výkonnosti měření
$\sigma^2_{\text{způsobilost}}$	[-]	rozptyl způsobilosti měření
τ	[°]	záklon rejdové osy
τ_k	[MPa]	mez kluzu ve smyku
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení brzdy



SEZNAM PŘÍLOH

P1 – CD s elektronickou formou diplomové práce

P2 – Výrobní výkresy

P3 – Naměřená data