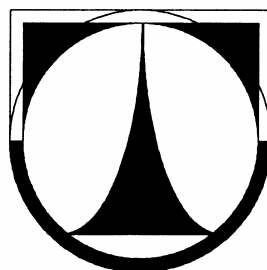


Diplomová práce

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**NÁVRH A REALIZACE JEDNOÚČELOVÉHO STAVU PRO ZKOUŠKY BUBNOVÉ
BRZDY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

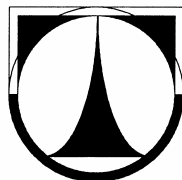
Jan Rejda

Diplomová práce

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

**NÁVRH A REALIZACE JEDNOÚČELOVÉHO STAVU PRO
ZKOUŠKY BUBNOVÉ BRZDY**

Diplomová práce

KSD – DP – 557

Jan Rejda

Vedoucí diplomové práce:	Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček
Konzultant diplomové práce:	Ing. Michal Klofec, ŠKODA – AUTO a.s.
Počet stran:	67
Počet obrázků:	43
Počet tabulek:	2
Počet grafů:	1
Počet příloh:	3
Počet výkresů:	1

NÁVRH A REALIZACE JEDNOÚČELOVÉHO STAVU PRO ZKOUŠKY BUBNOVÉ BRZDY

Anotace:

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zkušebního zařízení, na kterém bude možné provádět zkoušky mechanického namáhání brzdových bubnů osobních automobilů. Při návrhu je kladen důraz na jednoduchost, malou prostorovou náročnost při zachování nízkých nákladů na výrobu a provoz zařízení.

Klíčová slova:

Zkušební zařízení, bubnová brzda, měrný tlak, přítlačná síla, silová rovnováha na brzdovém bubnu, elektromotor, ochrana proti přetížení, rozpěrný mechanismus, přítlačný váleček, hlavní deska, zkouška.

DESIGN AND PRODUCTION OF A SINGLE-PURPOSE DEVICE FOR TESTING OF DRUM BRAKE

Annotation:

The theses deal with engineering design of a testing device to be used for testing of mechanic stress of the motor car brake drums. When designing the emphases was put on simplicity, small area consumption keeping the production and operational costs on a low level

Key words:

Testing device, drum brake, specific pressure, adherence pressure, brake drum pressure balance, electric motor, overloading protection, strutting mechanism, snub roll, main board, and test.

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2008

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne

.....

Jan Rejda

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi, z katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci za poskytnutý čas a rady při řešení problémů. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Michalu Klofcovi za vstřícné jednání a poskytnutí potřebných informací a cenných rad.

Obsah

1. PŘEDMLUVA	13
2. TEORETICKÉ BRZDĚNÍ VOZIDLA	14
2.1 Brzdění vozidla na rovině	14
2.2 Rozložení hmotnosti	16
2.2.1 Statické rozložení hmotnosti vozidla	16
2.2.2 Rozložení hmotnosti vozidla při brzdění	17
2.3 Výpočet kinetické energie	18
3. BUBNOVÉ BRZDY	19
3.1 Požadavky na bubnové brzdy	19
3.2 Princip činnosti bubnových brzd	20
3.3 Konstrukční provedení bubnových brzd	21
3.3.1 Brzda Simplex	22
3.3.2 Brzda Duplex	23
3.3.3 Brzda Duo-Duplex	23
3.3.4 Brzda Servo	24
3.3.5 Brzda Duo-Servo	25
3.4 Účinek čelistových brzd	26
3.4.1 Reakce na čelisti	26
3.4.2 Brzdící momenty brzd	30
3.4.3 Maximální měrný tlak na obložení	32
3.4.4 Ohřívání brzd	32
4. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU	33
4.1 Mechanické zkušebny	33
4.1.2 Druhy mechanických zkušeben	33
4.1.2.1 Mechanické setrvačnickové zkušebny	33
4.1.2.2 Elektrické setrvačnickové zkušebny	34
5. ŘEŠENÍ ZADANÉHO PROBLÉMU	35
5.1 Ložisko druhé generace	35
5.2 Prvotní návrhy zkušebního zařízení	36
5.2.1 Konstrukce zkušebního zařízení – varianta 1	36
5.2.2 Konstrukce zkušebního zařízení – varianta 2	37
5.2.3 Výběr varianty konstrukčního řešení zkušebního zařízení	37
6. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ	38
6.1 Volba uspořádání	38
6.2 Stanovení velikosti přitlačné síly válečků	39
6.2.1 Výpočet napětí brzdového bubnu	40

6.2.2	Výsledky tahové zkoušky brzdového bubnu	41
6.2.3	Výpočet napětí v brzdovém bubnu po navýšení zatěžující síly	42
6.3	Pohon zkušebního zařízení	43
6.3.1	Výběr jmenovitých otáček elektromotoru	43
6.3.1.1	Možné poloměry kol na vozidlech s bubnovými brzdami	43
6.3.1.2	Přepočet jmenovitých otáček pohonu na teoretickou rychlost vozidla	44
6.3.1.3	Stanovení teoretické rychlosti vozidla	44
6.4	Stanovení parametrů elektromotoru zkušebního zařízení	45
6.4.1	Silová rovnováha na zatěžovaném brzdovém bubnu	45
6.4.2	Výpočet točivého momentu potřebného k překonání odporů při odvalování přítlačných válečků	46
6.4.3	Výpočet dynamického momentu soustavy buben – vnější příruba – vnitřní příruba – spojka	47
6.4.4	Výpočet výkonu elektromotoru	47
6.4.5	Výběr elektromotoru z katalogu	47
6.5	Volba spojky s ochranou proti přetížení	48
6.6	Konstrukce upnutí bubnu na hřídel elektromotoru	48
6.6.1	Vnitřní upínací příruba	49
6.6.2	Vnější upínací příruba	49
6.6.2.1	Výpočet těsného pera	50
6.6.2.2	Rozměry pojistného kroužku	50
6.7	Konstrukční návrh řešení rozpěrného mechanismu válečků	51
6.7.1	Řešení rozpěrného mechanismu válečků prostřednictvím suvného čepu – Varianta 1	51
6.7.2	Řešení rozpěrného mechanismu válečků prostřednictvím pístnice s integrovaným válečkem – Varianta 2	53
6.7.2.1	Podrobný popis pístnice rozpěrného mechanismu	54
6.7.2.2	Konstrukční provedení přítlačného válečku	56
6.7.2.3	Konstrukční provedení čepu	58
6.7.2.4	Výpočet napětí pístnice, čepu a přítlačného válečku pomocí MKP	58
6.8	Způsob vytvoření tlaku v soustavě	60
6.9	Konstrukce hlavní desky zkušebního zařízení	62
6.10	Model zkušebního stavu	63
7.	METODIKA ZKOUŠENÍ	64
7.1	Rozsah platnosti	64
7.2	Cíl	64
7.3	Zkouška	64
7.3.1	Příprava	64
7.3.1.1	Zkušební stav	64
7.3.1.2	Zkoušený vzorek	64
7.3.1.3	Uspořádání	64
7.3.1.4	Zkušební parametry	65
7.3.2	Zkušební průběh	65
7.4	Hodnocení	65
8.	ZÁVĚR	66

Seznam použitých symbolů a zkratek:

a	zpomalení vozidla	m/s^2
b	šířka obložení	mm
B	brzdná síla	N
B_i	brzdná síla na nápravě při brzdění za normálních podmínek	N
C_L	geometrická konstanta ložiska	-
C_p	geometrická konstanta prstence	-
c	měrná tepelná kapacity litiny	kJ / kgK
d_{hel}	průměr hřídele elektromotoru	mm
d_{lv}	průměr vnějšího kroužku ložiska	mm
d_{pbv}	průměr pístku brzdového válečku	mm
d_{pis}	průměr pístnice	mm
d_m	střední plné zpomalení	m/s^2
d_2	průměr závitu	mm
D_{pv}	vnější průměr přítlačného válečku	mm
E	modul pružnosti	MPa
E_{KC}	celková kinetická energie	J
E_{KP}	kinetická energie přenášená přední nápravou	J
E_{KZ}	kinetická energie přenášená zadní nápravou	J
E_{KZ1}	kinetická energie přenášená jednou bubnovou brzdou	J
f	součinitel smykového tření	-
f_o	součinitel tření obložení	-
F	síla	N
F_{ps}	síla plochy spoje	N
F_{pv}	síla přítlačného válečku	N
F_n	normálová síla	N
F_t	třecí síla	N
F_{ttbv}	síla na tlačné tyči hlavního brzdového válce	N
F_ξ	valivý odpor	N

g	tíhové zrychlení	m/s^2
G	tíha vozidla	N
h	výška těžiště vozidla nad vozovkou	m
h_{cem}	hloubka cementované vrstvy	mm
H_1	pracovní výška profilu závitu	mm
I_{bu}	moment setrvačnosti bubnu	$kg \cdot m^2$
I_{p1}	moment setrvačnosti vnější příruby	$kg \cdot m^2$
I_{p2}	moment setrvačnosti vnitřní příruby	$kg \cdot m^2$
I_{sp}	moment setrvačnosti spojky	$kg \cdot m^2$
I_{red}	redukovaný moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
k_p	součinitel zatížení přední nápravy	-
k_z	součinitel zatížení zadní nápravy	-
l	rozvor náprav vozidla	m
l_{ls}	nosná délka lisovaného spoje	mm
l_p	vzdálenost těžiště od přední nápravy	m
l_z	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	m
m	hmotnost vozidla	kg
M_n	moment na náběžné čelisti	$N \cdot m$
M_{ptM}	potřebný točivý moment elektromotoru motoru	$N \cdot m$
$M_{t\,dyn}$	dynamický moment	$N \cdot m$
M_{tM}	točivý moment elektromotoru	$N \cdot m$
M_{tO}	točivý moment potřebný k překonání odporů	$N \cdot m$
M_u	moment na úběžné čelisti	$N \cdot m$
M_ξ	moment valivého odporu	$N \cdot m$
m_b	hmotnost brzdového bubnu	kg
n	počet brzdění	-
n_i	rameno působíště sil N_i	mm
n_k	otáčky kola	min^{-1}

n_{jm}	jmenovité otáčky elektromotoru	min^{-1}
N_i	normálová síla	N
N_{Vi}	normálová reakce vozovky na nápravu při brzdění	N
N_φ	normálová síla v úhlu φ	N
O_i	síly v opěrném místě čelistí	N
P	rozteč	mm
P_i	normálová reakce vozovky na jednu nápravu	N
P_{elM}	výkon elektromotoru	kW
P_{mech}	mechanický výkon elektromotoru	kW
p_{bs}	tlak v brzdové soustavě	bar
$\bar{p}$	pracovní tlak spoje	MPa
$\bar{p}_{mpu}$	maximální lisovaného spoje	MPa
p_m	měrný tlak působící na brzdové obložení	MPa
p_{max}	maximální tlak lisovaného spoje	MPa
p_{min}	minimální tlak lisovaného spoje	MPa
p_o	okrajová amplituda tlaku při působení síly F_{pv}	MPa
p_φ	normálový měrný tlak v úhlu φ	$^\circ$
r	poloměr bubnu	mm
r_{fi}	rameno působíště sil V_i	mm
r_k	poloměr kola	mm
r_{lv}	poloměr vnějšího kroužku ložiska	mm
s	brzdná dráha vozidla	m
s_j	jmenovitá brzdná dráha	m
S_{pbv}	plocha pístku brzdového válečku	m^2
S_{pis}	plocha pístnice	mm^2
S_{ttbv}	plocha tlačné tyče hlavního brzdového válce	mm^2
t	čas	s
t_i	rameno působíště sil T_i	mm

t_1	hloubka drážky pro pero	<i>mm</i>
T_i	třecí síly	<i>N</i>
T_V	těžiště vozidla	-
T_ϕ	tečná složka třecí síly	<i>N</i>
u_i	rameno působíště sil U_i	<i>N</i>
U_i	síla rozevírající čelisti	<i>N</i>
v	rychlost vozidla	<i>m/s; km/h</i>
$v_{\max}$	maximální rychlost vozidla	<i>m/s; km/h</i>
v_t	teoretická rychlost vozidla	<i>m/s; km/h</i>
v_1	počáteční rychlost, na začátku brzdění	<i>m/s; km/h</i>
v_2	rychlost na konci brzdění	<i>m/s; km/h</i>
v_o	obvodová rychlost	<i>m/s; km/h</i>
V_i	výslednice sil U_i a O_i	<i>N</i>
z	počet nosných závitů v matici	-
γ_s	úhel stoupání šroubovice závitu	°
Δd	přesah lisovaného spoje	<i>mm</i>
Δd_{mpu}	maximální přesah lisovaného spoje	<i>mm</i>
ΔT	teplo vniklé brzděním	<i>K</i>
Δt	doba trvání brzdného cyklu	<i>s</i>
ε_M	úhlové zrychlení motoru	<i>rad \cdot s^{-1}</i>
η_e	účinnost elektromotoru	-
ϑ	elementární úhel pootočení čelisti	°
ξ	rameno valivého odporu	<i>mm</i>
ρ	poloměr normálových sil	<i>mm</i>
ν	součinitel využití adheze	-
ϕ_i	úhel opásání obložení	°
ϕ_s	třecí úhel závitu	°
ω	úhlové rychlost	<i>rad^{-1}</i>
ω_M	úhlová rychlost motoru	<i>rad^{-1}</i>

1. Předmluva

K efektivnímu výzkumu a vývoji brzd motorových vozidel se používají zkušební stavy, které umožňují exaktní posouzení a snadné porovnání různých variant provedení brzdových bubnů. Na zkušebních stavech se měří charakteristiky brzd, zjišťují se vlastnosti brzdového obložení, teplotní režimy, mechanická únosnost a životnost jak bubnů tak i brzdového obložení. Ověření na vozidlech, které je konečným posouzením se pak může značně omezit a jsou ověřovány jen ty konstrukce, které mají dobré předpoklady splnit zákonné předpisy a také zaručit dostatečnou bezpečnost při provádění zkoušek. Tyto stavy jsou dodávány specializovanými firmami a jejich pořízení je velmi finančně náročné.

Cílem této diplomové práce je navrhnout takové zkušební zařízení, na kterém bude možné provádět zkoušky mechanického namáhání brzdových bubnů. Toto zařízení bude sloužit pro porovnání pevností zkoušených dílů např. z důvodu přechodu na nového dodavatele nebo drobných změn jakými jsou například optimalizace výrobních postupů nebo optimalizace hmotnosti. Konstrukce tohoto zkušebního zařízení je potřebná především pro posuzování vzniku vlasových trhlin, kruhovitosti a trvalých deformací bubnu. V neposlední řadě bude zkušební zařízení také sloužit pro provádění průběžných kontrol dodávaných komponent.

Konstrukci zkušebního zařízení je třeba realizovat tak, aby se vyznačovala jednoduchostí, nenáročnou obsluhou, prostorovou náročností na zástavbu ve zkušebně a nízkou spotřebou energií.

2. Teoretické brzdění vozidla

2.1 Brzdění vozidla na rovině

Čas nebo dráha, během nichž je vůz zabrzděn, se počítá ze základních rovnic rovnoměrně zpožděného pohybu hmotného bodu, t.j

$$F = m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt} = m \cdot \frac{d \frac{v^2}{2}}{ds} = \frac{d(mv)}{dt} = \frac{d \frac{1}{2}(m \cdot v^2)}{ds} \quad (1)$$

$$\text{Kde } (dt = \frac{ds}{v}) \quad (2)$$

$$\int_{v_1}^{v_2} d(m \cdot v) = \int_0^t F dt$$

$$\text{Po integraci } m \cdot v_2 - m \cdot v_1 = \int_0^t F dt \quad (3)$$

v_1 - je rychlost na počátku brzdění, v_2 - je rychlost na konci brzdění

Kde $\int F dt$ je impuls síly F za dobu t

Při brzdění vozu platí, že $v_1 > v_2$, a proto F vychází záporné, tedy je rovno zpožďující síle B . Z toho plyne, že rozdíl hybnosti hmoty za libovolnou dobu je dán impulsem zpožďující síly v téže době.

$$\text{Jestliže se brzdící síla } B \text{ rovná konstantě, platí: } m \cdot v_1 - m \cdot v_2 = B \cdot t \quad (4)$$

Podobně dostaneme z rovnice (1) druhou základní rovnici

$$\int_{v_1}^{v_2} d \frac{1}{2}(m \cdot v^2) = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds \quad \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds \quad (5)$$

Kde $\int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds$ vyjadřuje práci spotřebovanou na dráze $s_2 - s_1$, jestliže opět platí v případě

$$\text{brzdění, že } v_1 > v_2, \text{ pak se vztah (5) změní na } \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 = \int_{s_1}^{s_2} B \cdot ds \quad (6)$$

Z toho je patrné, že rozdíl pohybové energie bodu mezi dvěma libovolnými polohami je dán prací zpožďující síly mezi těmito polohami.

Je – li opět brzdna síla B konstantní, potom platí:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 = B \cdot (s_2 - s_1) \quad (7)$$

Při určování času, za který vozidlo o hmotnosti m , jedoucí rychlostí v_1 zastaví, vycházíme z rovnice (5), kdy při úplném brzdění $v_2 = 0$ platí: $m \cdot v_1 = B \cdot t$ (8)

Při převodu rychlosti $v (m/s) = \frac{v(km/h)}{3,6}$ se vztah (8) změní na:

$$t = \frac{m \cdot v_1}{3,6 \cdot B} = \frac{v_1}{3,6 \cdot a} \quad (9)$$

Z rovnice (9) plyne, že při dané hmotnosti a brzdící síle vozidla je čas brzdění přímo úměrný rychlosti. Použije-li se maximální možná brzdící síla rovna adhezní hmotnosti vozidla (všechna kola plně brzděna), pak platí: $B = m \cdot g \cdot f$ (10)

Není-li plně využito adheze (v je součinitel využití adheze), pak se rovnice (9) změní na:

$$t = \frac{v_1}{3,6 \cdot a \cdot v} \quad (11)$$

Brzdná dráha vozidla o hmotnosti m jedoucí rychlostí v_1 se vypočte z rovnice (7). Jedná-li se o úplné zabrzdění vozu, pak platí $v_2 = 0$ a tedy

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 = B \cdot s \quad (12)$$

z toho pro úplné využití adheze platí:

$$s = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot \left(\frac{v_1}{3,6} \right)^2}{B} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{v_1}{3,6} \right)^2}{a} \quad (13)$$

Není-li ale plně využita adheze platí:

$$s = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{v_1}{3,6} \right)^2}{a \cdot v} \quad (14)$$

Ze základních rovnic mechaniky obecně platí vztah pro výpočet brzdné dráhy vozidla při znalosti brzdného času, a to: $s = \frac{v^2}{2 \cdot a} = \frac{v \cdot t}{2} = \frac{a \cdot t^2}{2}$ (15)

Je třeba si uvědomit, že u těchto vzorců není brán zřetel na odpor valení a odpor vzduchu.

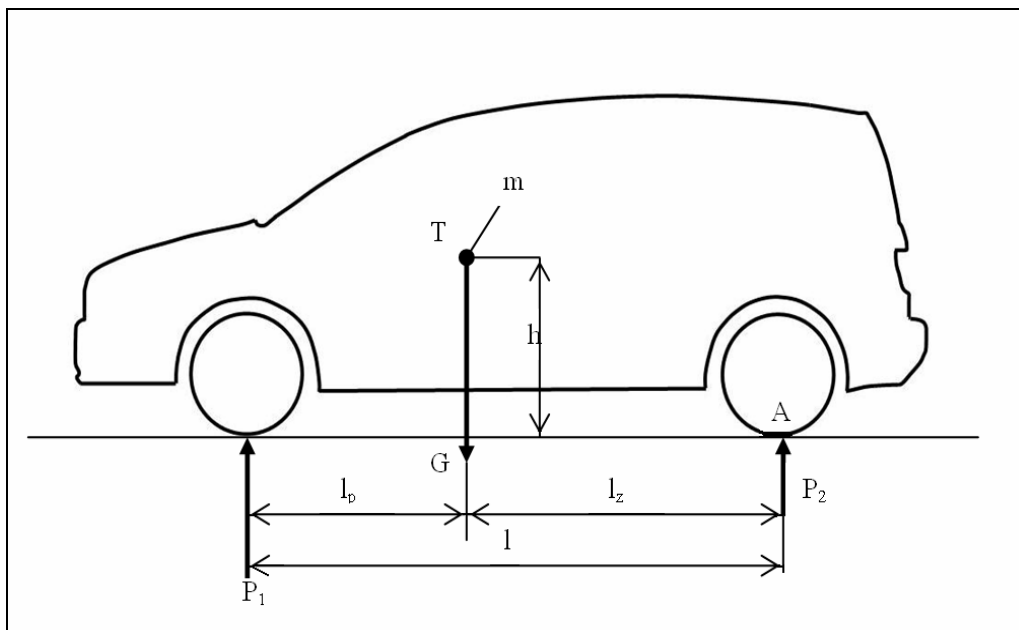
Délka brzdné dráhy je jediným měřítkem schopnosti brzd. Pokud není stanovena přímo z experimentu, je počítána dle známých vzorců z mechaniky, platných pro hmotný bod, které neberou zřetel na rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou vozidla, na výšce těžiště, na rozložení brzdící síly apod. Výpočet dle těchto vzorců dává tedy jen tehdy přibližně správné hodnoty, když do výpočtu je vzat nesprávný součinitel tření.

Při zpracování této kapitoly jsem vycházel z literatury [1] .

2.2 Rozložení hmotnosti

2.2.1 Statické rozložení hmotnosti vozidla

Pro určení statického zatížení přední a zadní nápravy je nutné znát základní parametry vozidla. Těžiště vozidla o hmotnosti m stojícího v klidu na rovině určuje statické zatížení přední a zadní nápravy dle Obr. č. 2-1. Na tomto obrázku jsou patrné reakce i parametry vozidla jako: výška těžiště (h), rozvor náprav (l), vzdálenost těžiště od přední nápravy (l_p), vzdálenost těžiště od zadní nápravy (l_z).



Obr. č. 2-1 Statické rozložení hmotnosti vozidla

Tíha vozidla se vypočítá : $G = m \cdot g$ (16)

Z momentové podmínky k bodu A lze odvodit vztah statického zatížení přední nápravy

$$P_1 = \frac{G \cdot l_z}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_z}{l} \quad (17)$$

Z momentové podmínky k bodu B lze odvodit vztah statického zatížení zadní nápravy

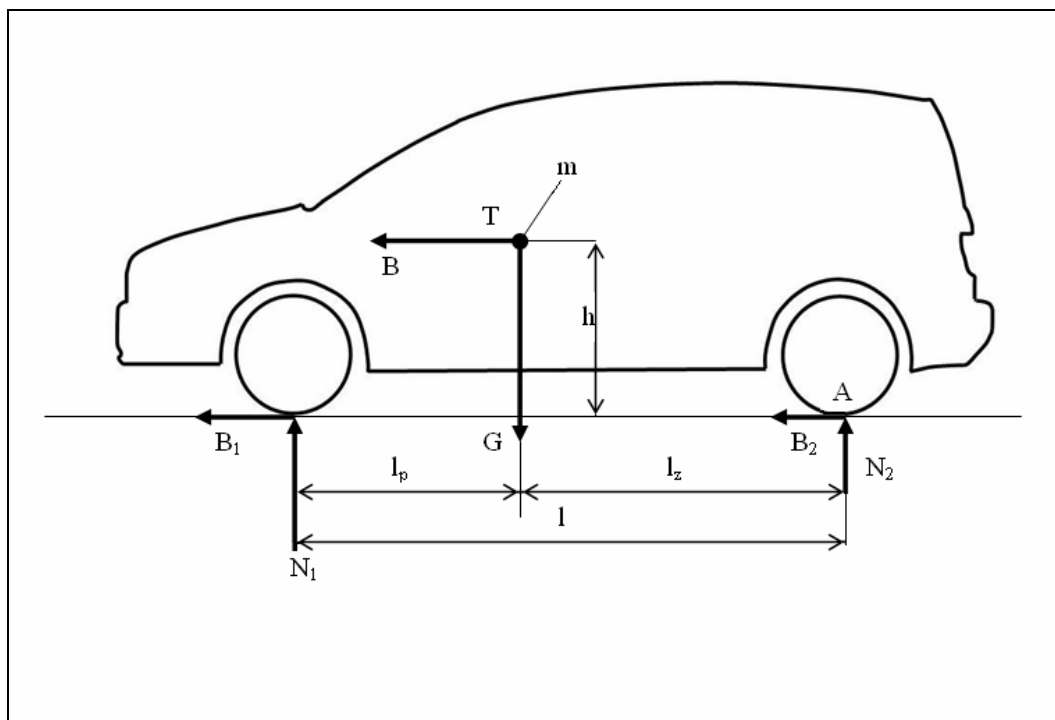
$$P_2 = \frac{G \cdot l_p}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_p}{l} \quad (18)$$

Brzdící síla vozu je omezena adhezní váhou brzděných kol, t.j. součinitelem váhy, připadající na brzděná kola a součinitelem tření mezi pneumatikou a vozovkou. Součinitel tření se mění druhem a stavem vozovky. Zatížení při brzdění není rovno statickému zatížení kol, ale zatížení dynamickému, ve kterém se zatížení kol mění vlivem brzdění.

2.2.2 Rozložení hmotnosti vozidla při brzdění

U kolového vozidla působí brzdná síla na vozovce v místech styku kol s povrchem vozovky.

Z literatury [2] a při Obr. č. 2-2 lze odvodit vztahy:



Obr. č. 2-2 Rozložení hmotnosti vozidla při brzdění

Celková brzdná síla je dána vztahem: $B = B_1 + B_2 = m \cdot a$ (19)

Z momentové podmínky k bodu A lze odvodit vztah dynamického zatížení přední nápravy:

$$N_{v1} = \frac{G \cdot l_z + B \cdot h}{l} \quad (20)$$

Podobně odvodíme vztah pro dynamické zatížení zadní nápravy:

$$N_{v2} = \frac{G \cdot l_p - B \cdot h}{l} \quad (21)$$

Potom z rovnic (16), (20) a (21) lze odvodit součinitel poměrného zatížení přední

nápravy: $k_p = \frac{N_{v1}}{G}$ (22)

A součinitel poměrného zatížení zadní nápravy: $k_z = \frac{N_{v2}}{G}$ (23)

Vztahy použité v této kapitole **2.2 Rozložení hmotnosti** vycházejí z literatury [2].

2.3 Výpočet kinetické energie

Brzděné vozidlo, které se pohybuje počáteční rychlostí v_1 a má hmotnost m mění svou kinetickou energii na teplo, na vibrace a na jiné druhy energie. Tato celková kinetická energie pohybujícího se vozidla přímočarým zpovědřeným pohybem se vypočítá:

$$E_{KC} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 \quad (24)$$

Ze vztahů (22) a (24) je možné stanovit kinetickou energii přenášenou přední nápravou:

$$E_{KP} = E_{KC} \cdot k_p \quad (25)$$

Ze vztahů (23) a (24) je možné stanovit kinetickou energii přenášenou zadní nápravou:

$$E_{KZ} = E_{KC} \cdot k_z \quad (26)$$

Za předpokladu, že uvažuji stejné působení na obě brzdy je možné určit kinetickou energii přenášenou pouze jednou bubnovou brzdou, a to:

$$E_{KZ1} = \frac{1}{2} \cdot E_{KZ} \quad (27)$$

Vztahy použité v této kapitole vycházejí z literatury [3].

3. Bubnové brzdy

3.1 Požadavky na bubnové brzdy

Požadavky na bubnové brzdy jsou vysoké především z důvodu, že se jedná o prvek aktivní bezpečnosti.

Požadavky:

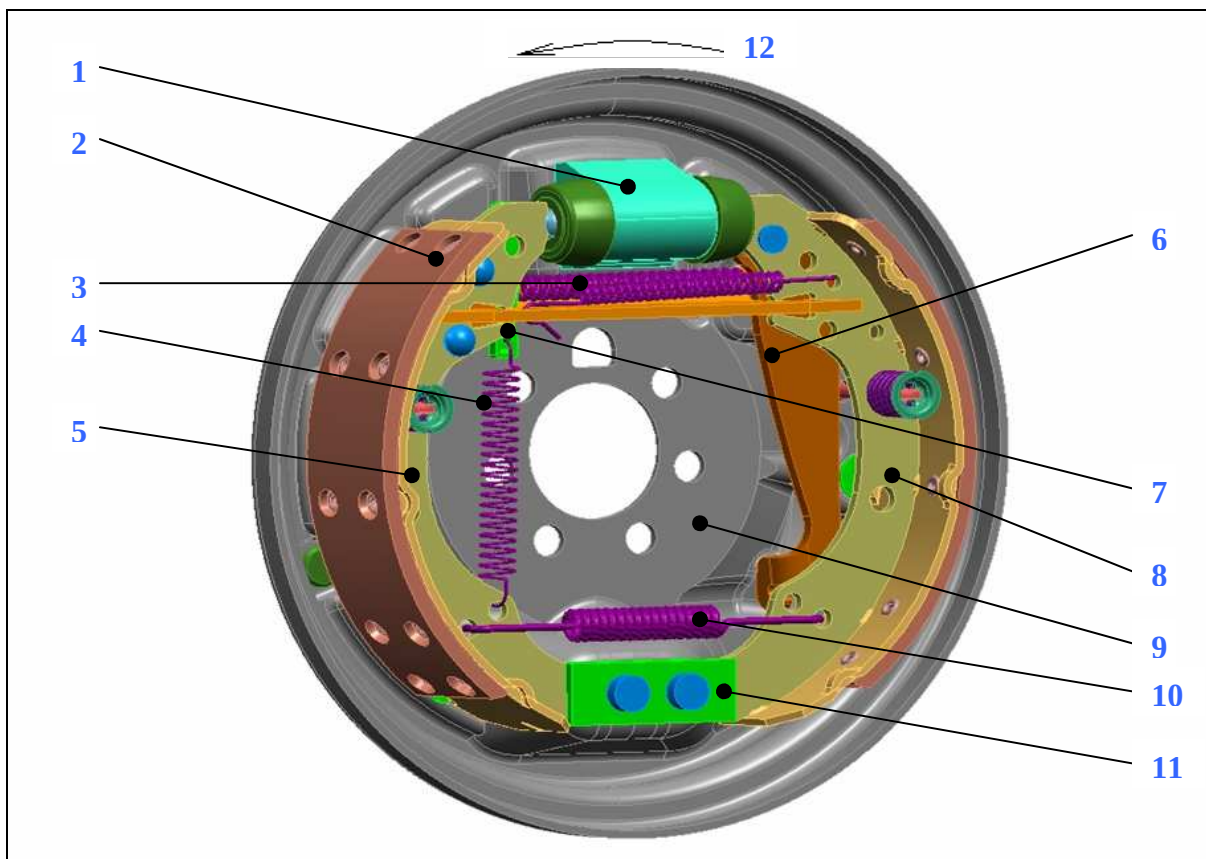
- krátká brzdňá dráha
- krátká technická prodleva brzd
- krátká doba náběhu brzd
- rovnoměrný účinek
- dobrá odstupňovatelnost účinku
- odolnost proti nečistotám a korozi
- vysoká spolehlivost
- trvanlivost
- odolnost proti opotřebení
- nízké nároky na údržbu

Z hlediska hospodárnosti (cenové výhody bubnových brzd) jsou malé vozy a částečně také vozy nižší střední třídy v Evropě na zadní nápravě stále vybavovány bubnovými brzdami. U vozů s nízkou hmotností totiž nemá význam zadní nápravu osazovat kotoučovými brzdami, protože nejsou tak namáhány viz. kapitola 2. **Teoretické brzdění vozidla**. V některých částech světa, kde nejsou kladeny tak vysoké nároky na výkon brzd, ale větší nároky na životnost, jsou bubnovými brzdami vybavovány i vozidla vyšších tříd.

Výhodou bubnových brzd je to, že se dosahuje nulových zbytkových momentů (u kotoučových brzd jsou zbytkové momenty 1 až 5 Nm, dle praktických měření Škoda-Auto). Tato skutečnost má velký vliv na redukci spotřeby paliva resp. redukci emisí CO₂. I proto je stále nutné se zabývat dalším vývojem, úpravami a zlepšováním bubnových brzd.

3.2 Princip činnosti bubnových brzd

Bubnové brzdy pro osobní automobily vytvářejí brzdnou sílu na vnitřním povrchu brzdového bubnu. Tento princip je objasněn na příkladu bubnové brzdy Simplex s integrovanou parkovací brzdou (Obr. č. 3-1).



Obr. č. 3-1 Bubnová brzda osobního automobilu

1 Brzdový váleček kola, **2** Brzdové obložení, **3** Tažná pružina brzdové čelisti, **4** Tažná pružina seřizovacího ústrojí, **5** Náběžná brzdová čelist, **6** Páka ruční brzdy, **7** Seřizovací klín, **8** Úběžná brzdová čelist, **9** Štít brzdy, **10** Tažná pružina brzdové čelisti, **11** Opěrné lože, **12** Směr otáčení bubnu

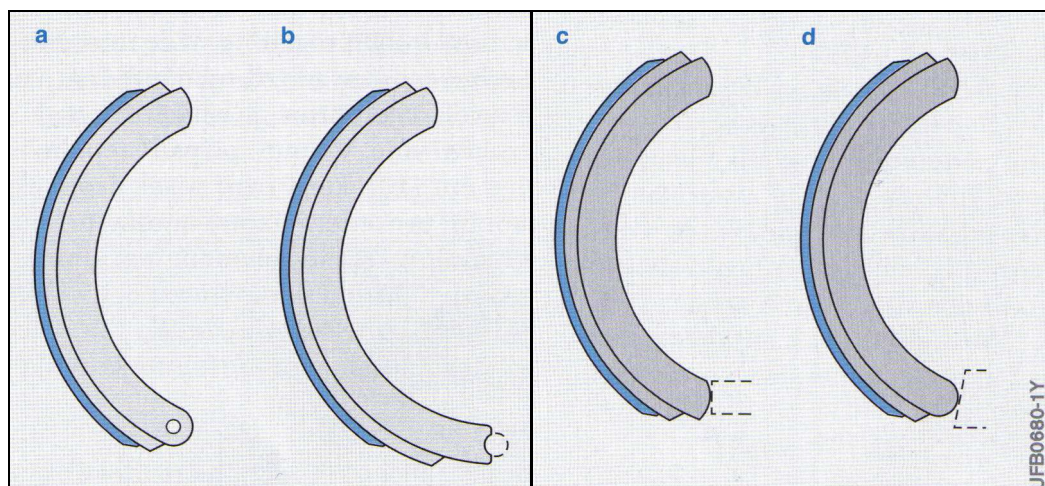
Dvojčinný brzdový váleček (**1**) ovládá brzdové čelisti bubnové brzdy. Přitom je náběžná brzdová čelist (**5**) a úběžná brzdová čelist (**8**) spolu s brzdovým obložením (**2**) přitlačována k brzdovému bubnu. Brzdové čelisti na straně protilehlé k brzdovému válečku kola se opírají o opěrné lože (**11**), které je upevněno na štítu brzdy (**9**). Parkovací brzda působí na brzdový buben pomocí lana upevněného ke spodnímu konci páky ruční brzdy (**6**). Páka ruční brzdy je uložena nahoře v úběžné brzdové čelisti (**8**). Při aktivaci parkovací brzdy přitáhne lanko dolní konec páky ruční brzdy směrem k protilehlé brzdové čelisti. Zaoblenou pravou horní hranou přitlačí páka ruční brzdy nejprve náběžnou brzdovou čelist (**5**) k brzdovému bubnu až

dosedne. Potom přitlačí úběžnou brzdovou čelist (8) k bubnu. Automatické seřizovací ústrojí (4, 7) udržuje konstantní velikost vůle mezi brzdovými čelistmi a brzdovým bubnem (vzdálenost, o kterou se brzdová čelist oddálí od brzdového bubnu při uvolnění brzdy).

3.3 Konstrukční provedení bubnových brzd

U bubnových brzd se rozlišují podle druhu vedení brzdových čelistí dvě rozdílná provedení:

- Brzdové čelisti s pevným otočným bodem (Obr. č. 3-2 a, 3-2 b)
- Brzdové čelisti jako kluzné čelisti, paralelně a šikmo podepřené (Obr. č. 3-2 c, 3-2 d)



Obr. č. 3-2 Vedení brzdových čelistí (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

Obr. č. 3-2 a Brzdová čelist s pevným otočným bodem (jednoduchý otočný bod)

Obr. č. 3-2 b Brzdová čelist s pevným otočným bodem (dvojitý otočný bod)

Obr. č. 3-2 c Paralelně podepřené brzdové čelisti

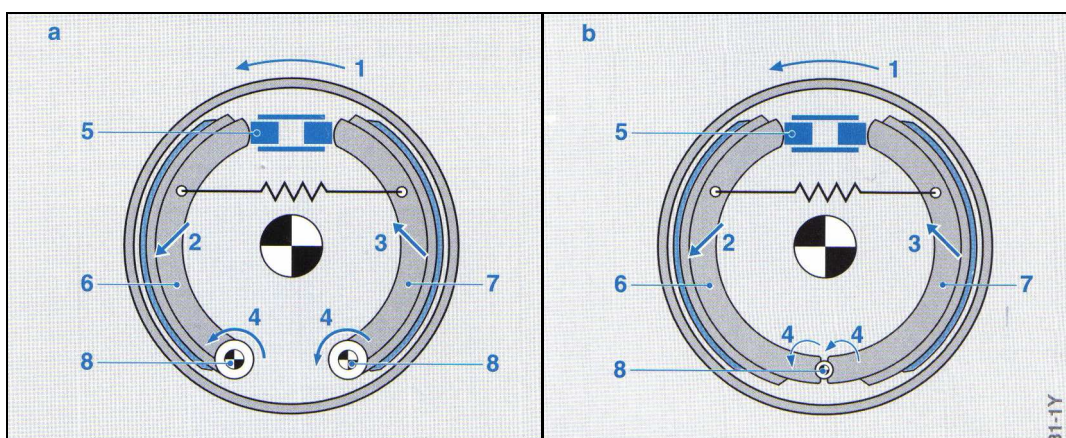
Obr. č. 3-2 d Šikmo podepřené brzdové čelisti

U brzdových čelistí s pevným otočným bodem, je možné nerovnoměrné opotřebení, protože tyto brzdové čelisti nemohou být samostředitelné, jak je tomu u kluzných čelistí. Kromě toho nastupuje problém samosvornosti (snížení brzdné síly) u úběžné čelisti. Provedení s kluzným vedením nacházejí použití u brzd Simplex, Duplex, Duo-Duplex, Servo a Duo-Servo. Dnes jsou ve výrobě vozidel většinou používány bubnové brzdy s kluzným vedením čelistí, u nichž k samosvornosti nedochází.

Veličina samoposilování je důležitou vlastností bubnových brzd. Díky samoposilování je účinná brzdná síla větší, než síla působící přímo z hlavního válce. Samoposilující efekt vzniká tím, že třecí síly vznikající v náběžné brzdové čelisti, vytvářejí točivý moment kolem rozpěrného bodu brzdové čelisti, kterým je brzdová čelist ještě více přitlačována k brzdovému bubnu. Pouze u brzdy Simplex vzniká kolem rozpěrného bodu úběžné brzdové čelisti rovněž točivý moment, který přitlačnou sílu způsobuje. Samosvornost působí jako opak samoposilování.

3.3.1 Brzda Simplex

Dvojčinný brzdový váleček kola (Obr. č. 3-3, pozice 5) ovládá brzdové čelisti (6, 7). Rozpěrné body (8) brzdových čelistí tvoří otočné body (2 jednoduché otočné body, případně 1 dvojitý otočný bod). Při jízdě vpřed působí samoposilování (2) na náběžnou brzdovou čelist (6) a samosvornost (3) na úběžnou brzdovou čelist (7), při jízdě vzad je vztah analogický. Samoposilování cca 2krát až 4krát.



Obr. č. 3-3 Brzda Simplex (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

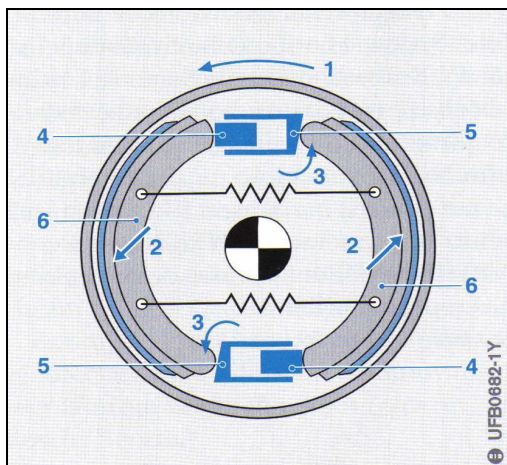
Obr. č. 3-3 a Brzdová čelist se 2 jednoduchými otočnými body

Obr. č. 3-3 b Brzdová čelist s 1 dvojitým otočným bodem

- 1 Směr otáčení brzdového bubnu (jízda vpřed), 2 Samoposilování, 3 Samosvornost,
4 Točivý moment, 5 Dvojčinný brzdový váleček kola, 6 Náběžná brzdová čelist,
7 Úběžná brzdová čelist, 8 Rozpěrný bod (otočný bod).

3.3.2 Brzda Duplex

Každá brzdová čelist je ovládána jedním jednočinným brzdovým válečkem kola (Obr. č. 3-4, pozice 4). Brzdové čelisti (6) provedené jako kluzné čelisti jsou rozpírány na zadní straně protilehlého brzdového válečku kola. Duplexní brzda je jednočinná, tzn., při jízdě vpřed má dvě samoposilující náběžné brzdové čelisti (2). Při jízdě vzad nedochází k samoposilování. Samoposilování cca až 6krát.

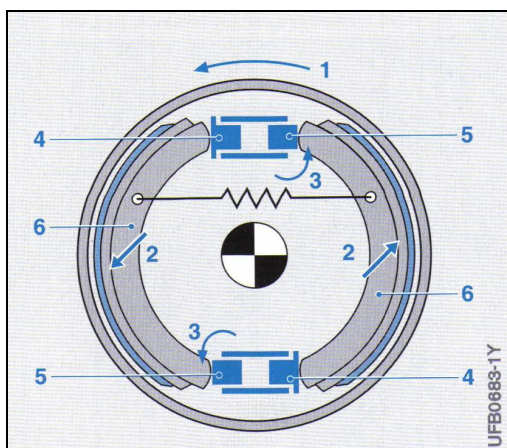


- 1 Směr otáčení brzdového bubnu (jízda vpřed)
- 2 Samoposilování
- 3 Točivé momenty
- 4 Brzdový váleček kola
- 5 Rozpěrné body uložení
- 6 Brzdové čelisti

Obr. č. 3-4 Brzda Duplex (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

3.3.3 Brzda Duo-Duplex

Dvojčinný brzdový váleček kola (Obr. č. 3-5, pozice 4) ovládá kluzné brzdové čelisti (6) , které jsou rozpírány protilehlým brzdovým válečkem kola. Brzda Duo-Duplex je dvojčinná se dvěma samoposilujícími náběžnými brzdovými čelisti (2) při jízdě vpřed i vzad. Samoposilování cca až 6krát.

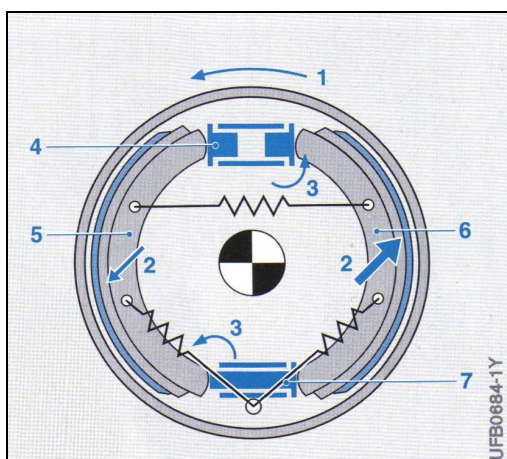


- 1 Směr otáčení brzdového bubnu (jízda vpřed)
- 2 Samoposilování
- 3 Točivé momenty
- 4 Brzdový váleček kola
- 5 Rozpěrné body uložení
- 6 Brzdové čelisti

Obr. č. 3-5 Brzda Duo-Duplex (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

3.3.4 Brzda Servo

Jeden dvojčinný brzdový váleček kola (Obr. č. 3-6, pozice 4) ovládá obě brzdové čelisti (5, 6) provedené jako kluzné čelisti. Jsou rozpírány nikoli jako u brzdy Simplex a Duplex v pevném rozpěrném bodu, ale jsou zavěšeny jako plovoucí a rozpírány jednostranně pohyblivým tlačným čepem (7). Takto se při jízdě vpřed rozpěrná síla přenáší z náběžné čelisti (5) na úběžnou čelist (6) a vytváří ještě vyšší samoposilovací účinek než u náběžné čelisti. Při jízdě vzad působí brzda Servo jako brzda Simplex. Samoposilování cca až 6krát.

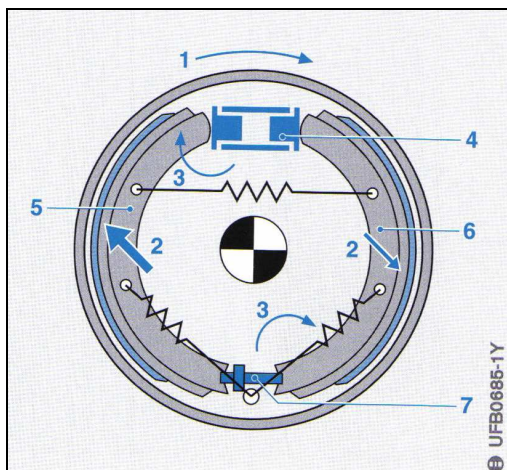


- 1 Směr otáčení brzdového bubnu (jízda vpřed)
- 2 Samoposilování
- 3 Točivé momenty
- 4 Brzdový váleček kola
- 5 Náběžná čelist
- 6 Úběžná čelist
- 7 Tlačný čep

Obr. č. 3-6 Brzda Servo (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

3.3.5 Brzda Duo-Servo

Jeden dvojčinný brzdový váleček kola (Obr. č. 3-7, pozice 4) ovládá obě brzdové čelisti (5, 6). Na rozdíl od brzdy Servo se brzdové čelisti provedené jako kluzné čelisti rozpírají oboustranně pohyblivým tlačným čepem (7). Tento při jízdě vpřed a vzad přenáší rozpěrnou sílu z náběžné čelisti (6) na úběžnou čelist (5) a vytváří ještě vyšší samoposilovací účinek než u náběžné čelisti. Samoposilování cca až 6krát.



- 1 Směr otáčení brzdového bubnu (jízda vpřed)
- 2 Samoposilování
- 3 Točivé momenty
- 4 Brzdový váleček kola
- 5 Náběžná čelist
- 6 Úběžná čelist
- 7 Tlačný čep (opěrné lože)

Obr. č. 3-7 Brzda Duo-Servo (zdroj: Konvenční a elektronické brzdové soustavy)

Kapitola 3.3 Konstrukční provedení bubnových brzd zpracována dle literatury [4].

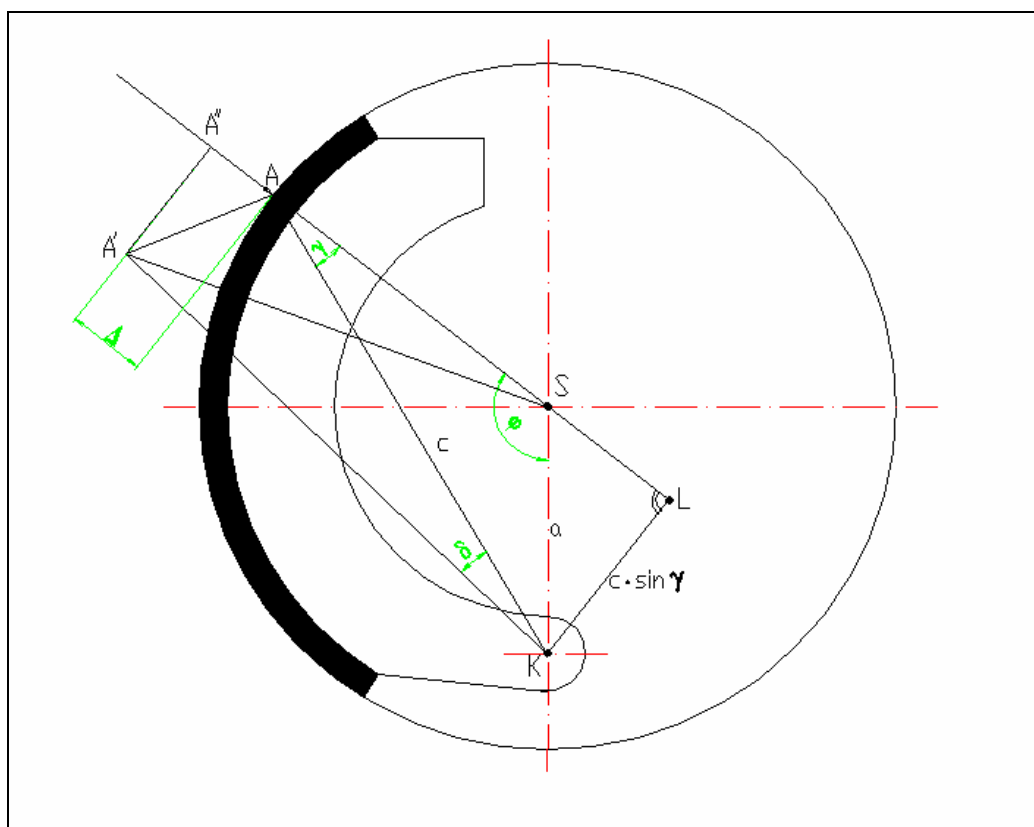
3.4 Účinek čelist'ových brzd

3.4.1 Reakce na čelisti

Pro určení účinku brzdy musíme znát výsledné reakce čelisti. K určení výslednice musíme znát rozložení a velikost složkových sil.

Uvažujeme nejdříve sílu, která působí na délkový element čelisti. Její velikost bude úměrná opotřebení čelisti za určitou dobu, tedy v místě většího opotřebení bude působit i větší síla.

Při pootočení čelisti (Obr.č. 3-8) o elementární úhel ϑ kolem čepu K přijde bod A do bodu A'. Uvažujeme-li v nekonečně malých veličinách, tak měrný tlak ve směru normály p_φ bude úměrný Δ tj. $\Delta = c \cdot \sin \gamma \cdot \vartheta = KL \cdot \vartheta$ (28)



Obr. č. 3-8 Reakce na čelisti

Je-li $AK=c$, je rovno posuvu bodu L při pootočení ramene KL o úhel ϑ .

$$\text{Ze sinové věty pro } \Delta AKS: \frac{c}{a} = \frac{\sin \varphi}{\sin \gamma} \text{ po úpravě: } c \cdot \sin \gamma = a \cdot \sin \varphi \quad (29)$$

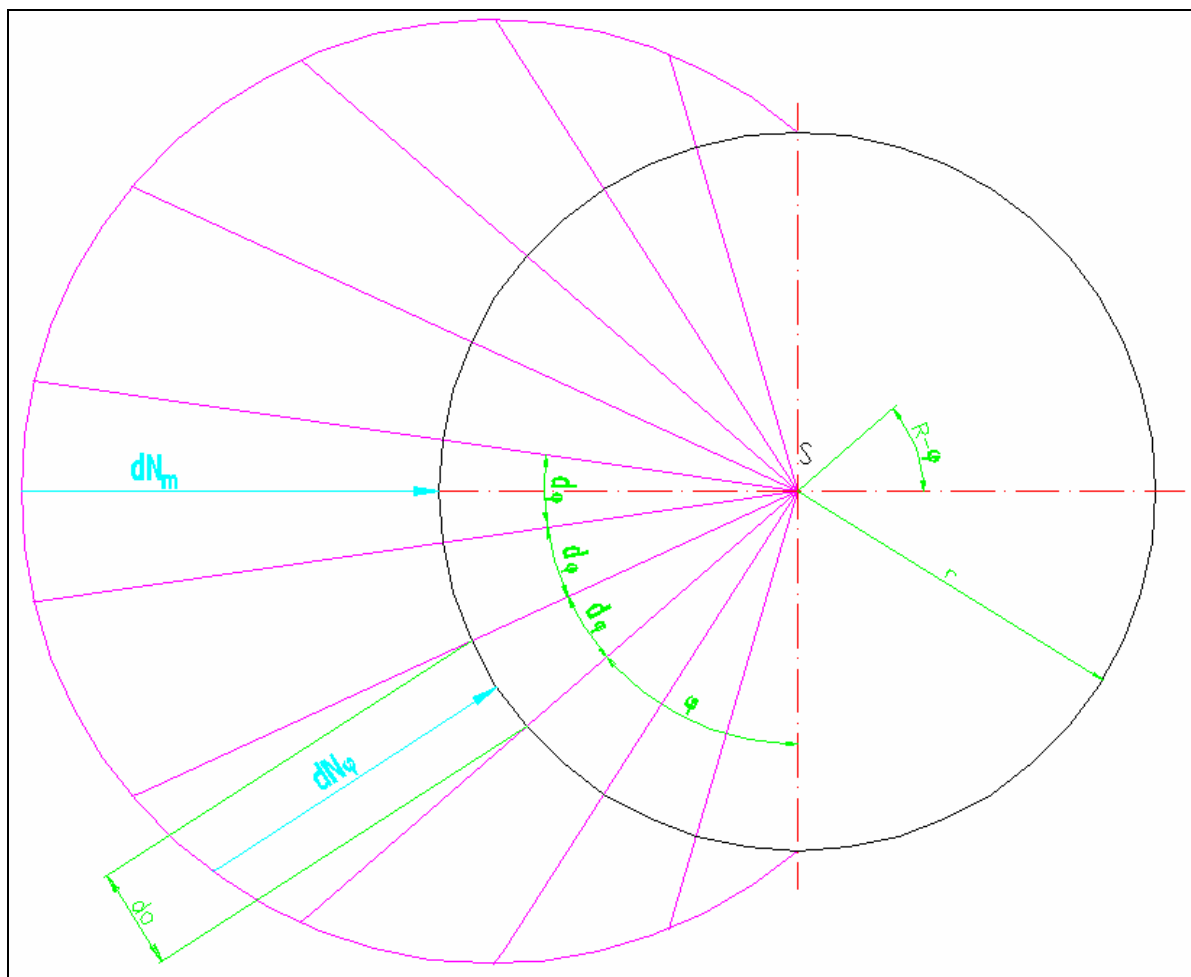
$$\text{Dosazením do rovnice (28) obdržíme } \Delta = c \cdot \sin \gamma \cdot \vartheta = a \cdot \sin \varphi \cdot \vartheta \quad (30)$$

$$\text{Normální měrný tlak v úhlu } \varphi : p_\varphi = p_m \cdot \sin \varphi \quad (31)$$

Předpokládáme tedy rozložení normálních radiálních tlaků podle sinového zákona (Obr. č. 3-9). Na jednotlivé elementy délky obložení $r \cdot d\varphi$ budou působit normální síly:

$$dN\varphi = p_\varphi \cdot r \cdot d\varphi \quad (32)$$

které budou mít stejný průběh po obvodě, jako měrné tlaky p_φ .



Obr. č. 3-9 Rozložení tlaků

Dosazením do vztahu (32) z rovnice (31) získáváme:

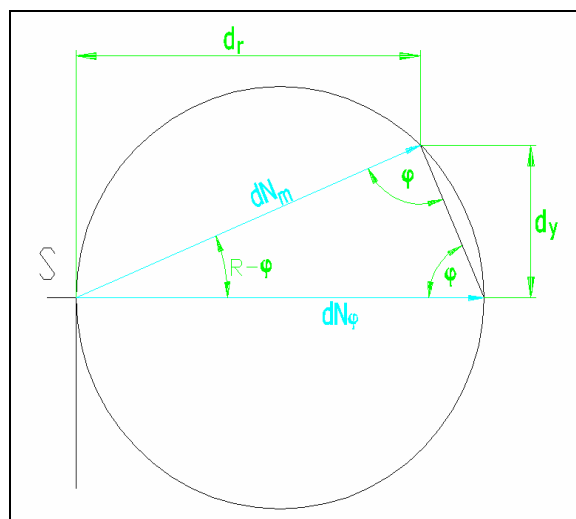
$$dN\varphi = p_\varphi \cdot r \cdot d\varphi = p_m \sin \varphi \cdot r \cdot d\varphi = dN_m \cdot \sin \varphi \quad (33)$$

$$\text{kde } dN_m = p_m \cdot r \cdot d\varphi = p_m \cdot d\varphi \quad (34)$$

Z toho vyplývá, že obložení se nejvíce opotřebovává uprostřed čelistí a je-li plně opotřeboveno uprostřed, po krajích bývá nevyužito.

Protože všechny složky $dN\varphi$ jsou středem bubnu S, jejich výslednice jde bodem S.

Posuneme-li vektory $dN\varphi$ (Obr.č. 3-10) do středu S, leží koncové body na elementární kružnici nad dN_m . Kde parametr φ je úhel uvažovaného bodu obložení.

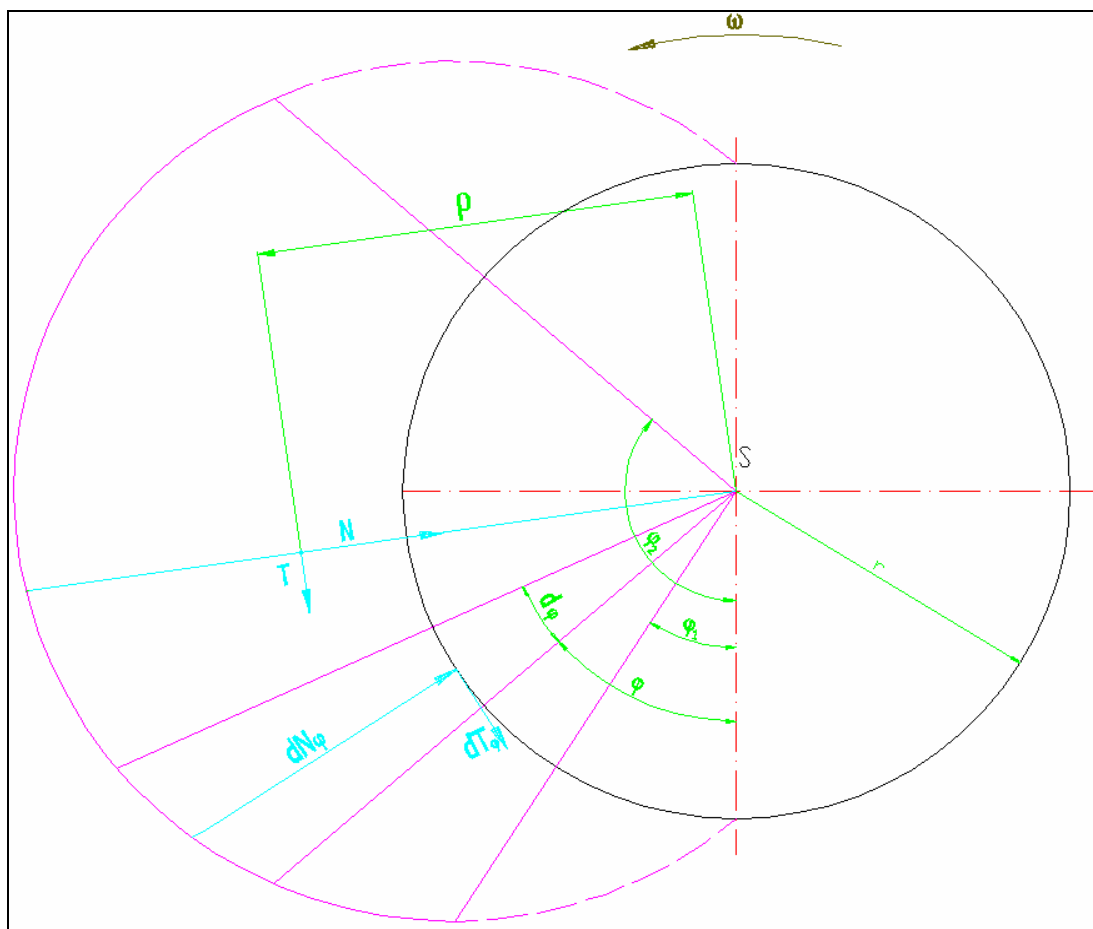


Obr. č. 3-10 Elementární kružnice

Z momentové rovnice výslednice T a jejich složek $dT\varphi$ ke středu S dle Obr. č.3-11 plyne

$$\text{rovnice: } T \cdot \rho = \int dT \varphi \cdot r = r \cdot \int dT \varphi = r \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \quad (35)$$

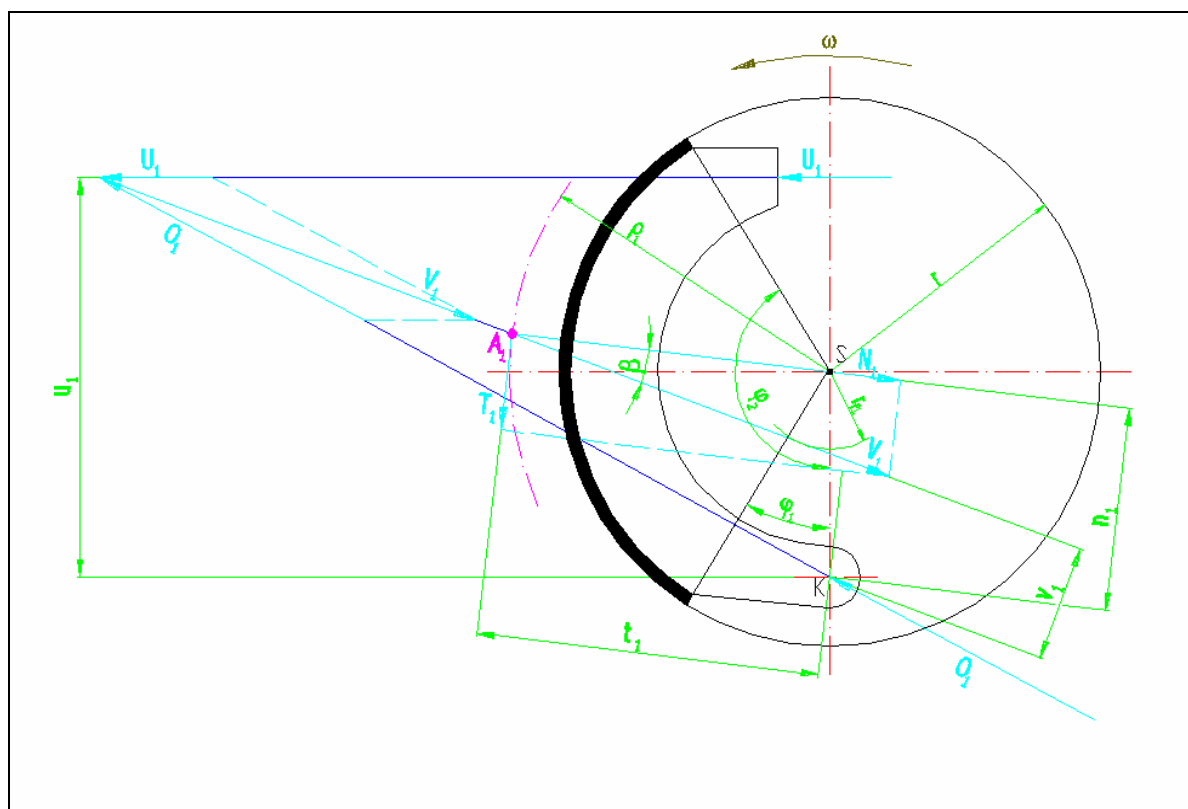
Po úpravě (35) získáváme: $\rho = \frac{\varphi_1 \varphi_2}{T} \cdot r$ (36)



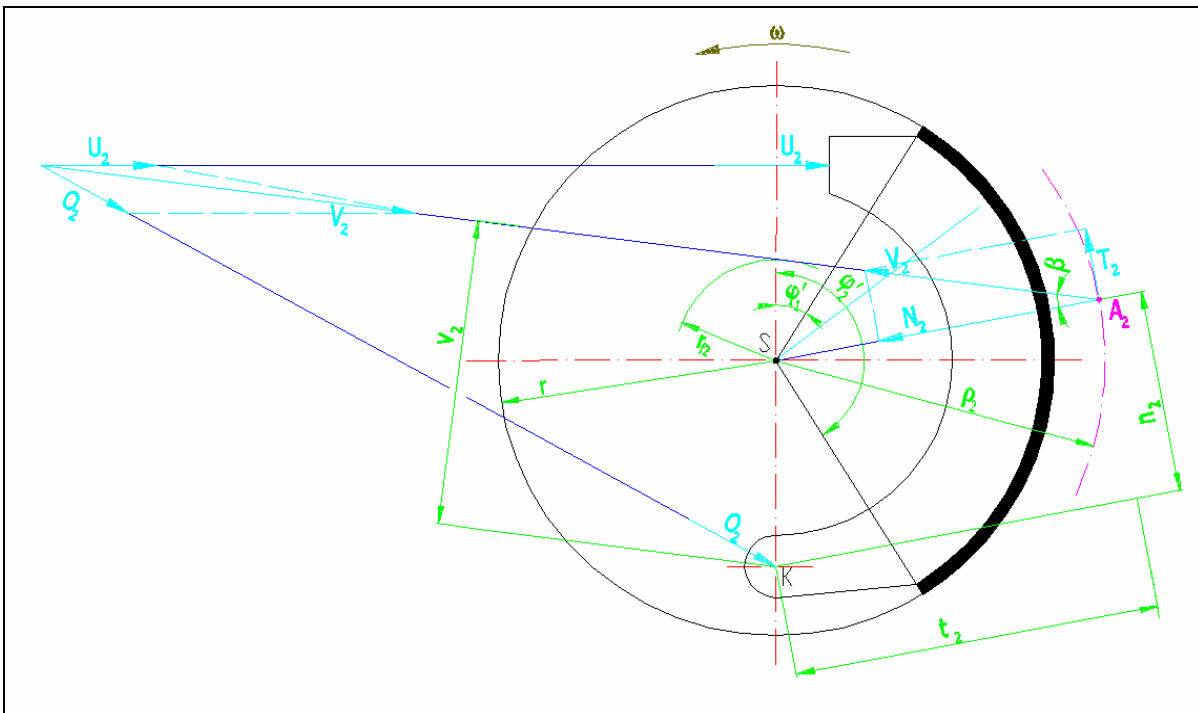
Obr. č. 3-11 Znázornění působišť sil T a N

Směr výslednice tečných složek třecí síly T je dán směrem točení brzdového bubnu.

Při použití dvou symetrických čelistí, se stává první náběžnou (Obr. č.3-12) a druhá úběžnou (Obr. č.3-13). V bodech A_1 a A_2 ve směru otáčení brzdového bubnu působí síly T_1 a T_2 . Protože musí platit $N_1 \cdot f_o = T_1$ a $N_2 \cdot f_o = T_2$, přičemž $f_o = \tan \beta$ je součinitel tření obložení na brzdovém bubnu. Tím je dán směr výslednice sil, kterým brzdový buben působí na čelist. Tato výslednice musí být v rovnováze se silami udržujícími čelist ve své poloze, to je se silami kterými je čelist rozevírána U_1 a U_2 a opírána opěrnými silami čelisti O_1 a O_2 v kotevních čepích K. Protože jsou většinou směry a velikosti sil U_1 a U_2 známy, musí průsečík sil U_1 a V_1 a kotevním čepem procházet opěrná síla O_1 . Známe-li velikost U_1 , dostaneme z rovnoběžníku sil velikost síly V_1 (tím také N_1 a T_1) a O_1 . Obdobné platí i pro úběžnou čelist.



Obr.č.3-12 Náběžná čelist



Obr.č.3-13 Úběžná čelist

3.4.2 Brzdící momenty brzdy

Náběžná čelist: $T_1 \cdot \rho_1 = V_1 \cdot r_{f1}$

Úběžná čelist: $T_2 \cdot \rho_2 = V_2 \cdot r_{f2}$

Pak platí: $V_1 \cdot r_{f1} \geq V_2 \cdot r_{f2}$

Plyne to i u momentových rovnic ke K (kotevnímu čepu) u:

- čelisti náběžné z Obr. č.3-12:

$$U_1 \cdot u_1 - V_1 \cdot v_1 = 0 \Rightarrow U_1 \cdot u_1 + T_1 \cdot t_1 - N_1 \cdot n_1 = 0 \quad (37)$$

- čelistí úběžné z Obr. č. 3-13:

$$U_2 \cdot u_2 - V_2 \cdot v_2 = 0 \Rightarrow U_2 \cdot u_2 + T_2 \cdot t_2 - N_2 \cdot n_2 = 0 \quad (38)$$

Z rovnic (37) a (38) je patrné, že u náběžné čelisti moment síly $T_1 \cdot t_1$ napomáhá momentu rozvírání čelisti $U_1 \cdot u_1$ (u úběžné čelisti tomu tak není). Jestliže platí $T_1 \cdot t_1 \geq N_1 \cdot n_1$ a zároveň V_1 prochází kolem K nebo vně bodu K, není třeba žádné síly U_1 , čelist je samočinně rozevírána a stává se samosvornou. Samosvornost vede k samovolnému blokování brzdy. Tomu je nutno zabránit konstrukčními úpravami.

Zvětšování úhlu opásání $\varphi_o = \varphi_2 - \varphi_1$ při zachování jeho osy symetrie vede k zvětšení φ_1 a tím přiblížení se V_1 ke K. Při stejném úhlu opásání φ_o , ale při zvětšování φ_1 a φ_2 , t.j. při přibližování obložení ke špičce čelisti se přiklání V_1 ke K. Používání obložení s velkým součinitelem tření rovněž přiklání ke K.

Všechny tyto úpravy vedou k zesílení brzdění náběžné čelisti, ale také k její samosvornosti.

Přibližování obložení k patě čelisti (ke kotevnímu čepu K) při zachování $\varphi_o = \varphi_2 - \varphi_1$, ale při zmenšování φ_1 a φ_2 , se oddaluje V_1 od K. Není to vlastně nic jiného, než přibližování k patě čelisti.

Čím menší je vzdálenost $\underline{x}$ (vzdálenost kotevního čepu K od středu bubnu S), tím efektivnější je náběžná brzda. Účinek úběžné brzdy se tím jen nepatrně zmenšuje. Brzda má ovšem větší sklon k samosvornosti. Celkový brzdící účinek je roven součtu $M_n + M_u$, ale protože změnou $\underline{x}$ se mění i převod na střed čelisti a protože nelze zvětšovat zdvih pedálu, je nutno ve stejném poměru zmenšovat převod mezi pedálem a brzdovým válečkem kola, čímž se snižuje brzdící účinek jednotlivých čelistí.

Uvedené platí ovšem jen za předpokladu sinusového rozložení tlaků, což předpokládá tuhé, nepoddajné čelisti i brzdový buben. Bez splnění této základní podmínky není funkce brzd uspokojivá.

Deformuje-li se buben, deformuje se nepravidelně a právě tak, že svírá čelisti v nebezpečných místech pro blokování (ve špičce a patě náběžné čelisti a patě úběžné čelisti). Takové místní blokování vyvolává v těchto místech velké tlaky. Pod jejich vlivem se buben v těch místech vyhne více a tlaky se na okamžik zmenší. Působením pružnosti se buben vrací do původního tvaru, tlaky opět stoupají a nastává chvění bubnu. Brzdění není potom klidné, ale trhavé. Kmitání bubnu, dle výše frekvence kmitů, způsobuje pískání nebo drnění.

Při nepoddajném bubnu a poddajných čelistech nastává podobné nesení ve špičce a patě, a proto i čelisti musí být tuhé.

Kategorickým požadavkem je i souosost brzdových bubnů (hřídelů, náprav) a čelistí. Hřídele nesmí mít vůli v ložiskách. Aby nevyhnutelně vznikající vůle v ložiskách nevadily, měly by být čelisti u kolových brzd zkonstruovány tak, aby pod vlivem vozu čelisti dosedaly patami dole a špičkami nahoře. Vůle u kotevních čepů musí být malá a čelisti musí být dobře vedeny, aby se nevychylovaly.

3.4.3 Maximální měrný tlak na obložení

Působí ve směru kolmo k $\overline{SK}$ (kde S je střed brzdového bubnu a K je bod uložení kotevního čepu). Pak měrný tlak na obložení šířky b je z rovnice (34) při Obr. č. 3-9 $p_m = \frac{dN_m}{r \cdot d\varphi}$ je zde předpokládána šířka obložení $b=10$, resp. síly $dN\varphi$ jsou vztaženy na 10 mm šířky.

$$\text{Obecně je tedy: } p_m = \frac{dN_m}{b \cdot r \cdot d\varphi} \quad (39)$$

Kde dN_m je element normálové síly v úhlu $d\varphi$ bubnu pro $\varphi = 90^\circ$

3.4.4 Ohřívání brzd

Ohřívání brzdových bubnů při brzdění vozu vychází z kinetické energie viz. **Kapitola 2.3**

Výpočet kinetické energie rovnice (27). Pak vzniklé teplo při brzdění se vypočítá:

$$\Delta T = \frac{E_k}{c \cdot m_b} \quad (40)$$

Uvažuji případ, kdy veškeré teplo vzniklé brzděním přechází do brzdového bubnu, bez odvodu tepla do okolí.

Kapitola 3.4 Účinek čelistových brzd vypracována dle literatury [2].

4. Analýza současného stavu

4.1 Mechanické zkušebny

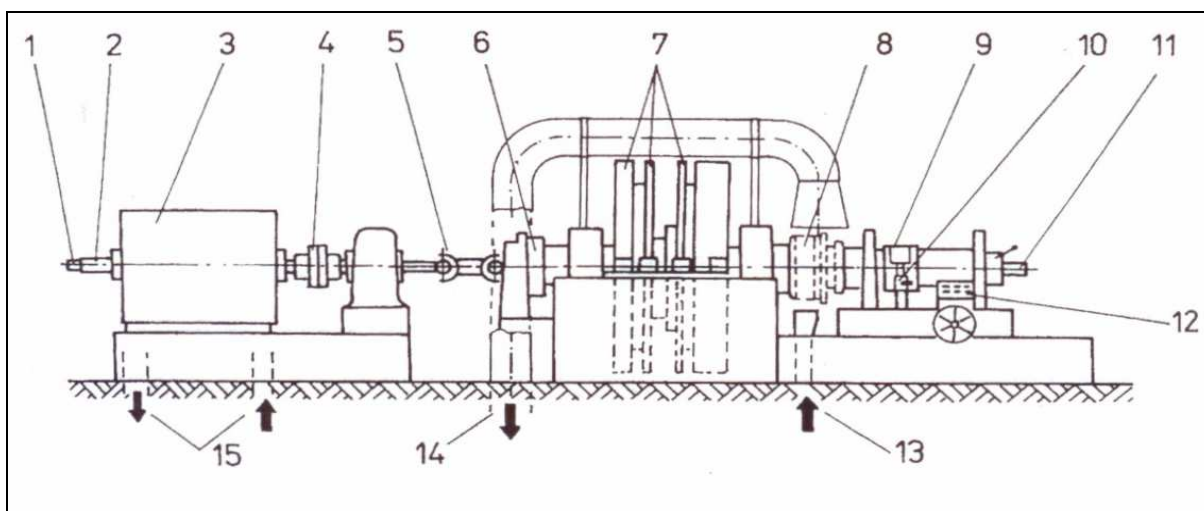
K efektivnímu výzkumu a vývoji brzd motorových vozidel se používají zkušební stavy, které umožňují exaktní posouzení a snadné porovnání různých variant provedení brzdových bubnů. Na zkušebních stavech se měří charakteristiky brzd, zjišťují se vlastnosti brzdového obložení, teplotní režimy, mechanická únosnost a životnost jak bubnů, tak i brzdového obložení. Ověření na vozidlech, které je konečným posouzením, se pak může značně omezit a jsou ověřovány jen ty konstrukce, které mají dobré předpoklady splnit zákonné předpisy a také zaručit dostatečnou bezpečnost při provádění zkoušek.

4.1.2 Druhy mechanických zkušeben

4.1.2.1 Mechanické setrvačnickové zkušebny

Setrvačnicková zkušebna pro zkoušení brzd se skládá z těchto skupin: setrvačnickové kotouče a zařízení k upnutí brzdového bubnu nebo brzdového kotouče, pohon se spojkami a převodovkou, měřící a ovládací zařízení, pomocná zařízení.

Zatímco brzdový buben je na stejném hřídeli se setrvačníky, jsou brzdové čelisti upnuty na posuvatelných saních, které se mohou posouvat po suportu. Moment vznikající při brzdění vychýlí rameno, které se opírá o snímač síly, čímž je možno určit brzdný moment popř. brzdnou sílu působící mezi kolem vozidla a vozovkou. Hmotnostní moment setrvačnosti zkušebního stavu musí být tak velký, aby při otáčkách stavu odpovídajících požadované rychlosti energie rotačního pohybu odpovídala kinetické energii vozidla, kterou přetváří zkoušená brzda.

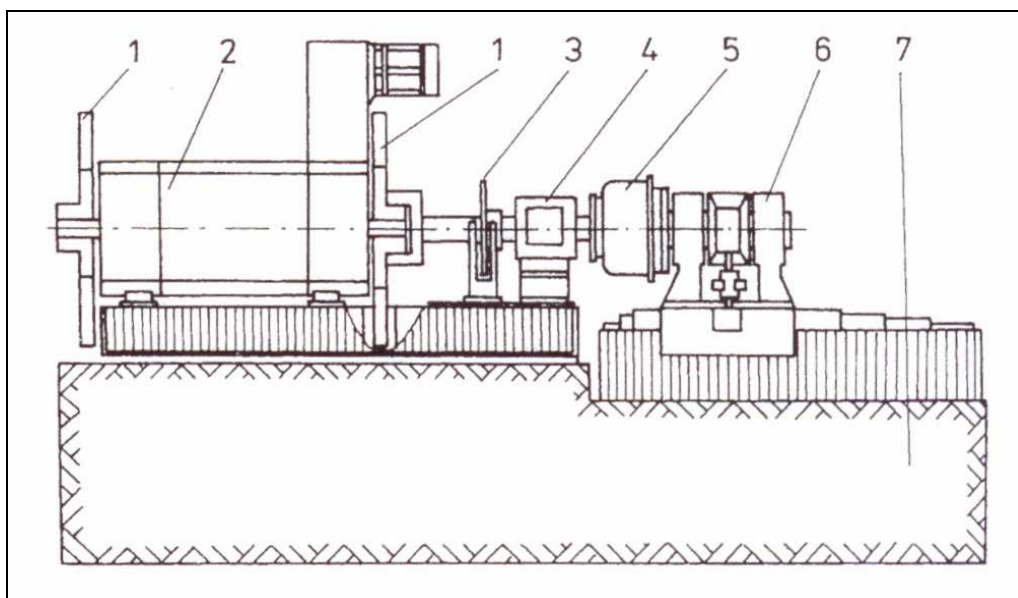


Obr. č. 4-1 Mechanická setrv. zkušebna (zdroj: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel)

1- snímač impulsů, 2- tachodynamo, 3-hnací motor, 4- pružná spojka, 5- krátká spojka, 6- montážní a nouzová brzda, 7- sada setrvačníků, 8- brzdový buben, 9- výkyvná páka se saněmi a brzdovými čelistmi, 10- snímač síly, 11- snímač teploty brzd, 12- ovládací pult pro posuv saní a upnutí čelistí, 13- přívod chladícího vzduchu, 14- odvod teplého vzduchu

4.1.2.2 Elektrické setrvačnickové zkušebny

U elektrických setrvačnickových zkušeben se používá pouze jedna část s konstantním hmotnostním momentem setrvačnosti. Malé vozidlo má tedy menší ekvivalentní moment setrvačnosti než zkušební stav a přebytečná kinetická energie zkušebního stavu nesmí být předávána zkoušené brzdě, ale musí být během brzdění odebírána pohonem, tzn. je vrácena do elektrické sítě. Naopak velké vozidlo má větší ekvivalentní moment setrvačnosti než zkušební stav a chybějící kinetická energie musí být během brzdění dodávána na zkoušené brzdě pohonem zkušebního stavu. Oproti mechanickému setrvačnickovému stavu se podstatně zkrátí délka stavu. U konvenčního stavu je zkoušená brzda spojena přímo se setrvačníky.



Obr. č. 4-2 Elektrická setrv. zkušebna (zdroj: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel)

1- setrvačnickový kotouč, 2- elektrický pohon s ventilátorem, 3- nouzová a zastavovací brzda, 4- ložiskový stojan, 5- zkoušená brzda, 6- posuvná část se snímačem brzdného momentu, 7- betonový základ

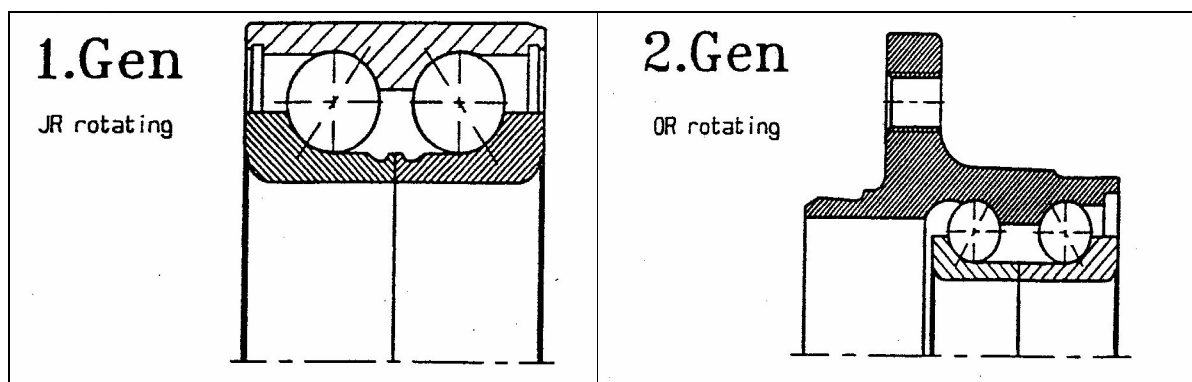
5. Řešení zadaného problému

Z předchozí kapitoly **4.1 Mechanické zkušebny** vyplývá, že současné zkušební stavy jsou svou konstrukcí zaměřeny především pro zkoušky týkající se tepelného namáhání, životnosti obložení apod. Tyto stavy jsou dodávány specializovanými firmami a jejich pořízení je velmi finančně náročné.

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout takové zkušební zařízení, na kterém bude možné provádět zkoušky mechanického namáhání brzdových bubnů o průměru 200mm s ložiskem druhé generace. Toto zařízení bude sloužit pro porovnání pevnosti zkoušených dílů např. z důvodu přechodu na nového dodavatele nebo drobných změn, jakými jsou třeba optimalizace výrobních postupů nebo optimalizace hmotnosti. Konstrukce tohoto zkušebního zařízení je potřebná především pro posuzování vzniku vlasových trhlin, kruhovitosti a trvalých deformací bubnu. V neposlední řadě, bude zkušební zařízení také sloužit pro provádění průběžných kontrol dodávaných komponent, zda brzdové bubny splňují stanovené vysoké nároky na kvalitu požadované koncernem Volkswagen AG v zahraničních závodech např. v Brazílii, Číně a Indii. Bude tak možné garantovat nejvyšší úroveň kvality v celém koncernu.

5.1 Ložisko druhé generace

Ložiska druhé generace (Obr. č. 5-1) byly zavedeny do výroby především proto, aby bylo možné na zadní nápravě osazené bubnovou brzdou snímat otáčky kola pro systému ABS. Toto u ložiska 1. generace (Obr. č. 5-1) nebylo možné z důvodu ne zcela přesně vymezené polohy ložiska v bubnu. Tu u ložiska 2. generace zajišťuje způsob montáže, která je provedena přišroubováním k brzdovému bubnu, kdežto ložisko 1. generace je klasické kuličkové dvouřadé ložisko a je lisováno do pouzdra bubnu. Dalším důvodem zavedení ložisek 2. generace do výroby je jednodušší montáž a tedy zkrácení výrobních časů při výrobě vozidla.



Obr. č. 5-1 Ložisko 1. a 2. generace (zdroj: přehled ložisek FAG Automotive engineering)

5.2 Prvotní návrhy zkušebního zařízení

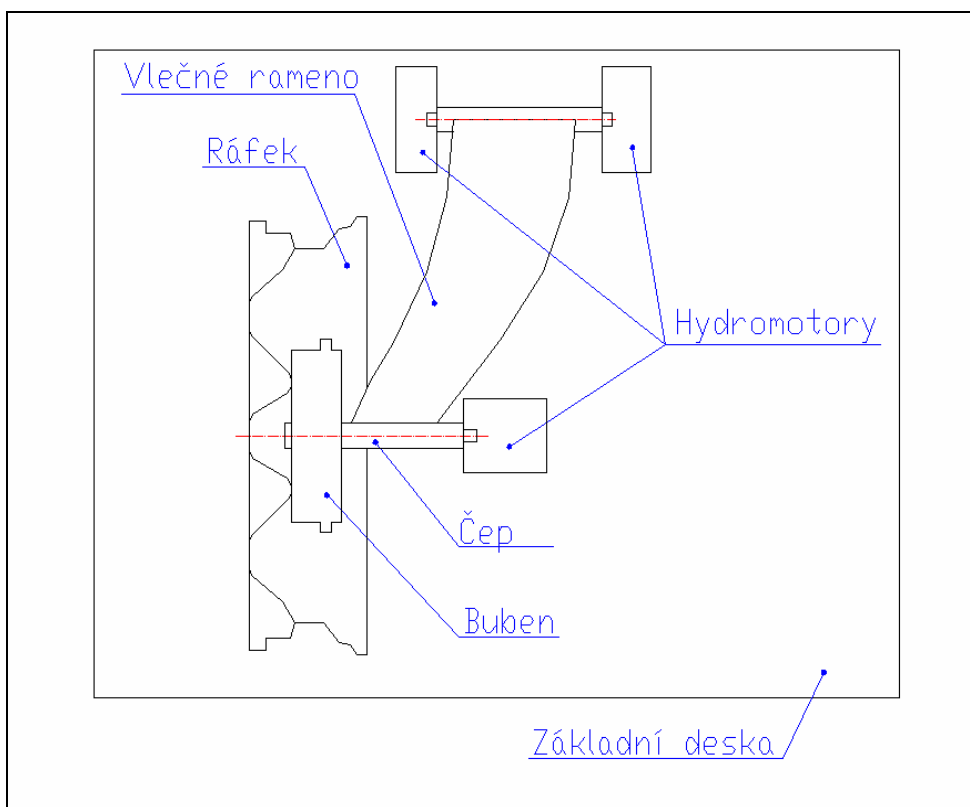
Nejprve bylo nutné zamyslet se nad problematikou zatěžování brzdových bubnů. Poznatky zatížení brzdových bubnů jsou vypracovány v **kapitolách 2. Teorie brzdění vozidla a 3. Bubenové brzdy** této práce. Shrnutím těchto faktů jsem dospěl ke dvěma předběžným variantám návrhu zkušebního zařízení.

5.2.1 Konstrukce zkušebního zařízení – varianta 1

První návrh spočívá ve vytvoření polovičního modelu zadní nápravy vozidla. Náprava je použita buď z vozidla Škoda Fabia, tedy kliková s vlečnými rameny. Při konstrukci tohoto zkušebního zařízení jsou použity tyto části zadní nápravy: vlečné rameno, čep kola s ložiskem, buben se štítem a ráfek kola. Principem tohoto zařízení je pohybování s polovičním modelem zadní nápravy ve třech směrech, při současném pevném uložení ráfku k základní desce zkušebního zařízení. Pohyb nápravy zajišťují hydromotory.

Z jízdních zkoušek na nejrůznějších profilech testovacích tratí, ale i reálných vozovkách, je možné měřením získat data pro řídicí software hydromotorů a tím simulovat reálné zatížení bubnu od vozovky.

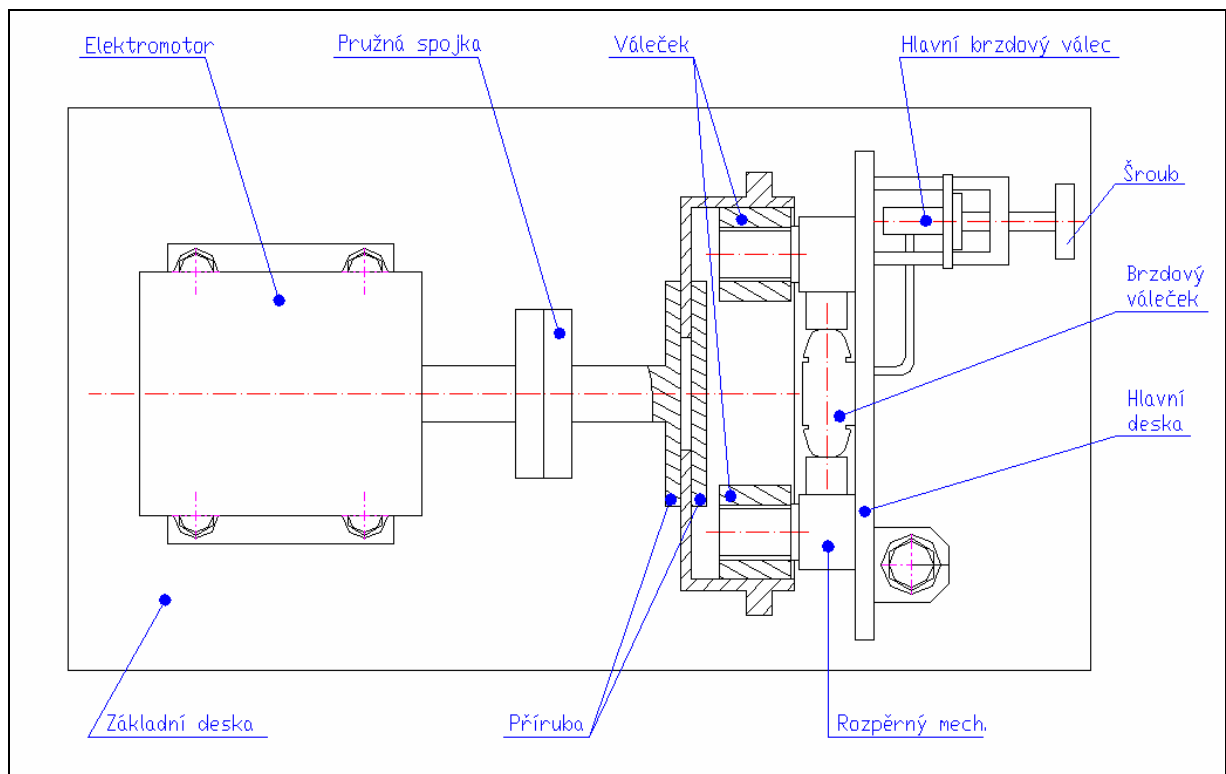
Mechanická část první varianty konstrukčního řešení je schématicky znázorněna na Obr. č. 5-2



Obr. č. 5-2 Schéma první varianty konstrukčního řešení

5.2.2 Konstrukce zkušebního zařízení – varianta 2

Druhý návrh zkušebního zařízení spočívá v zatěžování brzdového bubnu párem válečků přitlačovaných na vnitřní stranu bubnu. Elektromotor zajišťuje rotaci bubnu a přitlačná síla válečků ke zkoušenému bubnu je vyvozená tlakem brzdové kapaliny pomocí rozpěrného mechanismu. Vyvození tlaku v soustavě je dosaženo hlavním brzdovým válcem běžně používaném ve vozidlech Škoda. Mechanická část varianty 2 konstrukčního řešení je schématicky znázorněna na Obr. č. 5-3.



Obr.č. 5-3 Schéma druhé varianty konstrukčního řešení

5.2.3 Výběr varianty konstrukčního řešení zkušebního zařízení

Po zhodnocení obou návrhů na konstrukci zkušebního zařízení se přikláním k druhé variantě konstrukčního řešení. Tato varianta lépe simuluje mechanické namáhání jen brzdového bubnu v místech styku s brzdovým obložením. Buben je také zatěžován silami od rotace, oproti první variantě konstrukčního řešení, kde je kolo upnuto pevně. Výsledky zkoušky jsou tedy směřovatější a nejsou ovlivněny opotřebením jiných komponent nápravy, což by mohlo nastat u první varianty konstrukčního řešení zkušebního zařízení. Druhá varianta se také vyznačuje konstrukční jednoduchostí a menší prostorovou náročností na zástavbu ve zkušebně.

6. Konstrukční návrh zkušebního zařízení

6.1 Volba uspořádání

V počátcích se bylo třeba zamyslet, jaké uspořádání sestavy elektromotor motor – buben – válečky bude nejvýhodnější.

- Uspořádání vertikální – v tomto provedení je elektromotor připevněný k základní desce zespodu, výstupní hřídel elektromotoru směřuje nahoru. Na výstupní hřídeli elektromotoru je připevněný buben. Válečky se pomocí vedení umisťují do bubnu shora.
- Uspořádání horizontální – u tohoto uspořádání je elektromotor uložen horizontálně na základní desce. Na výstupní hřídeli elektromotoru je připevněný buben. Válečky s hlavním brzdovým válcem jsou upevněny na hlavní desce, která je rovnoběžná s brzdovým bubnem a kolmá na základní desku.

V neposlední řadě je nutné konstrukci zkušebního zařízení realizovat tak, aby se konstrukce vyznačovala jednoduchostí, s možným využitím komponentů brzdové soustavy osobních automobilů, a tím se snížily náklady na vývoj a výrobu zkušebního stavu (požadavek zadavatele práce).

Z prostorového hlediska se jeví jako výhodnější vertikální varianta uspořádání. Naopak je ale u vertikálního uspořádání složitá konstrukce vedení, polohování a ustavení válečků. Rotor elektromotoru je zatěžován axiálně hmotností brzdového bubnu, přírub a spojky. Toto má negativní vliv na životnost ložisek elektromotoru. Proto volím uspořádání horizontální, které je sice nepatrně prostorově náročnější, ale naopak konstrukce vedení a polohování válečků se tímto uspořádáním velice zjednoduší. Elektromotor není axiálně zatěžován hmotností brzdového bubnu, přírub a spojky.

6.2 Stanovení velikosti přitlačné síly válečků

Při stanovení velikosti přitlačné síly válečků zkušebního zařízení jsem vycházel z naměřených hodnot tlaků v brzdové soustavě na brzdové válečku kola (Obr. 3-1, pozice 1) při jízdách zkouškách na testovacích tratích.

Tlak v brzdové soustavě při běžném brzdění a běžném zatížení (např. při zatížení dvěma osobami) vozu dosahuje hodnot 2 až 3 MPa. Za těchto okolností se teplota bubnové brzdy pohybuje do 80 °C. V mezních případech, tj. při plném zatížení vozidla a teplotním zatížením bubnových brzd cca 400 °C a zpoždění 0,9-1G (mez sepnutí ABS v případě ideálních podmínek - sucho, čistý asfalt, zajeté ale neopotřebované pneumatiky), tlak v brzdové soustavě roste, až na hodnotu 20 MPa. Maximální teploty brzdového obložení bubnové brzdy v mezních případech dosahují až 450 °C. Tyto mezní parametry brzdové soustavy způsobují tzv. fading brzd, čili slábnutí brzdného účinku, při kterém se zvyšuje tlak nutný pro dostatečnou funkci brzdového systému.

Z těchto poznatků volím mezní tlak 20 MPa jako tlak, při kterém se budou provádět zkoušky brzdových bubnů a tedy tlak, resp. silou, kterou jsou válečky zkušebního stavu přitlačovány na brzdový buben.

Pro stanovení velikosti přitlačné síly je nejprve nutné vypočítat plochu pístku brzdového válečku, na kterou působí zvolený tlak. Při výpočtu jsem vycházel z brzdového válečku FTE19, který se používá spolu s brzdovými bubny o průměru 200mm na voze Škoda Fabia a na kterém byly měřeny tlaky v brzdové soustavě při všech teplotních a zátěžových režimech vozidla. Průměr pístku brzdového válečku FTE19 je $d_{pbv} = 19,05 \text{ mm}$.

Čemu odpovídá plocha pístku brzdového válečku:

$$S_{pbv} = \frac{\pi \cdot d_{pbv}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,01905^2}{4} = 0,000285022 \text{ m}^2 \quad (41)$$

Pak tedy úpravou (41) je velikost přitlačné síly:

$$p_{bs} = \frac{F_{pv}}{S_{pbv}} \Rightarrow F_{pv} = p_{bs} \cdot S_{pbv}$$

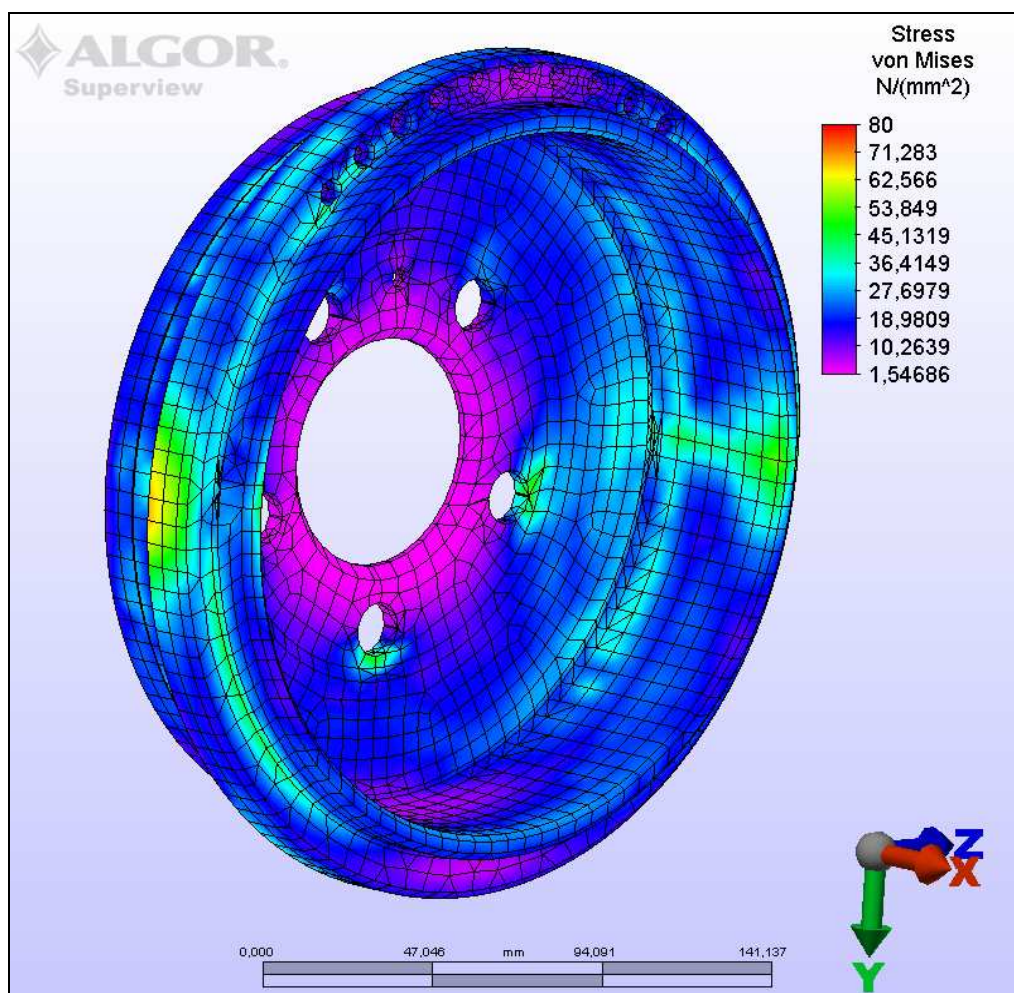
$$F_{pv} = p_{bs} \cdot S_{pbv} = 200 \cdot 10^5 \cdot 0,000285022 = 5700,459 \text{ N}$$

6.2.1 Výpočet napětí brzdového bubnu

Pro představu, jaké napětí v brzdovém bubnu při zatížení silou vypočtenou v kapitole 6.2 **Stanovení velikosti přitlačné síly válečků**, jsem provedl výpočet pomocí MKP a software Algor 19.0. Sít' výpočtového modelu je vytvořena pomocí automatického generátoru sítě. Výsledná objemová sít' je tvořena prvky BRICK. Směrem do středu prvky BRICK přecházejí na prvky WEDGE, PYRAMID a TETRAHEDRA.

Okrajové podmínky jsou nadefinovány v místech přišroubování bubnu. Uvažuji nulové posuny ve všech směrech za předpokladu správné montáže bubnu. Proto volím vazbu fixed (vetknutí). Zatížení je definováno silami od přitlačných válečků.

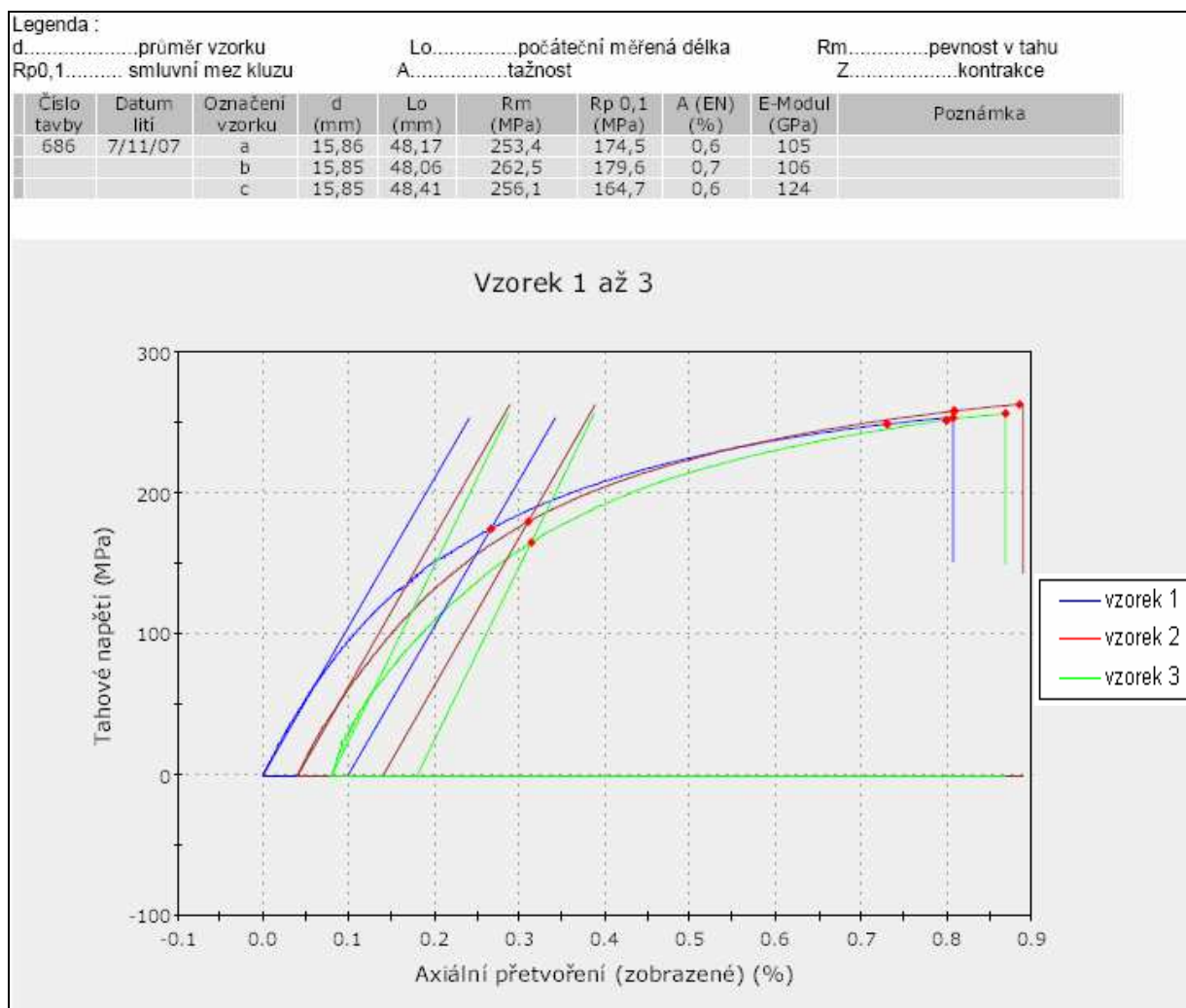
Výsledky výpočtu viz. Obr. č. 6-1.



Obr. č. 6-1 Výsledky výpočtu napětí brzdového bubnu

6.2.2 Výsledky tahové zkoušky brzdového bubnu

Po dohodě se zadavatelem práce jsem nechal ve metalurgické laboratoři Škoda Auto a.s. provést tahovou zkoušku brzdového bubnu o průměru 200 mm vyrobeného z materiálu TL 011, který je ekvivalentem materiálu ČSN 42 2425. Zkouška tahem byla provedena na zkušebním stroji INSTRON 5585H dle EN 10002-1.



Graf č. 1 Tahová zkouška brzdového bubnu

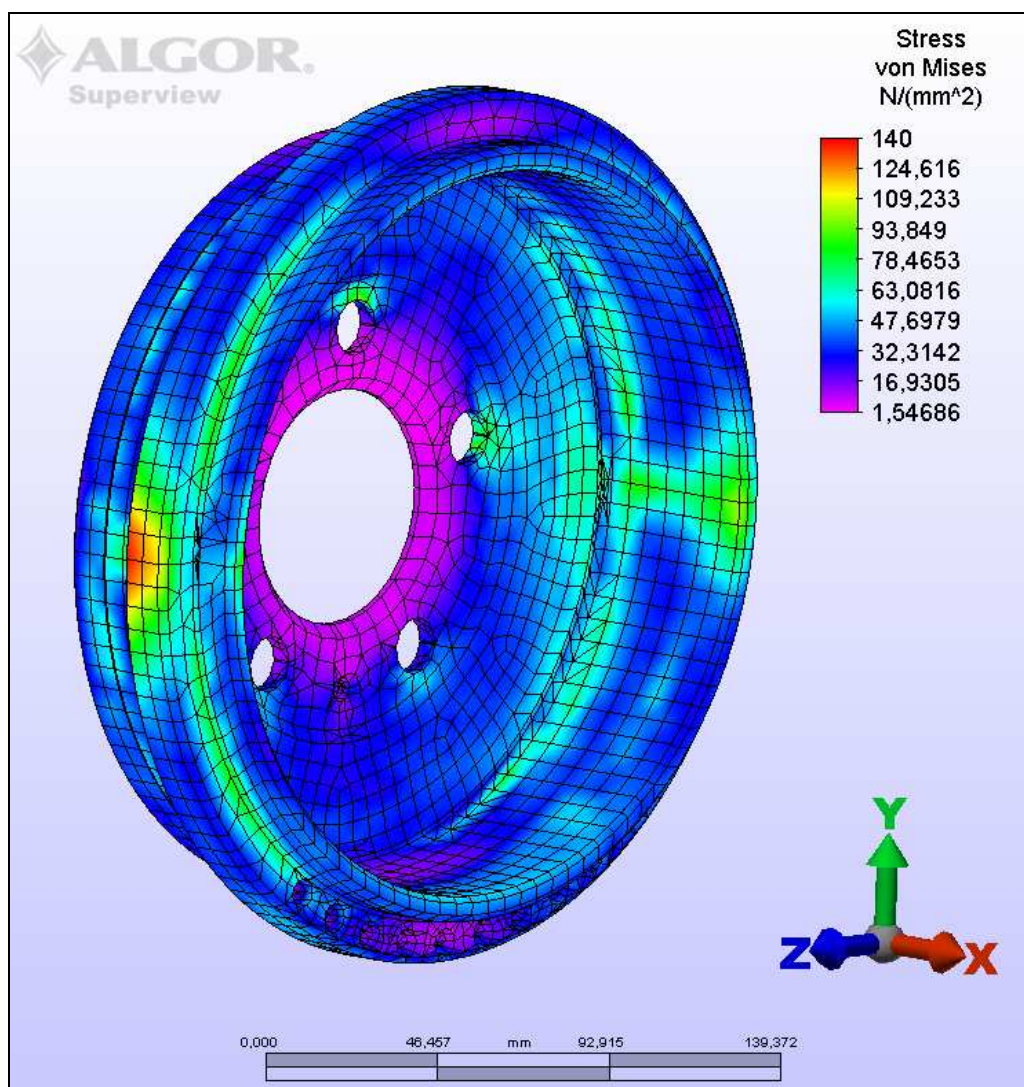
Z výsledků zkoušky (Graf č. 1) metalurgické laboratoře je patrné, že mez pevnosti v tahu Rm materiálu TL 011 je minimálně 253 MPa. Zatížení způsobené silou vypočtenou v kapitole 7.2 **Stanovení velikosti přítláčné síly válečků**, je pro zkoušku příliš malé proto, aby zkouška brzdových bubnů neprobíhala zbytečně dlouhý časový interval. Od vypočítané velikosti přítláčné síly z tlaků v brzdové soustavě upouštím. Je nutné zvětšit přítláčnou sílu válečků tak, aby napětí v brzdovém bubnu odpovídalo 130 MPa až 150 MPa, a přiblížit se tak mezi kluzu. Mez kluzu z výsledků tahové zkoušky přibližně dosahuje 160 MPa. Při určení velikosti napětí,

vycházím ze průběhu stanovování Wöhlerovy křivky (konstrukce Wöhlerovy křivky viz. Příloha 3). Wöhlerova křivka se stanovuje zatížením několika zkušebních vzorků. První zkušební vzorek se zatíží něco málo pod mez kluzu a po porušení se odečte příslušný počet cyklů změn zatížení. Další vzorek se zatíží menším napětím, čímž se dosáhne většího počtu cyklů při zatěžování. Z toho vyplývá, že zatížením bubnu těsně pod mezí kluzu nejrychleji dosáhnou porušení vzorku (bubnu) a zkouška tak bude rychlá a efektní.

6.2.3 Výpočet napětí v brzdovém bubnu po navýšení zatěžující síly

Zatěžující sílu brzdového bubnu na každém válečku jsem navýšil na hodnotu 12500N. Síť výpočtového modelu, okrajové podmínky a zatížení bubnu je voleno jako v kapitole 6.2.1

Výpočet napětí v brzdovém bubnu. Výsledky výpočtu viz. Obr. č. 6-2.



Obr. č. 6-2 Výsledky výpočtu napětí brzdového bubnu

Z výsledků provedeného výpočtu vyplývá, že přítláčná síla 12 500N je dostačující pro vyvození zvolených hodnot napětí.

6.3 Pohon zkušebního zařízení

Ze základního principu provedení zkušebního zařízení jasně vyplývá, že pohon obstarává elektromotor. Při výběru elektromotoru jsem nejprve studoval nabídku jednotlivých výrobců např.: ATAS, ABB, SEW, Siemens aj. Jaké produkty dané značky nabízejí, a které z těchto produktů svým provedením a parametry nejlépe vyhovují pro pohon zkušebního stavu .

Nejvíce mě nabízeným sortimentem, úplností technických parametrů a dostupností servisních míst oslovila nabídka elektromotorů Siemens, a proto dále budu při výběru vycházet z nabídky výrobků značky Siemens.

6.3.1 Výběr jmenovitých otáček elektromotoru

Elektromotory Siemens se vyrábí s jmenovitými otáčkami n_{jm} : 750 ot./min, 1000 ot./min, 1200 ot./min, 1500 ot./min, 1800 ot./min, 3000 ot./min a 3600 ot./min. Při výběru jmenovitých otáček zkoušeného brzdového bubnu, při které se bude provádět zkouška, nejprve provedu přepočty na teoretickou rychlost vozidla, abych získal představu, jaké jmenovité otáčky odpovídají teoretické rychlosti vozidla. K tomu je ale třeba znát poloměr kola na vozidle.

6.3.1.1 Možné poloměry kol na vozidlech s bubnovými brzdami

Z literatury [12] jsem zjistil, jakými rozměry ráfků a rozměry pneumatikami jsou standardně, ale i jako prvek příplatkové výbavy, osazovány vozidla Škoda, používající bubnové brzdy. Tyto poznatky uvádím v tabulce č. 1 spolu s celkovým průměrem dynamicky zatíženého kola při 60 km/h. Rozměry dynamicky zatíženého kola při 60 km/h jsem zjistil z literatury [5].

Tab. č. 1 Rozměry pneumatik a ráfků

Rozměr ráfku	Rozměr pneumatiky používaných na daný ráfek	Průměr kola
14"	185/60	562mm
	165/70	550 mm
15"	195/55	577 mm
16"	205/45	573 mm

Při výpočtu volím jako etalon 15" ráfek osazen pneumatikou 195/55 R15, který se svými rozměry nejvíce blíží střední hodnotě všech používaných rozměrů ráfků a pneumatik.

6.3.1.2 Přepočet jmenovitých otáček pohonu na teoretickou rychlost vozidla

Pro výpočet otáček brzdového bubnu vycházím ze základního vztahu pro výpočet rychlosti:

$$v_t = r_k \cdot \omega_k \quad (42)$$

Dosazením za úhlovou rychlost ω_k do rovnice (42) získáváme vztah pro výpočet teoretické rychlosti vozidla:

$$v_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_k}{60} \cdot r_k \quad \text{kde} \quad n_k = n_{jm} \quad (43)$$

$$v_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} \cdot 0,2885 = 22,66 \text{ km/h}$$

Pro přehlednost výsledků uvádím vypočtené hodnoty v Tabulce. č. 2

Tab. č. 2 Přepočet otáček elektromotoru

Jmenovité otáčky elektromotoru (min ⁻¹)	Přepočet na teoretickou rychlost vozidla (km/h)
750	22,66
1000	30,21
1200	36,25
1500	45,32
1800	54,38
3000	90,63
3600	108,76

6.3.1.3 Stanovení teoretické rychlosti vozidla

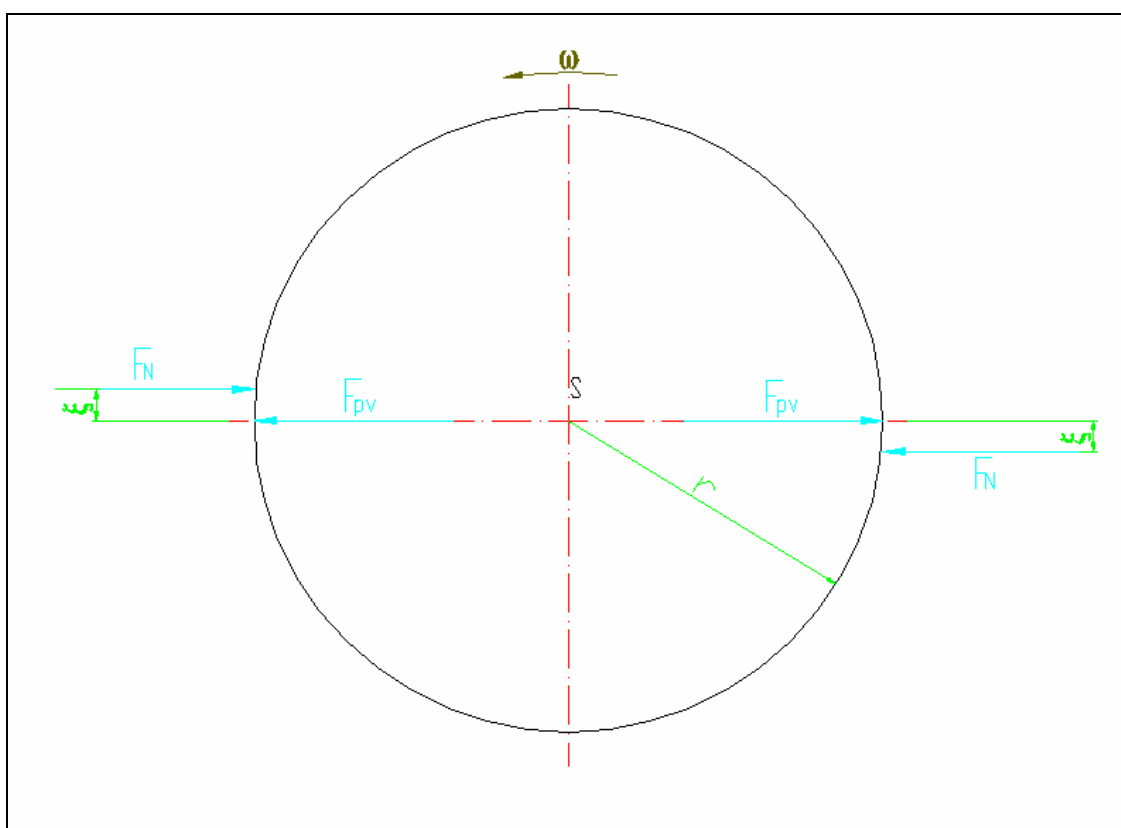
Po konzultaci se zadavatel práce byla zvolena hodnota teoretické rychlosti vozidla 54 km/h resp. $n_{jm} = 1800 \text{ min}^{-1}$ jako dostačující pro provádění zkoušky brzdového bubnu.

6.4 Stanovení parametrů elektromotoru zkušebního zařízení

6.4.1 Silová rovnováha na zatěženém brzdovém bubnu

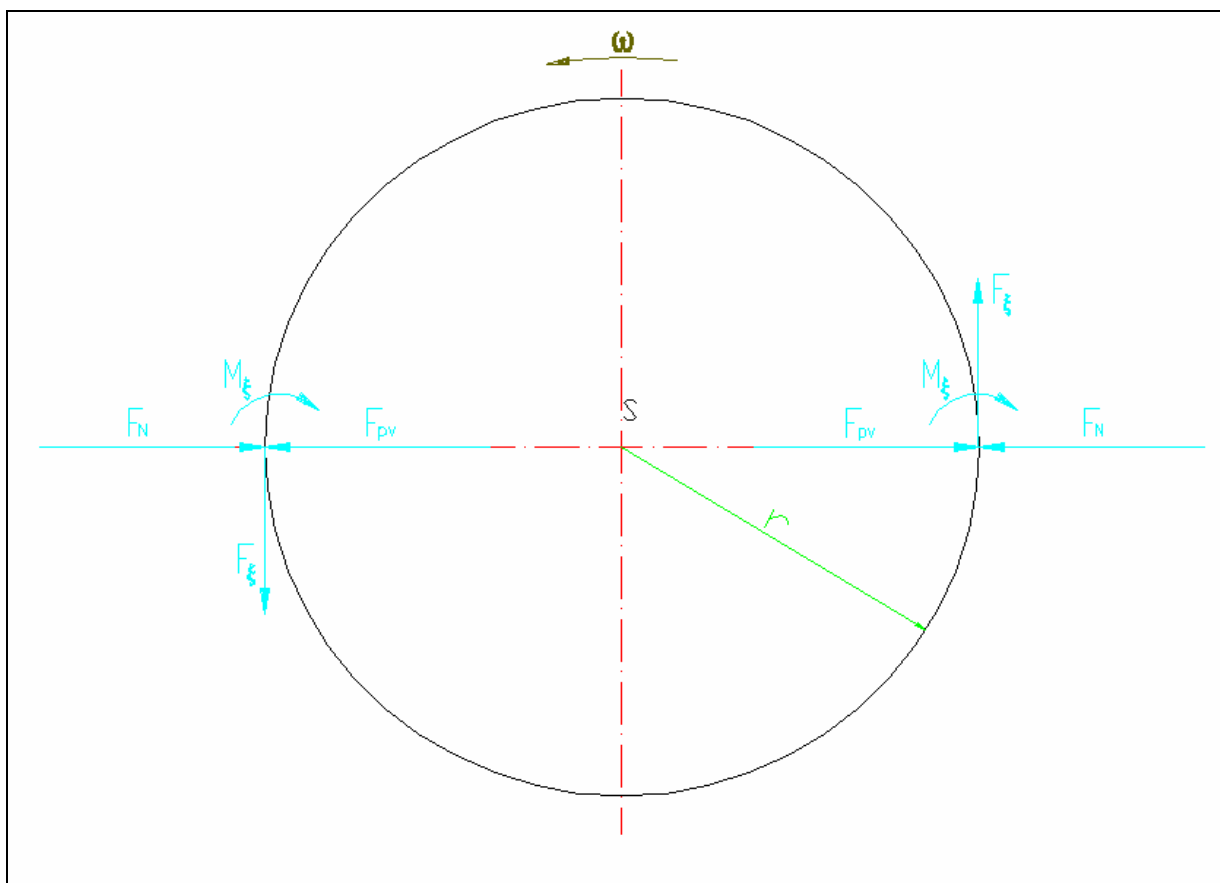
Pro výpočet výkonu elektromotoru je nejprve nutné stanovit všechny síly a momenty působící na brzdový bubnu při zkoušce.

Při zatížení vzniká deformací bubnu valivý odpor. Ve směru otáčení brzdového bubnu dochází ke stlačování obvodu povrchové plochy bubnu do roviny kolmé. Normálová reakce F_n je předsunuta před osu kolmou o ξ , jak je znázorněno na Obr. č. 6-3. Je to způsobeno tím, že síly potřebné na stlačení obruče bubnu jsou větší než síly, kterými se obruč bubnu navrácí zpět do kruhového tvaru. Měrné tlaky jsou tedy v přední části povrchových ploch bubnu větší.



Obr. č 6-3 Silová rovnováha na zatěženém brzdovém bubnu

Z Obr. č. 6-4 je zřejmé, že vzniká moment valivého odporu M_ξ , který působí proti otáčení bubnu. Moment valivého odporu M_ξ vyvolá svislou reakci F_ξ , která směřuje proti pohybu směru kola. Svislá reakce F_ξ představuje valivý odpor.



Obr. č 6-4 Silová rovnováha na zatěžovaném brzdovém bubnu

Z toho vyplývá při Obr. č. 6-3 že: $M_{\xi} = F_n \cdot \xi$ (44)

Valivý odpor lze vyjádřit při Obr. č. 6-3 vztahem: $F_{\xi} = F_n \cdot \frac{\xi}{r}$ (45)

Kde ξ je rameno valivého odporu, jehož hodnotu jsem určil dle literatury [8] pro materiál stykových ploch litina – ocel 0,005 mm.

6.4.2 Výpočet točivého momentu potřebného k překonání odporů při odvalování přítláčných válečků

Pro výpočet potřebného točivého momentu elektromotoru je nutné sestavit momentovou rovnici rovnováhy dle Obr. č. 6-4

kde: $M_{tO} = 2 \cdot M_{\xi} + F_{\xi} \cdot r$ (46)

dosazením za M_{ξ} z (44) a F_{ξ} z (45) dostáváme: $M_{tO} = 2 \cdot F_n \cdot \xi - F_n \cdot \frac{\xi}{r} \cdot r$ (47)

pak $M_{tO} = 2 \cdot 12500,459 \cdot 0,005 \cdot 10^{-3} - 12500 \cdot 0,005 \cdot 10^{-3} = 0,0625 Nm$

6.4.3 Výpočet dynamického momentu soustavy buben – vnější příruba – vnitřní příruba – spojka

Pro výpočet dynamického momentu jsem vycházel ze základního vztahu:

$$M_{t\,dyn} = I_{red} \cdot \varepsilon_M \quad (48)$$

Hodnotu úhlové zrychlení ε_M uvádí výrobce elektromotoru v katalogu viz. literatura [6] spolu s technickými daty.

Je třeba ještě vypočítat redukovaný moment setrvačnosti I_{red} .

$$\frac{1}{2} I_{red} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} I_{sp} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} I_{p1} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} I_{p2} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} I_{bu} \cdot \omega_M^2 \quad (49)$$

Hodnoty momentů setrvačnosti k ose jednotlivých součástí jsem získal z 3D modelů pomocí software ProEngineer.

Úpravou rovnice (49) a dosazením hodnot získáváme:

$$I_{red} = I_{sp} + I_{p1} + I_{p2} + I_{bu}$$

$$I_{red} = 0,0017791 + 0,0016466 + 0,0971814 + 0,0414530 = 0,1420601 \, \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Pak dynamický moment je z (48) :

$$M_{t\,dyn} = I_{red} \cdot \varepsilon_M = 0,1420601 \cdot 47,12 = 6,6939 \, \text{Nm}$$

Potom celkový potřebný točivý moment elektromotoru vypočítáme:

$$M_{ptM} = M_{tO} + M_{t\,dyn} = 0,0625 + 6,6939 = 6,756 \, \text{Nm} \quad (50)$$

6.4.4 Výpočet výkonu elektromotoru

$$P_{elM} = M_{ptM} \cdot \omega_M = M_{ptM} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{jm}}{60} = 6,756 \cdot \frac{\pi \cdot 1800}{30} = 1,274 \, \text{kW} \quad (51)$$

6.4.5 Výběr elektromotoru z katalogu

Ještě před konečným výběrem elektromotoru je nutné zohlednit jeho účinnost a provést tedy přepočet výkonu elektrického výkonu na výkon mechanický.

Z vypočtených hodnot vybírám dle literatury [6] elektromotor 1LA9 90L jehož výkon je

$$P_{elM} = 2 \, \text{kW}, \text{ kroutící moment } M_{tM} = 8,1 \, \text{Nm} \text{ a účinnost } \eta_e = 87,5\%.$$

Skutečný mechanický výkon elektromotoru 1LA9 90L: $P_{mech} = P_{elM} \cdot \eta_e = 2 \cdot 0,875 = 1,75 \, \text{kW}$

Dle vypočtených parametrů vybraný motor SIEMENS 1LA9 90L vyhovuje všem parametrům potřebným pro chod zkušebního zařízení.

6.5 Volba spojky s ochranou proti přetížení

Z bezpečnostních důvodů je nutné, při konstrukci zkušebního zařízení, začlenit mezi pohon a zkoušený brzdový buben spojku s ochranou proti přetížení. Spojka slouží k tlumení malých rázu a dovoluje malé vyosení hřídelů.

Ochrana proti přetížení chrání nejen elektromotor, ale i obsluhu při náhlé poruše. Např. při destrukci brzdového bubnu by mohlo dojít ke vzpříčení s přitlačnými válečky, následnému zablokování a poškození dalších součástí zkušebního zařízení.

Podle výkonových parametrů (průměr výstupního hřídele elektromotoru, kroutící moment, výkon, otáčky) elektromotoru volím dle literatury [7] hřídelovou spojku Rotex size 19 s ochranou proti přetížení Reflex size 0. Pro představu konstrukčního řešení spojky a ochrany proti přetížení přikládám Obr. č. 6-5.

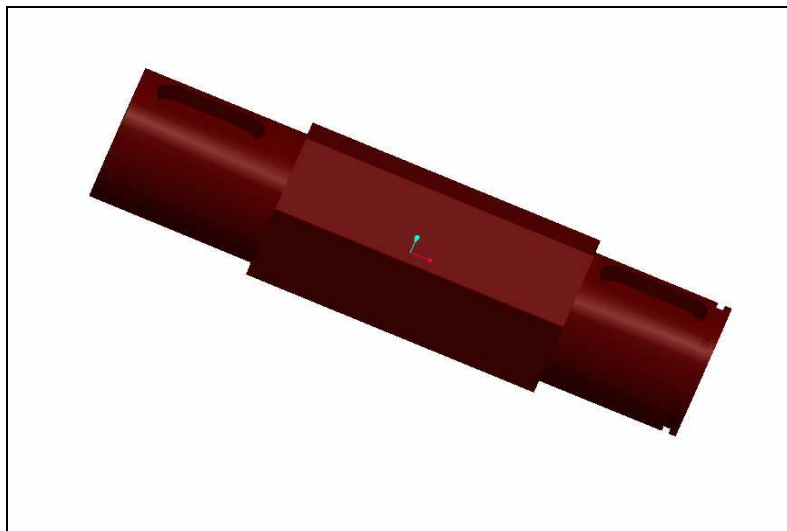
Dále uvažuji použití bezdotykového snímače otáček na spojovací hřídeli a čítače, který bude sloužit k řízení (vypínání) elektromotoru při poruše, nebo při dosažení počtu cyklů.



Obr. č. 6-5 Spojka Rotex s ochranou proti přetížení Reflex (zdroj: katalog firmy KTR CR)

6.6 Konstrukce upnutí bubnu na hřídel elektromotoru

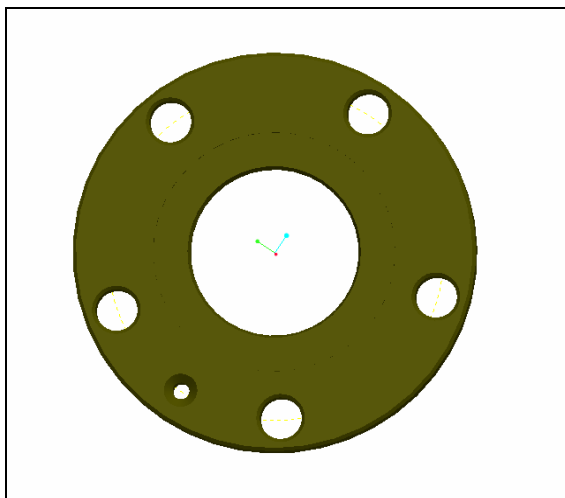
K upnutí brzdového bubnu pomocí přírub na spojovací hřídel (Obr. č. 6-6) s elektromotorem prostřednictvím spojky jsem vycházel z běžně používaných dílů. Tedy z vnějšího kroužku ložiska druhé generace, pro vnitřní stranu bubnu a ráfku z vnější strany bubnu tak, aby byly stykové plochy při upnutí byly shodné, jako při uchycení bubnu na vozidle. Polotovarem spojovací hřídele je šestihranná tyč. Její konce jsou obrobena na kruhový průřez o průměru 25mm, pro připojení ke spojce na jedné straně a k přírubě na straně druhé. Šestihrannou tyč, jako polotovar spojovací hřídele, jsem zvolil z důvodu nutnosti zabránění otáčení spojovací hřídele, při montáži brzdového bubnu, resp. při utahování šroubů. Otáčení spojovací hřídele bude zabráněno přidržením stranovým klíčem.



Obr. č. 6-6 Spojovací hřídel

6.6.1 Vnitřní upínací příruba

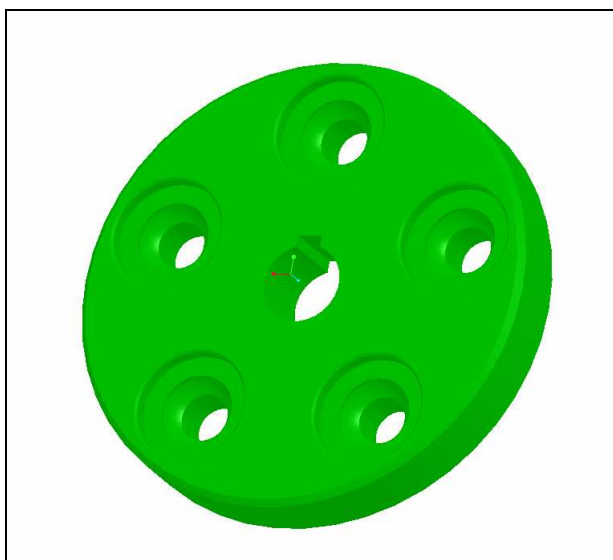
Vnitřní upínací příruba bubnu (Obr. č. 6-7) vychází z vnějšího kroužku ložiska druhé generace s tím rozdílem, že je zkrácena o vnitřní osazení, z důvodu prostorového uspořádání tak, aby zasahovala co nejméně do brzdového bubnu a vytvořil se tak co největší prostor pro zkušební válečky.



Obr. č. 6-7 Vnitřní upínací příruba

6.6.2 Vnější upínací příruba

Vnější upínací příruba bubnu (Obr. č. 6-8) má menší středový průměr díry, než jak je tomu u ráfku kola, z důvodu spojení hřídele s nábojem, kde je určujícím parametrem průměr výstupního hřídele elektromotoru. Spojení vnější příruby s výstupním hřídelem pohonu je konstrukčně řešeno těsným perem. Axiální posuv vnější příruby zamezuje pojistný kroužek. Dosedací plochy děr pro kolové šrouby jsou analogické jako na ráfku kola.



Obr. č. 6-8 Vnější upínací příruba

6.6.2.1 Výpočet těsného pera

Při návrhu jsem zvolil z literatury [8] rozměry těsného pera dle průměru hřídele elektromotoru. Pro hřídel o průměru $d_{hel} = 22 \div 30 \text{ mm}$ jsou rozměry pera následující: Šířka pera $b_p = 8 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm}$.

Průměr hřídele je dán parametry hřídelové spojky viz. kapitola 6.5 **Volba pružné spojky s ochranou proti přetížení.**

Z krouticího momentu motoru vypočítám sílu, která působí v těžišti stykové plochy mezi součástkami spoje.

$$M_{tM} = F_{ps} \cdot \frac{d_{hel}}{2} \Rightarrow F_{ps} = \frac{2 \cdot M_{tM}}{d_{hel}} = \frac{2 \cdot 8,1}{0,022} = 736,36 \text{ N} \quad (52)$$

Pak ze vztahu pro výpočet dovoleného tlaku p_D vypočítám potřebnou délku pera l . Hodnota dovoleného tlaku p_D těsných per je uvedena v literatuře [9].

$$p_D = \frac{F_{ps}}{t_1 \cdot l'} \Rightarrow l' = \frac{F_{ps}}{t_1 \cdot p_D} = \frac{736,36}{2,9 \cdot 100} = 2,5392 \text{ mm} \quad (53)$$

$$l' = l - b_p \Rightarrow l = l' + b_p = 2,5392 + 8 = 10,5392 \text{ mm} \quad (54)$$

Z literatury [8] volím PERO 8e7x7x20 ČSN 02 2562

Výpočet těsného pera jsem provedl dle literatury [9].

6.6.2.2 Rozměry pojistného kroužku

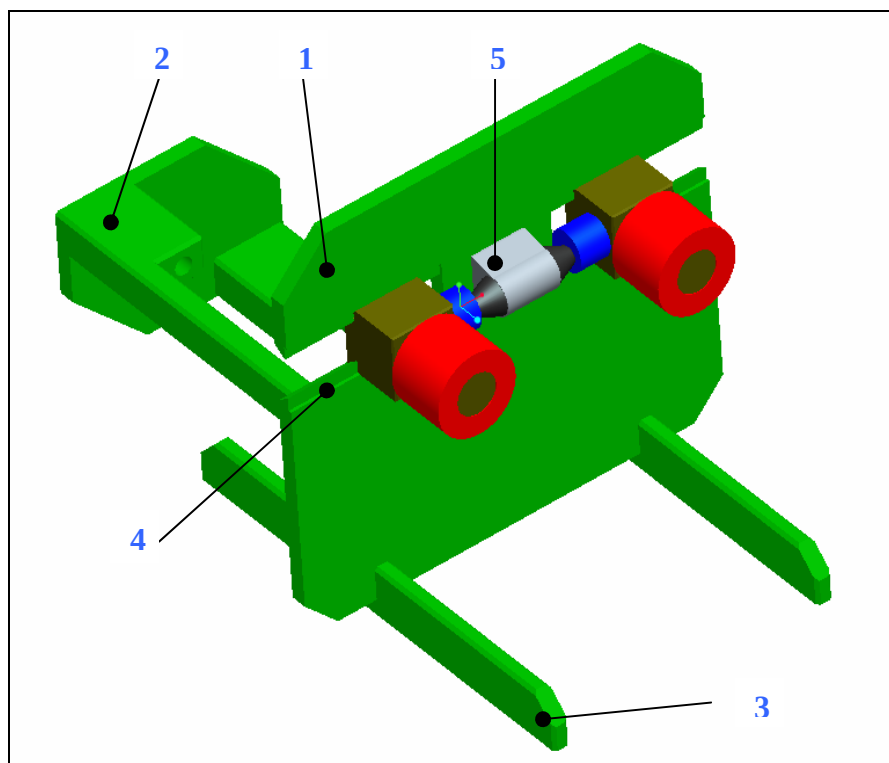
Z literatury [8] volím POJISTNÝ KROUŽEK 22 ČSN 02 2930

6.7 Konstrukční návrh řešení rozpěrného mechanismu válečků

6.7.1 Řešení rozpěrného mechanismu válečků prostřednictvím suvného čepu – Varianta 1

Při prvotních úvahách nad konstrukční provedením rozpěrného mechanismu jsem zamýšlel provést konstrukci rozpěrného mechanismu následujícím způsobem.

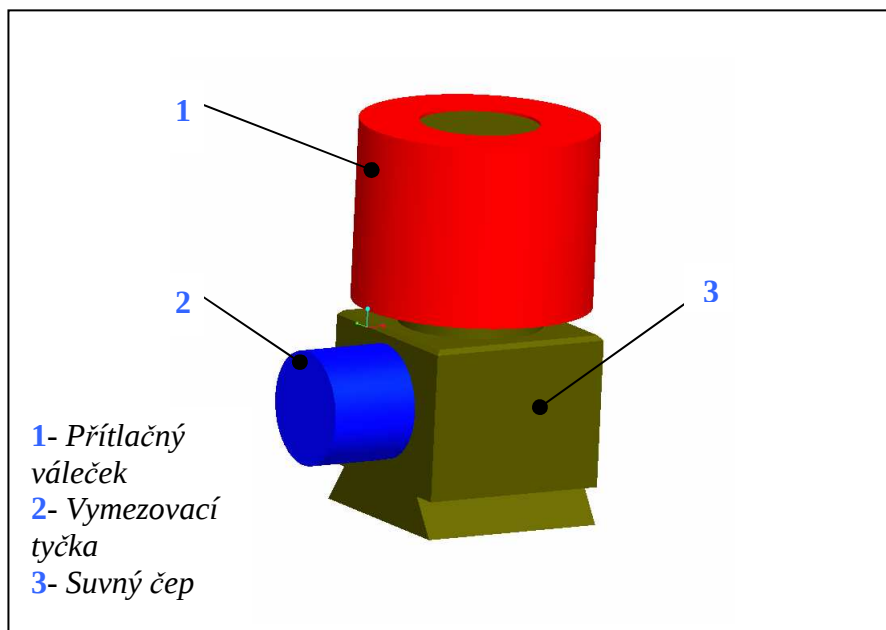
Na hlavní desce je pevně připevněn brzdový váleček (Obr. č. 6-9, pozice **1**), ve kterém je vyvozen tlak pomocí hlavního brzdového válce. Posuv rozpěrného mechanismu je řešen rybinovým vedením (Obr. č. 6-9, pozice **4**). Za tímto účelem jsou na hlavní desce obrobena drážky potřebného tvaru.



Obr. č. 6-9 Rozpěrný mechanismus – Varianta 1

1- Brzdový váleček, **2-** Držák hlavního brzdového válce, **3-** Vodící lyžiny, **4-** Rybinové vedení rozpěrného mechanismu, **5-** Rozpěrný mechanismus

Polotovarem suvného čepu je čtvercová tyč, na jejíž části je vyfrézovaný protikus rybinového vedení. Zbylá část čtvercové tyče je osoustružena na kruhový průřez tak, aby bylo možné na vzniklý čep nalisovat váleček. Z prostorových parametrů je nutné suvný čep doplnit vymezovací tyčkou tak, aby byl suvný čep v kontaktu s brzdovým válečkem (Obr. č. 6-9, pozice **1**). Toto provedení je znázorněno a popsáno na Obr. č. 6-10.



Obr. č. 6-10 Suvný čep

Hlavní výhodou tohoto konstrukčního návrhu je to, že rozpěrný mechanismus nezasahuje do prostoru bubnu a je tak možné dosáhnout šířky přítlačného válečku 40 mm, které odpovídá šířce brzdového obložení.

Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je vznik ohybového momentu, protože síla od válečku nepůsobí ve středu stykové plochy přítlačného válečku s bubnem. Další nevýhoda této varianty spočívá v potřebných vůlích (v rámci tolerančního pole) rybinového vedení. Tyto faktory (ohybový moment, vůle rybinového vedení) mohou způsobit nepřesné dosednutí přítlačného válečku k bubnu. Mohlo by tak docházet k, byť jen k malému, natočení přítlačného válečku způsobující nedosednutí celé stykové plochy přítlačného válečku na plochu bubnu. Tyto faktory lze řešit konstrukčními úpravami, na kterých nebudu již dále pracovat, z důvodu tlakového zatížení brzdového válečku.

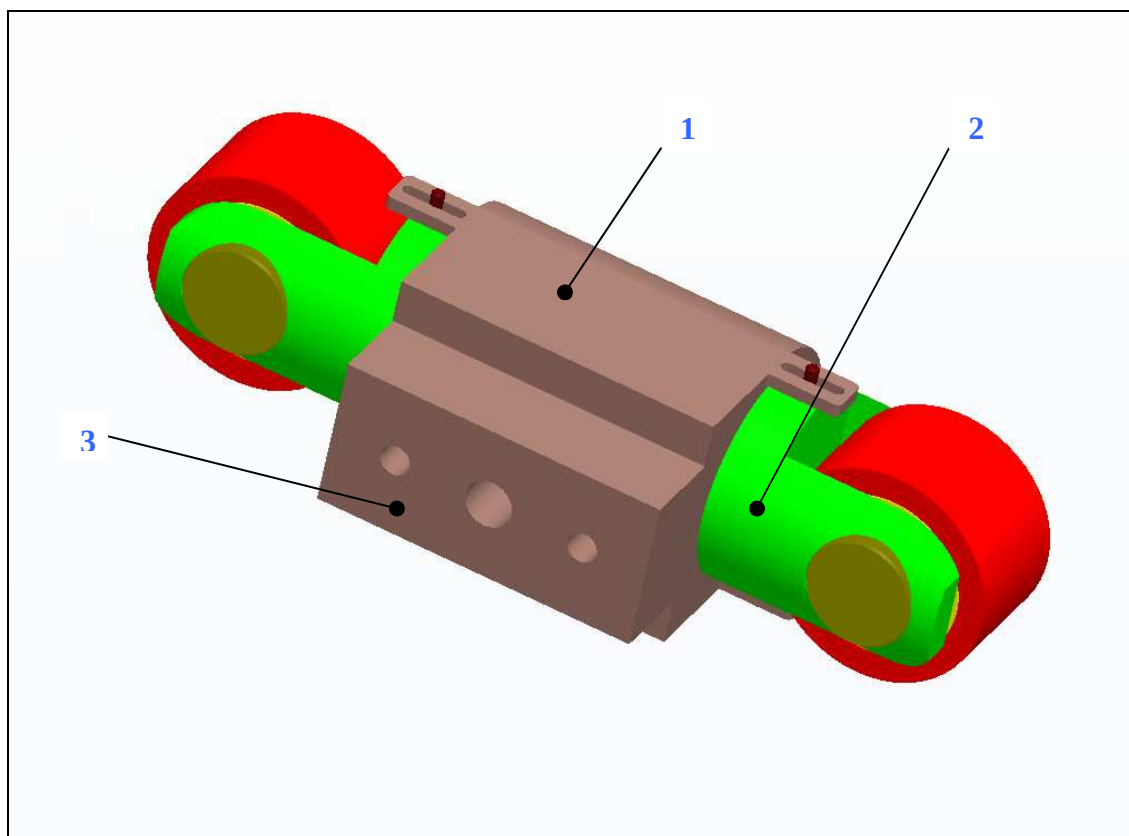
Od tohoto konstrukčního řešení především upouštím z důvodů nutnosti zvýšit přítlačnou sílu válečku viz. kapitola **6.2.2 Výsledky tahové zkoušky brzdového bubnu**. Dle údajů výrobce brzdových válečků firmy FTE, je totiž maximální přípustný tlak ve válečku 25 MPa. Při potřebě vyvození síly 12 500N, ale po přepočtu tlak v brzdovém válečku odpovídá 44 MPa. Je tedy nutné znovu zamyslet se nad touto problematikou a najít takové konstrukční řešení, bez začlenění brzdového válečku a přehodnotit tak současný návrh.

6.7.2 Řešení rozpěrného mechanismu válečků prostřednictvím pístnice s integrovaným válečkem – Varianta 2

Při úvahách nad novým konstrukčním provedením rozpěrného mechanismu jsem si stanovil dva hlavní body, ze kterých je třeba vycházet:

- 1) zvětšit plochu pístu tak, aby nebylo třeba vysokých tlaků k vyvození potřebné přitlačné síly válečků.
- 2) vyhnout se použití rybinového vedení a omezit tak vůle na minimum.

Tento druhý návrh jsem ze zjištěných poznatků z kapitoly **6.7.1 Řešení rozpěrného mechanismu válečků prostřednictvím suvného čepu – Varianta 1** a stanovených kritérií řešil na způsob pístnice s integrovaným přitlačným válečkem (Obr. č. 6-14). Přitlačný váleček je nalisován na čepu mezi rozvidlením pístnice. Varianta 2 rozpěrného mechanismu je znázorněna na Obr. č. 6-11.



Obr. č. 6-11 Rozpěrný mechanismus – Varianta 2

1- Tělo rozpěrného mechanismu, **2-** Pístnice s integrovaným válečkem, **3-** Oblast připojení k hlavní desce

6.7.2.1 Podrobný popis pístnice rozpěrného mechanismu

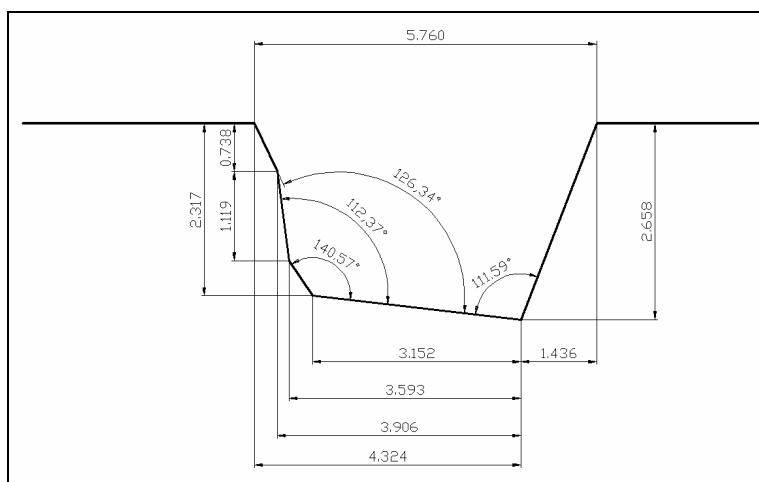
Při návrhu pístnice bylo hlavním požadavkem dosáhnout co největší možné šířky přitlačného válečku. To je však limitováno rozměry brzdového bubnu, potřebné masivnosti rozvidlení pístnice a tloušťkou stěny těla rozpěrného mechanismu, protože téměř celá část rozpěrného mechanismu je vložena uvnitř bubnu. Přes všechna tato omezení se podařilo dosáhnout maximální možné šířky přitlačného válečku 30 mm.

Průměr pístnice jsem nejprve uvažoval zvolit 50 mm. Po zjištění, že u přední 13“ kotoučové brzdy FS II je použit pístek o průměru 48 mm, jsem přehodnotil svůj původní návrh a to z důvodu použití těsnící manžety z třmenu kotoučové brzdy.

Těsnící manžeta, spolu s drážkou pro manžetu v třmenu kotoučové brzdy, je konstrukčně řešena tak, aby plnila 2 základní funkce:

- 1) Zajišťuje těsnost brzdové soustavy a zabráňuje vnikání nečistot do brzdové kapaliny z vnějšího prostředí.
- 2) Zajišťuje, aby se po ukončení brzdění a následném poklesu tlaku v brzdové soustavě posunul pístek zpět do třmenu brzdy, došlo tak k odlehnutí brzdové destičky od kotouče a nedocházelo k neustálému přibrzdování.

Těsnící požadavek na manžetu je samozřejmý. Mě ale zaujala vlastnost manžety posouvat pístek zpět po snížení tlaku, a proto volím průměr pístnice $d_{pis} = 48\text{ mm}$. Zpětný posun je způsoben tvarem drážky v třmenu kotoučové brzdy a speciálním tvarem manžety. Těchto vlastností využiji na zkušebním zařízení tak, aby byl možný posun hlavní desky. Tvar drážky v těle rozpěrného mechanismu je znázorněn na Obr. č. 6-12.

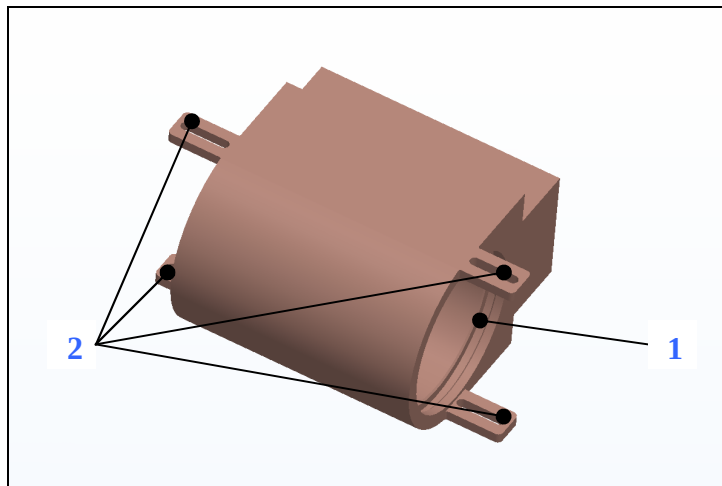


Obr. č. 6-12 Tvar drážky v těle rozpěrného mechanismu

Na hlavní desce (Obr. č. 6-20) je připevněn rozpěrný mechanismus (Obr. č. 6-11) viz.

kapitola **6.9 Konstrukce hlavní desky a stolu zkušebního zařízení**, a je tak nutno umožnit

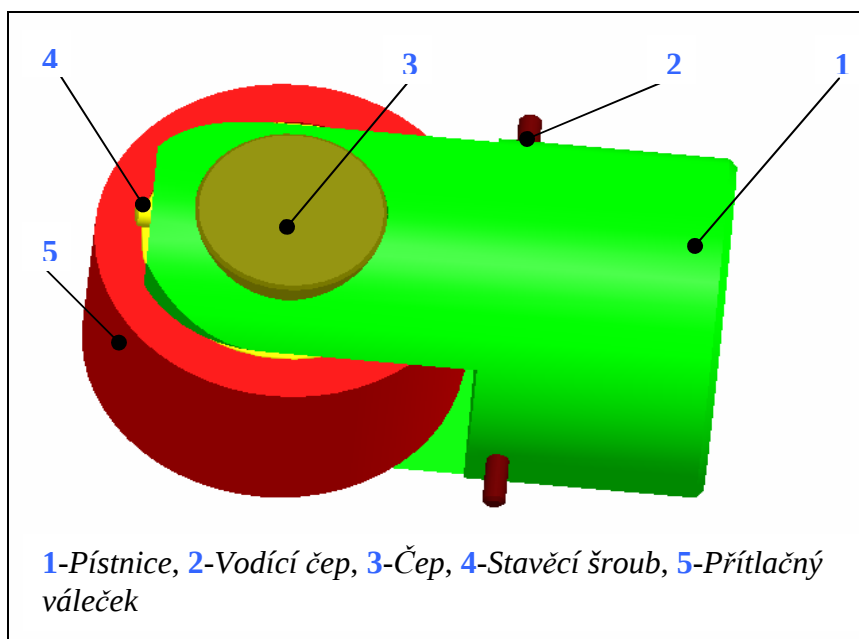
odsun hlavní desky a přístup ke zkoušenému brzdovému bubnu po ukončení zkoušky. Myslím si, že posun hlavní desky by byl při nejmenším obtížný i po poklesu tlaku, při stálém kontaktu přítlačných válečků s brzdovým bubnem. Při návrhu drážky pro manžetu v těle rozpěrného mechanismu tedy vycházím z parametrů drážky v třmenu kotoučové brzdy FS II.



Obr. č. 6-13 Tělo rozpěrného mechanismu

1- Drážka pro manžetu, **2-** Drážky vodících čepů

Dále jsou do pístnice proti sobě našroubovány dva vodící čepy (Obr. č. 6-14, pozice **2**), které jsou vedeny drážkami v těle rozpěrného mechanismu (Obr. č. 6-13, pozice **2**). Vodící čepy zabráňují pootočení pístnic v těle rozpěrného mechanismu vůči zkoušenému bubnu, jejich vypadnutí a následnému úniku brzdové kapaliny. Pístnice s přítlačným válečkem je znázorněna a popsána na Obr. č. 6-14.



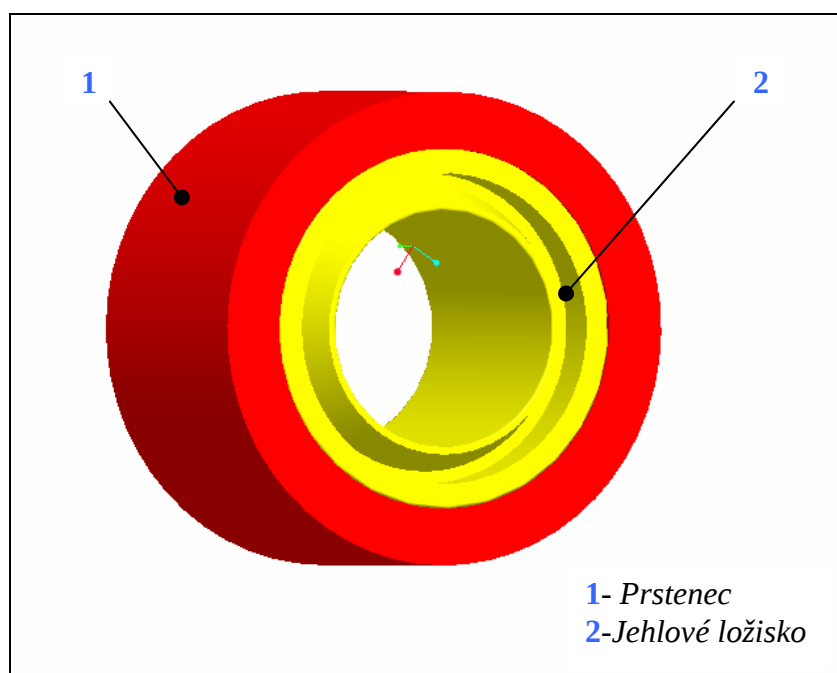
Obr. č. 6-14 Pístnice rozpěrného mechanismu

6.7.2.2 Konstrukční provedení přitlačného válečku

Přítlačný váleček (Obr. č. 6-15) jsem konstrukčně řešil prostřednictvím jehlového ložiska jednořadého s nalisovaným prstencem na vnějším kroužku ložiska. Jehlové ložisko jsem použil především z prostorového hlediska, protože se vyznačuje malou stavební výškou. Tím se vytvořil prostor pro prstenec. Další důvodem pro volbu jehlového ložiska, je jeho vysoká tuhost.

Podle rozměrů rozvidlení jsem z literatury [10] zvolil jehlové ložisko NKI 25/30 dle jeho šířky 30mm. Dynamická únosnost ložiska je 31900 N $\Rightarrow$ ložisko vyhovuje z hlediska únosnosti.

Prstenec chrání ložisko proti otěru ve styku se zkoušeným brzdovým bubnem. Z tohoto důvodu volím materiál prstence ocel 12 020, která je určená k cementování. Cementování se dosáhne vysoké tvrdosti povrchové vrstvy a odolnosti proti otěru. Proto prstenec předepisují cementovat do hloubky $h_{cem} = 0,4 \pm 0,1 mm$.



Obr. č. 6-15 Přítlačný váleček

Dle literatury [9] jsem provedl výpočet lisovaného spoje prstence a jehlového ložiska. Předmětem výpočtu je určit, jaký musí být minimální přesah mezi prstencem a vnějším kroužkem jehlového ložiska, aby byla zajištěna únosnost spoje při zatížení silou F_{pv} a pevnostní kontrola prstence:

1) Tlakové poměry při zatížení přitlačnou silou F_{pv} :

$$p_o = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{pv}}{l_{ls} \cdot d_{lv}} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{12500}{0,03 \cdot 0,038} = 13,961 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$\bar{p} = \frac{F_{pv}}{l_{ls} \cdot d_{lv}} = \frac{12500}{0,03 \cdot 0,038} = 10,9649 \text{ MPa} \quad (56)$$

Dosažením za (55) a (56) dostáváme maximální a minimální tlak spoje:

$$p_{\max} = \bar{p} + \frac{p_o}{2} = 17,945 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$p_{\min} = \bar{p} - \frac{p_o}{2} = 3,984 \text{ MPa} \quad (58)$$

2) Řešení stavu napjatosti:

a) Prstenec:

$$\sigma_{OP} = p_{\max} \cdot \frac{r_{lv}^2}{R_{pv}^2 - r_{lv}^2} = 24,538 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$C_P = \frac{1 + \left(\frac{d_{lv}}{D_{pv}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{lv}}{D_{pv}} \right)^2} = \frac{1 + \left(\frac{0,038}{0,05} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,038}{0,05} \right)^2} = 3,7348 \quad (60)$$

b) Vnější kroužek ložiska.

$$\sigma_{OL} = -p_{\max} = -17,945 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$C_L = 1 \text{ viz. literatura [9]} \quad (62)$$

3) Výpočet potřebného přesahu ke vzniku pracovního tlaku $\bar{p}$ spoje :

$$\Delta d = \frac{\bar{p} \cdot d_{lv}}{E} \cdot (C_P + C_L) = \frac{10,9649 \cdot 38}{1,8 \cdot 10^5} \cdot (3,7348 + 1) = 0,009601 \text{ mm} \Rightarrow 9,601 \mu\text{m} \quad (63)$$

4) Pevnostní kontrola stavu napjatosti prstence Guestovou hypotézou:

Podle vypočteného potřebného přesahu volím z literatury [8] a [13] uložení prstence s nábojem v tolerančním poli K7/n5. Potom tlak ve spoji při maximálním přesahu je:

$$\Delta d_{mpu} = \frac{\bar{p}_{mpu} \cdot d_{lv}}{E} \cdot (C_P + C_L) \Rightarrow \bar{p}_{mpu} = \frac{\Delta d_{mpu} \cdot E}{d_{lv} \cdot (C_P + C_L)} = \frac{0,042 \cdot 1,8 \cdot 10^5}{38 \cdot (3,7348 + 1)} = 42,018 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = (C_P + 1) \cdot \bar{p}_{mpu} = (3,7348 + 1) \cdot 42,018 = 198,9 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka náboje: $\sigma_{red} \leq \sigma_{Dt}$

Dovolené napětí v tahu oceli 12 020 $\sigma_{Dt} = 220 \text{ MPa} \Rightarrow$ vlastnosti materiálu vyhovují namáhání prstence i zvolenému tepelnému zpracování.

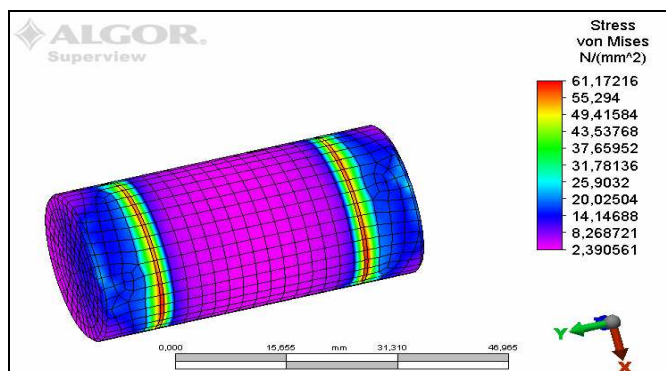
6.7.2.3 Konstrukční provedení čepu

Přítlačný váleček (Obr. č. 6-15) je nalisován na čepu (Obr. č. 6-14 , pozice 3) mezi rozvidlením pístnice. Průměr čepu vychází z průměru vnitřního kroužku jehlového ložiska. Čep je proti případnému posunu nebo pootočení zajištěn stavěcím šroubem s drážkou a s plochým koncem M4x10 Obr. č. 6-14 , pozice 4). Dle literatury [11] a [10] volím materiál čepu a pístnice automatovou ocel třídy 11 140. Tento materiál má hodnotu dovoleného tlaku $p_D = 90 \text{ MPa}$.

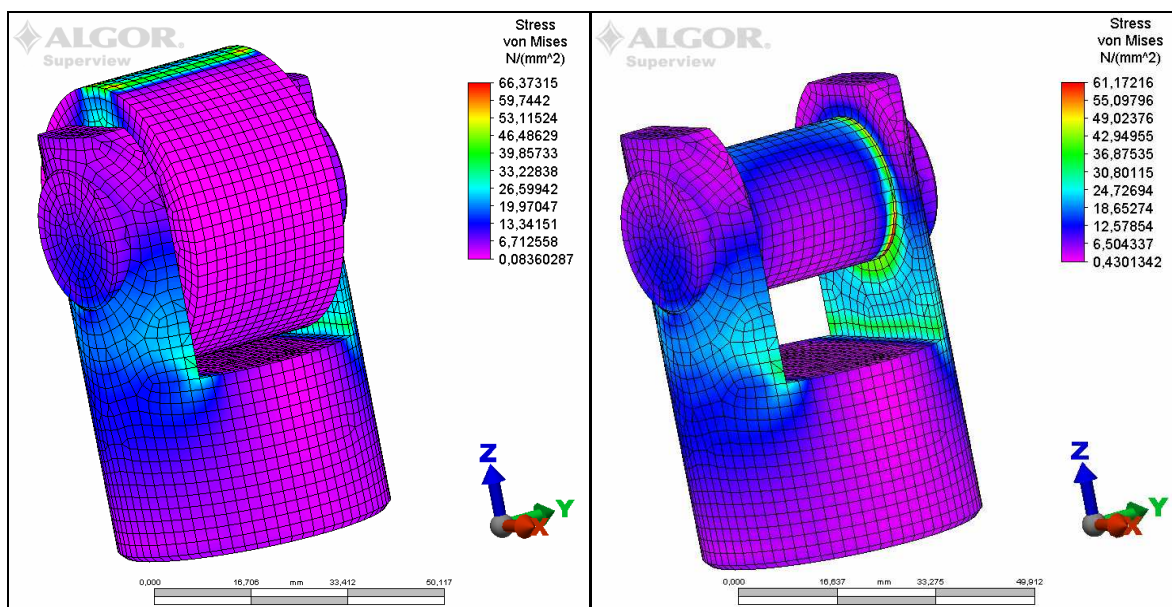
6.7.2.4 Výpočet napětí pístnice, čepu a přítlačného válečku pomocí MKP

Pro výpočet napětí pístnice, čepu a přítlačného válečku jsem použil zjednodušený model těchto součástí z důvodu urychlení výpočtu. Zjednodušení spočívá v odstranění vodících čepů a stavěcího šroubu, které neovlivňují napětí v pístnici. Ložisko přítlačného válečku jsem nahradil tělesem stejných rozměrů. Sít' výpočtového modelu je vytvořena pomocí automatického generátoru sítě viz. kapitola 6.2.1 **Výpočet napětí brzdového bubnu**. Výpočet se provádí na soustavě těles. Z tohoto důvodu je nutné mezi součástmi nastavit vazby, které představují náhradu vazeb skutečných. Ve výpočtovém modelu je použita vazba Bonded. Při použití vazby Bonded dojde k propojení uzlových bodů kontaktních ploch. Zatížení činné plochy pístnice je dáno tlakem v systému zkušebního zařízení. V místě styku válečku s brzdovým bubnem uvažuji nulové posunutí, čili vazbu Fixed. Takto nadefinované okrajové podmínky sice zcela neodpovídají realitě. Jedná se ale o horší způsob zatížení, resp. zatížení je nepatrně větší než ve skutečnosti, z důvodu nulových deformací. Proto takto nadefinované okrajové podmínky jsou pro výpočet z hlediska jisté rezervy výhodnější. Výsledky provedeného výpočtu jsou znázorněny na Obr.č. 6-16, Obr.č. 6-17 a Obr.č. 6-18.

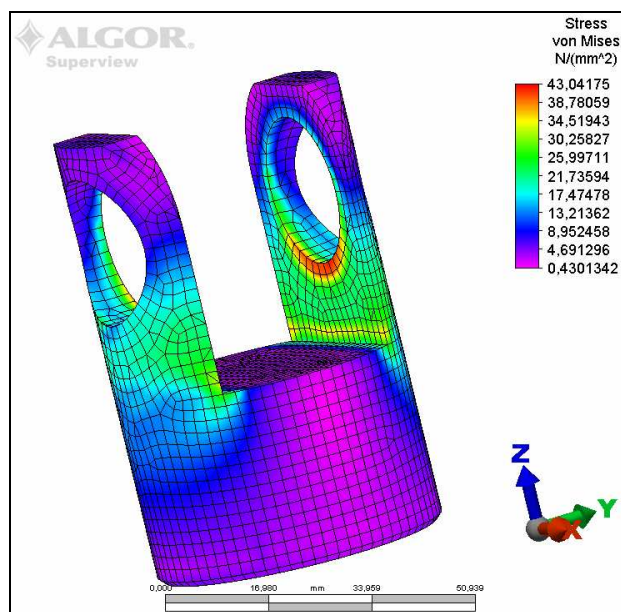
Z výpočtu vyplývá, že dovolené napětí zvoleného materiálu pístnice a čepu vyhovuje zatížení.



Obr.č. 6-16 Výpočet napětí čepu



Obr.č. 6-17 Výpočet napětí v pístnici



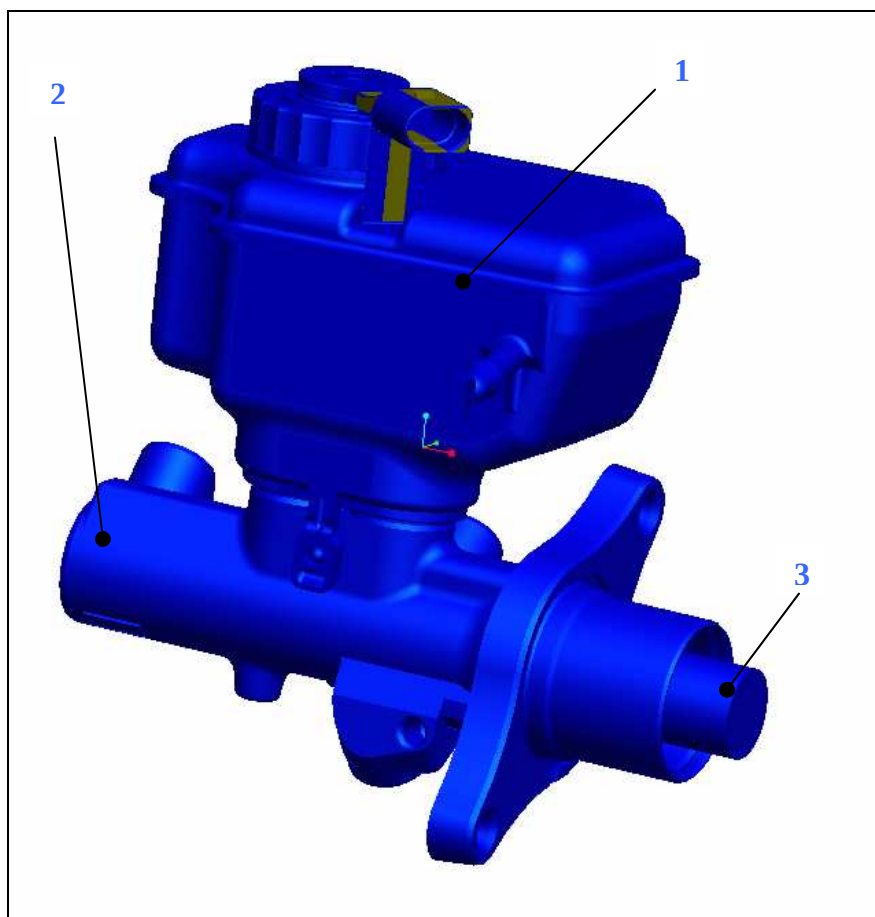
Obr.č. 6-18 Výpočet napětí v pístnici

6.8 Způsob vytvoření tlaku v soustavě

Pro natlakování systému zkušebního zařízení jsem použil hlavní brzdový válec (Obr. č. 6-19) s vnitřním průměrem pístu 23 mm spolu s nádržkou na brzdovou kapalinu. Tento brzdový válec se běžně používá na vozidlech Škoda. Pro vyvození tlaku v hlavním brzdovém válci je nutné stačit tlačnou tyč (Obr. č. 6-19, pozice 3) hlavního brzdového válce. K posunu tlačné tyče hlavního brzdového válce jsem zvolil dle literatury [8] křídlatý šroub.

V držáku hlavního brzdového válce je závit pro vedení křídlatého šroubu, kde je uložen i hlavní brzdový válec. Otočením křídlatého šroubu dojde k stažení tlačné tyče a vyvození tlaku v systému zkušebního zařízení.

Hlavní brzdový válec je konstruován pro dvoukruhový brzdový systém, má tedy dva výstupní otvory, proto je nutné jeden výstupní otvor zaslepit. Dle literatury [8] vybírám zátku M12x1. Na výstup z hlavního brzdového válce je třeba umístit manometr pro vizuální indikaci tlaku v systému.



Obr. č. 6-19 Hlavní brzdový válec s nádržkou na kapalinu

1- Nádržka na brzdovou kapalinu, **2-** Hlavní brzdový válec, **3-** Tlačná tyč brzdového válce

Návrh závitu křídlatého šroubu a následná kontrola:

1) Výpočet síly na hlavním brzdovém válci:

$$\frac{F_{pv}}{S_{pis}} = \frac{F_{ttbv}}{S_{ttbv}} \quad (64)$$

Úpravou vztahu (64) získáváme:

$$F_{bv} = F_{pv} \cdot \frac{S_{ttbv}}{S_{pis}} = 12500 \cdot \frac{\frac{\pi \cdot 0,023^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 0,048^2}{4}} = 2870 \text{ N} \quad (65)$$

2) Výpočet tlaku v závitech:

Z literatury [8] volím závit M16 s roztečí $P=1,5 \text{ mm}$

Pracovní výška závitu $H_1 = 0,541 \cdot P = 0,541 \cdot 1,5 = 0,8115 \text{ mm}$

$$p = \frac{F_{ttbv}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D \Rightarrow p_D \geq \frac{2870}{8 \cdot \pi \cdot 15,026 \cdot 0,8115} = 9,365 \text{ MPa} \quad (66)$$

Dovolený tlak p_D závitu při občasném provozu je až 17 MPa $\Rightarrow$ závit vyhovuje

3) Kontrola zvoleného závitu:

$$d_2 \geq \frac{F_{ttbv}}{z \cdot \pi \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{2870}{8 \cdot \pi \cdot 0,8115 \cdot 17} = 8,27 \text{ mm} \Rightarrow \text{závit M16 vyhovuje} \quad (67)$$

4) Ověření samosvornosti závitu:

Závitová dvojice je samosvorná pokud platí: $\gamma_s \leq \varphi_s$

$$P = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma_s \Rightarrow \gamma_s = \operatorname{arctg} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{1,5}{\pi \cdot 150,26} = 1^\circ 82' \quad (66)$$

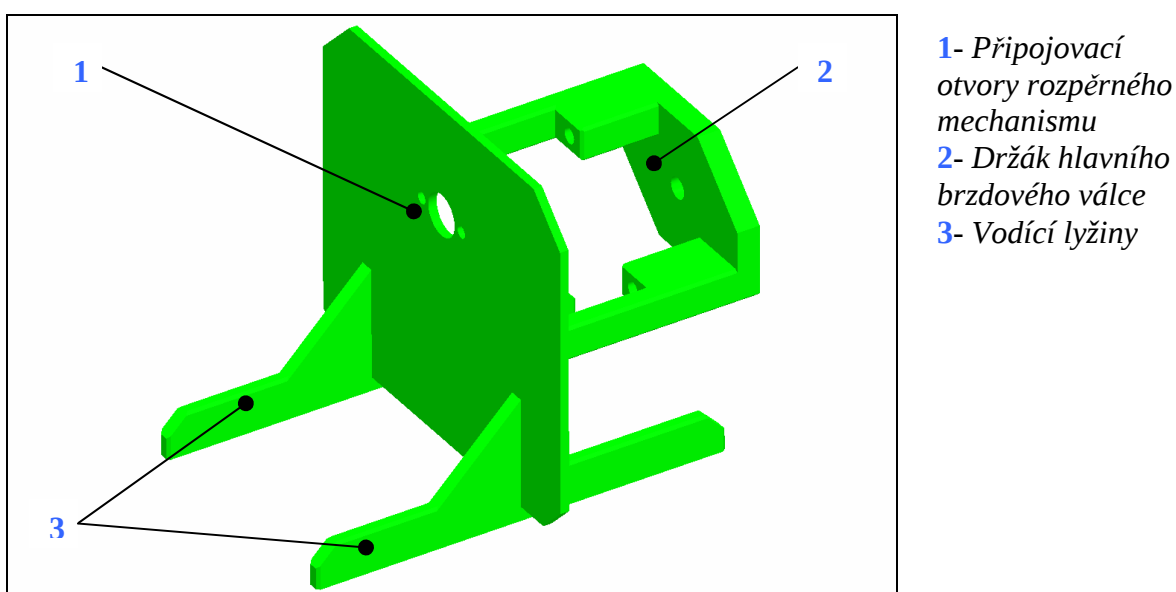
$$\operatorname{tg} \varphi_s = f \Rightarrow \varphi_s = \operatorname{arctg} \cdot f = \operatorname{arctg} \cdot 0,15 = 8^\circ 53' \Rightarrow \text{závit je samosvorný}$$

Z literatury [8] je součinitel smykového tření pro materiál třecích ploch $f = 0,15$.

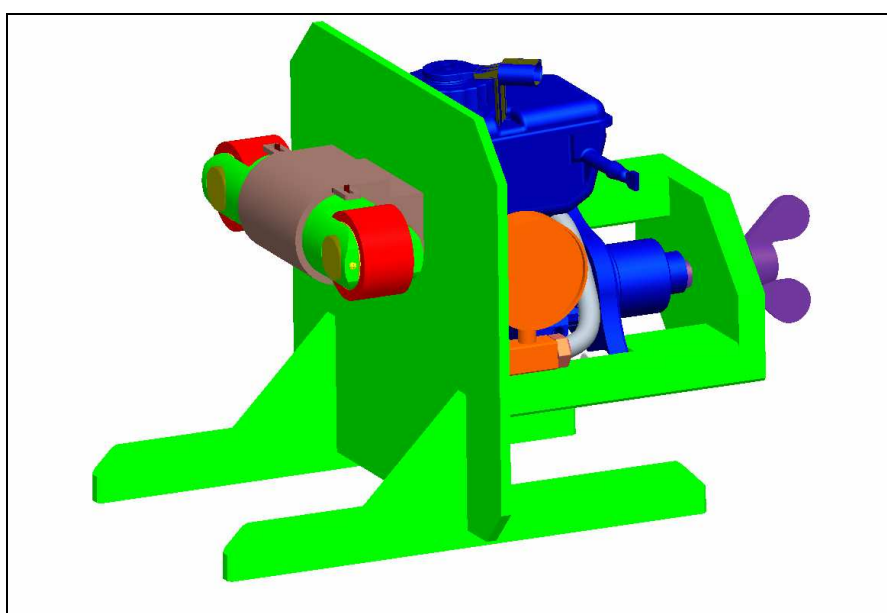
Pro stlačení tlačné tyče hlavního brzdového válce volím dle literatury [8] křídlatý ŠROUB M16 x 25 ČSN 02 1365

6.9 Konstrukce hlavní desky zkušebního zařízení

Hlavní deska (Obr. č. 6-20 a Obr. č. 6-21) slouží jako nosič rozpěrného mechanismu a hlavního brzdového válce s nádobkou na kapalinu a manometrem. Zároveň musí hlavní deska umožňovat podélný posun pro zasunutí rozpěrného mechanismu do prostoru brzdového bubnu současně, při zajištění správné polohy rozpěrného mechanismu, vůči zkoušenému brzdovému bubnu. Za tímto účelem jsou na hlavní desce dvě lyžiny obdélníkového průřezu, které jsou vedeny v drážkách na základní desce zkušebního zařízení. Pro lyžiny jsem volil jako polotovary tyč plochou válcovanou za tepla o průřezu 30 x 10 mm z oceli 11 373. Po nastavení hlavní desky slouží k zajištění její polohy upínky tvaru U. Dle literatury [8] vybírám: Upínka 18 x 125 ČSN 24 3650.

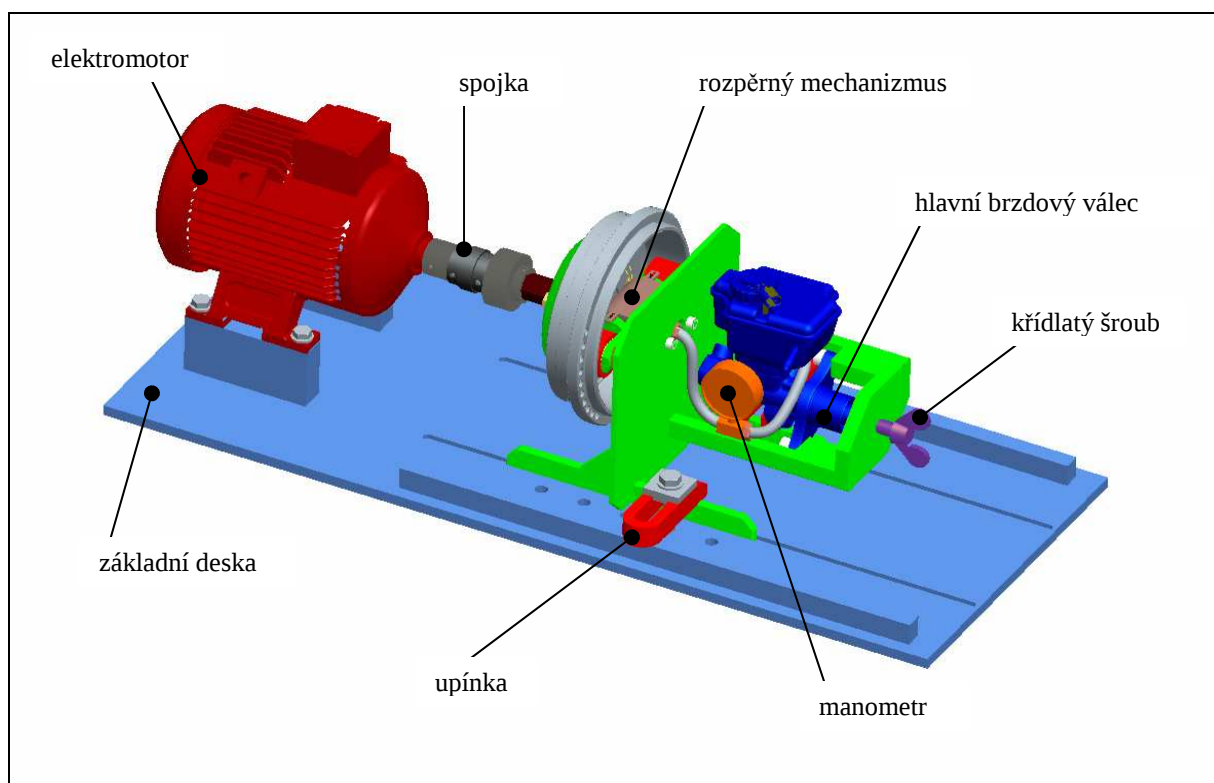


Obr. č. 6-20 Hlavní deska

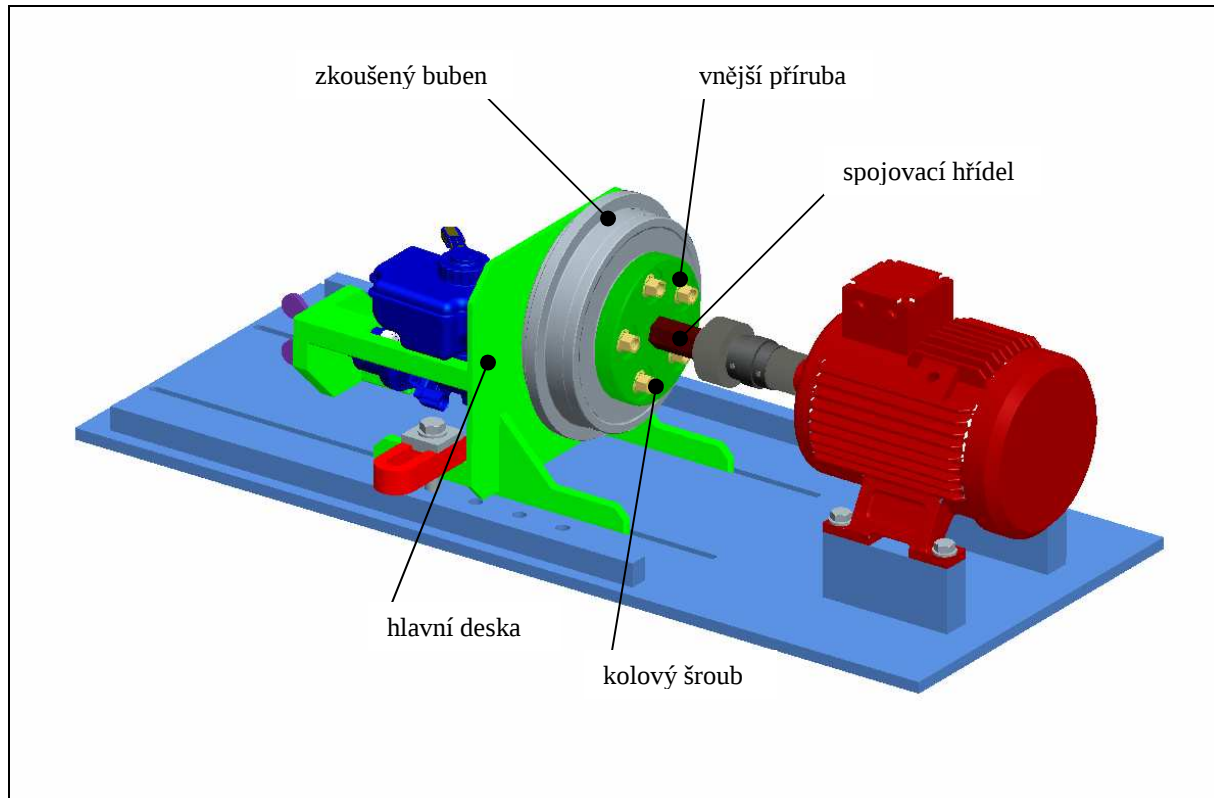


Obr. č. 6-21 Hlavní deska s komponenty

6.10 Model zkušebního stavu



Obr. č. 6-22 Zkušební stav na bubnové brzdy



Obr. č. 6-23 Zkušební stav na bubnové brzdy

7. Metodika zkoušení

7.1 Rozsah platnosti

Pro brzdové bubny osobních automobilů o průměru 200 mm.

7.2 Cíl

Tato zkouška je nutná k vývojovému uvolnění pro bubnové brzdy, pokud jde o vznik vlasových trhlin a trvalých deformací brzdového bubnu a k provádění průběžných kontrol dodávaných komponent.

7.3 Zkouška

7.3.1 Příprava

7.3.1.1 Zkušební stav

Před začátkem zkoušky se provede pohledová kontrola pohonu, spojky, přírub, rozpěrného mechanismu a hlavního brzdového válce zkušebního zařízení, zda tyto díly nevykazují poškození nebo netěsnost. Je také třeba zkontrolovat hladinu brzdové kapaliny v nádrži hlavního brzdového válce, případně brzdovou kapalinu doplnit k rysce MAX. Dle potřeby promazat vodící lyžiny hlavní desky.

7.3.1.2 Zkoušený vzorek

U prototypu brzdového bubnu je nutné provést kontrolu zda jeho parametry odpovídají sériovým měřítkům a nárokům na kvalitu.

Pokud se nejedná o zkoušku prototypu brzdového bubnu je ověřovaný brzdový buben vybrán z různých výrobních šarží a licích sérii bez předchozího upozornění prováděné kontroly výrobce či dodavatele.

7.3.1.3 Uspořádání

Brzdový buben je přišroubován mezi vnější a vnitřní přírubu obdobně, jako při montáži na vozidle pěti kolovými šrouby, shodným utahovacím momentem 120 Nm. Hlavní deska musí být posunuta a zajištěna v takové poloze, aby přítlačné válečky rozpěrného mechanismu byly vsunuty do brzdového bubnu celou svojí šířkou. Zároveň nesmí docházet ke kontaktu vodící trubky s vnitřní přírubou.

7.3.1.4 Zkušební parametry

Zkušební rychlost je dána otáčkami elektromotoru odpovídající 54 km/h. Zkušební přítlačný tlak nastavte na 6,9 MPa.

7.3.2 Zkušební průběh

Po přípravě zkušebního zařízení a zkoušeného vzorku nastavte hlavní desku do pracovní polohy viz. kapitola **7.3.1.3 Uspořádání**. Hlavní desku v pracovní poloze zajistěte dvěma upínkami tvaru U. Spusťte elektromotor a vyčkejte až dosáhne jmenovitých otáček. Pak nastavte křídlatým šroubem pracovní tlak na 6,9 MPa (69 bar). Ihned po nastavení pracovního tlaku spusťte měření cyklů.

Délku trvání zkoušky je možné přesně stanovit až po provedení několika zkoušek a jejich vyhodnocení. Z počátku navrhuji provést zkoušku na 3 zkušebních vzorcích po 1 hodině, což odpovídá 10^5 cyklů, poté na 3 zkušebních vzorcích po 5 hodinách a na 3 zkušebních vzorcích po 9 hodinách a 30 minutách, což odpovídá 10^6 cyklů. Po vyhodnocení provedených zkoušek je možné dobu trvání zkoušky upravit a nastavit na čítači, který po dosažení nastaveného počtu cyklů automaticky vypne zkušební zařízení.

7.4 Hodnocení

Ke každému vzorku musí být přiloženy následující záznamy a hodnoty z měření:

- Materiál vzorku
- Číslo dílu
- Licí šarže a číslo série
- Čas a datum provedení zkoušky
- Zkušební přítlačný tlak
- Zkoušku provedl

Hodnocení trhlin, trvalých deformací a kruhovitosti bubnu je provedeno v měrové laboratoři Škoda-auto a.s., která ke každému vzorku přikládá vlastní protokol.

8. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout takové zkušební zařízení, na kterém bude možné provádět zkoušky mechanického namáhání brzdových bubnů. Toto zařízení bude sloužit pro porovnání pevností zkoušených dílů, např. z důvodu přechodu na nového dodavatele nebo drobných změn, jakými jsou například optimalizace výrobních postupů nebo optimalizace hmotnosti.

Kapitola č. 2 pojednává o silových poměrech působících na vozidlo při brzdění. Z těchto poznatků vyplývá, jakému namáhání, jsou brzdy všeobecně vystaveny, při brzdění vozidla. Z poznatků z této kapitoly čerpá kapitola 3.

Obsah kapitoly č.3 v úvodu seznamuje, jaké požadavky jsou kladeny na bubnové brzdy a vysvětluje princip činnosti bubnových brzd. Také popisuje současné druhy vedení brzdových čelistí a provedení bubnových brzd. Tato kapitola se především podrobně zabývá účinky bubnových brzd, t.j. silami působících na čelistích a jejich vedení, silami působících na brzdový buben, brzdících momentech brzdy, tlakových poměrech na obložení a ohřívání brzd. V neposlední řadě pojednává o vlivu velikosti opásání obložení a významnosti tuhosti brzdového bubnu a brzdových čelistí. Tímto svým obsahem naplňuje 1 a 2 cíl diplomové práce.

Kapitola č. 4 analyzuje současný stav mechanických zkušeben. Tím získáváme představu o nutnosti konstrukce tohoto zkušebního zařízení.

V kapitole č. 5 jsem vytvořil návrhy zkušebního zařízení a následně vybral variantu 2 konstrukčního řešení.

V kapitole č. 6 se zabývám podrobným konstrukčním návrhem zkušebního zařízení. Nejprve bylo nutné stanovit velikost přítláčné síly válečků. Za tímto účelem jsem provedl výpočet napětí brzdového bubnu namáhaný přítláčenými válečky pomocí MKP a nechal jsem provést tahovou zkoušku brzdového bubnu. Na základě těchto výsledků jsem zvolil velikost přítláčné síly.

Poté jsem se zabýval výpočtem výkonových parametrů pohonu zkušebního zařízení a následným výběrem vhodného pohonu z katalogu výrobce. Při konstrukci je myšleno i na bezpečnost. Za tímto účelem je zde začleněna hřídelová spojka s ochranou proti přetížení.

Nejobtížnější při návrhu tohoto zkušebního zařízení, byla konstrukce rozpěrného mechanismu přítláčných válečků. Na rozpěrný mechanismus a přítláčné válečky jsou kladeny velké nároky na přesnost, při současném prostorovém omezení, dané rozměry brzdového bubnu. Za tímto účelem jsem vytvořil dva konstrukční návrhy, ale po zjištění řady omezení

varianty 1 konstrukčního řešení, jsem vybral variantu 2 řešení rozpěrného mechanismu. Konstrukce druhé varianty rozpěrného mechanismu obnášela pečlivý výběr komponentů, jejich uspořádání a volbu materiálu. Konečnou podobu rozpěrného mechanismu jsem ověřil výpočtem pomocí MKP.

Dále jsem se zabýval natlakováním systému zkušebního zařízení, konstrukcí hlavní a základní desky zkušebního zařízení. Za účelem vyvození tlaku v systému zkušebního zařízení jsem použil hlavní brzdový válec z vozů Škoda. Tak se snížily náklady na pořízení stroje. Svým obsahem kapitola č. 6 naplňuje třetí cíl diplomové práce.

V kapitole č. 7 jsem navrhl postup provedení zkoušky bubnových brzd. Tím jsem splnil i čtvrtý cíl této diplomové práce.

Dílkami konstrukčními návrhy jsem docílil kompaktního zkušebního zařízení, které není náročné na pořízení ani nároky na zástavbu ve zkušebně. Vyznačuje se jednoduchostí, nenáročnou obsluhou a provozem.

Mimo rozsah této diplomové práce jsem zpracoval nároky na brzdy z hlediska předpisu (viz. Příloha č.1) EHK č. 13 a chystané změny pro motorová kategorie M1, na které se bude od března 2009 vsahovat předpis EHK č. 13 – H.

Použitá literatura:

- [1] Petránek J.: **Ústrojí automobilů**, Skriptum, 1. vydání, Praha, 1956
- [2] Petránek J.: **Stavba automobilových vozidel**, Skriptum, 1. vydání, Praha, 1959
- [3] Němeček P.: **Kolové dopravní a manipulační stroje 1**, Přednášky, Liberec, 2006
- [4] Kolektiv autorů: **Konvenční a elektronické brzdové soustavy**, Odborná literatura Bosch, Praha, 2005
- [5] Kolektiv autorů: **Continental Technischer Ratgeber Pkw-Reifen**, Katalog, Berlín, 1999
- [6] Kolektiv autorů: **Niederspannungs motoren Siemens AG**, Katalog, Erlangen, 2007
- [7] Kolektiv autorů: **KTR Rulflex® Syntex® KTR-SI Torque Limiters**, Katalog, Hannover, 2007
- [8] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: **Strojnické tabulky třetí doplněné vydání**, Scientia, Praha 6, 1999
- [9] Švec V.: **Části a mechanismy strojů**, Skriptum ČVUT, Praha, 1997
- [10] Drastík F. a kolektiv: **Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu druhé doplněné vydání**, Montanex, Ostrava, 2002
- [11] Kříž R.: **Stavba a provoz strojů 1, Části strojů – pro 2. roč. SPŠ**, Scientia, 1995
- [12] Kolektiv autorů: **Nová Škoda Fabia**, Katalog, Praha, 2007
- [13] Nádvořík K.: **Výběr z norem pro konstrukční cvičení, Sešit č. 5. Ložiska a těsnění, Část 1**, Skriptum ČVUT, Praha, 1997

Příloha 1.: Požadavky na brzdy z hlediska předpisů

Pro plynulou dopravu musí mít vozidla schopné rychlé akcelerace a rychlého zpomalení. Zvláště důležité je brzdící ústrojí, které slouží pro bezpečné ovládání vozidla. Proto jsou požadavky na brzdové zařízení stanoveny zákonem a vyhláškami.

Homologace vozidel dané předpisem EHK

Při homologaci vozidel se řídíme Předpisy EHK popsané a zpracované dle, konkrétně Předpisem EHK č. 13, což jsou jednotná ustanovení pro homologaci vozidel kategorie M, N a O z hlediska brzdění. V našem případě je pro nás důležitá kategorie vozidel M, která pojednává o motorových vozidlech s nejvýše čtyřmi koly užívaná pro dopravu osob. V současné době také s Předpisem EHK č. 13 platí Předpis EHK č. 13 – H. Předpis EHK č. 13 – H se zaměřuje na kategorii vozidel M1. Tento předpis nabude platnost v březnu 2009. Kategorie vozidel M se dále dělí na:

1. Kategorie M₁: Vozidla užívaná pro dopravu osob s nejvýše osmi sedadly mimo sedadlo řidiče.
2. Kategorie M₂: Vozidla užívaná pro dopravu osob, s více než osmi sedadly mimo sedadla řidiče a s maximální hmotností nepřesahující 5 tun.
3. Kategorie M₃: Vozidla užívaná pro přepravu osob, s více než osmi sedadly mimo sedadlo řidiče a s maximální hmotností přesahující 5 tun.

Z výše uvedeného rozdělení vyplývá, že vozidla kategorií M₂ a M₃ jsou autobusy. Tato práce se bude zabývat pouze kategorií vozidel M₁, do které jsou zahrnuta osobní vozidla.

Předpis EHK č. 13

Předpis EHK č. 13 příloha předpisu 4 se týká zkoušek a účinků brzdění, kde nás nejvíce zajímají odstavce 1 a 2, které pojednávají o různých typech zkoušek brzdění prováděných na zkušebních vozidlech.

Zkouška typu O (základní zkouška účinku brzd za studena)

Ze všeobecných ustanovení pro tuto zkoušku systémů provozního brzdění hrubě vybírám:

Vozidlo musí být naloženo, přičemž rozložení jeho hmotnosti musí odpovídat údajům výrobce. Každou zkoušku je nutno opakovat s nenaloženým vozidlem.

V motorových vozidlech může být, mimo řidiče, další osoba na předním sedadle, jež je pověřena zaznamenáváním výsledků zkoušky.

Mezní hodnoty předepsané pro minimální účinek, jak při zkouškách vozidla s nákladem tak bez nákladu, jsou uvedeny dále pro každou kategorii vozidel, vozidlo musí splňovat brzdnu dráhu a střední plné zpomalení, které jsou předepsány pro příslušnou kategorii vozidla, avšak není nutné skutečně měřit oba parametry.

Zkušební dráha musí být vodorovná.

Brzdy musí být studené – brzda je považována za studenou, jestliže teplota, měřená na kotouči nebo vnější bubnu je nižší než 100 °C .

Zkouška typu O s odpojeným motorem

Zkušební rychlost vozidla $v = 80 \text{ km/h}$

$$\text{Potom brzdna dráha vozidla je: } s \leq 0,1 \cdot v + \frac{v^2}{150} \quad (1)$$

(zlomek ve výrazu odpovídá střednímu plnému brzdnému zpomalení $5,8 \text{ m/s}^2$)

Jmenovitá brzdna dráha s_j je rovna 50,6 m a síla působící na brzdový pedál musí být menší nebo rovna 500 N.

Zkouška typu O se zapojeným motorem

$$\text{Zkušební rychlost vozidla } v = 0,8 \cdot v_{\max}, \text{ a zároveň musí platit } v \leq 160 \text{ km/h} \quad (2)$$

$$\text{Potom brzdna dráha vozidla je: } s \leq 0,1 \cdot v + \frac{v^2}{130} \quad (3)$$

(zlomek ve výrazu odpovídá střednímu plnému brzdnému zpomalení $5,0 \text{ m/s}^2$)

Jmenovitá brzdna dráha s_j je rovna 212,9 m a síla působící na brzdový pedál musí být menší nebo rovna 500 N.

Zbývající účinek soustavy pro provozní brzdění v případě poruchy v části převodu této brzdové soustavy musí být takový, aby brzdne dráhy nebyly delší a střední plné brzdne zpomalení nebylo menší než jsou následující hodnoty, při působení na ovládací orgán silou nepřesahující než 700 N a při zkoušce O s odpojeným motorem, z následující počáteční rychlosti popsané v tabulce č.1 .

Tab. č. 1 Podmínky pro zkoušku typu O

Kategorie vozidla	Počáteční rychlost (km/h)	Brzdná dráha naloženého vozidla (m)	Střední plné zpomalení d_m (m/s ²)	Brzdná dráha nenaloženého vozidla (m)	Střední plné zpomalení d_m (m/s ²)
M ₁	80	$0,1 \cdot v + \frac{100}{30} \cdot \frac{v^2}{150}$	1,7	$0,1 \cdot v + \frac{100}{25} \cdot \frac{v^2}{150}$	1,5

Zkouška typu I (zkouška ztráty brzdného účinku)

Systémy provozního brzdění všech motorových vozidel se musí zkoušet vykonáním řady následných brzdění a uvolnění brzd, s naloženým vozidlem podle podmínek uvedených v následující tabulce č.2

Tab. č. 2 Podmínky pro zkoušku typu I

Kategorie vozidel	Podmínky zkoušky			
	v_1 (km/h)	v_2 (km/h)	Δt (s)	n
M ₁	$80\% v_{\max} \leq 120$	$\frac{1}{2} v_1$	45	15

Pro tyto zkoušky musí být síla působící na orgán seřizena tak, aby se při prvním brzdění dosáhlo středního zpomalení 3 m/s⁻², tato síla musí zůstat konstantní po všechna následující brzdění.

Během brzdění musí motor zůstat zapojen se zařazeným nejvyšším rychlostním stupněm.

Při rozjíždění po zabrzdění se musí převodovka použít tak, aby se dosáhlo rychlosti v_1 v nejkratší možné době.

U vozidel s hydraulicky ovládanými bubnovými brzdami se seřídí podle specifikace výrobce.

Na konci zkoušky typu I se změří účinek systému provozního brzdění se zahřátými brzdami za stejných podmínek, jako při zkoušce typu 0 s odpojeným motorem (a zejména při konstantní síle na ovládací orgán, jež není větší než střední hodnota síly, která se skutečně použila, ovšem teploty mohou být odlišné).

Zkouška typu II (zkouška chování vozidla na dlouhých klesáních)

Naložená motorová vozidla se musí zkoušet tak, aby se pohlcovala tatáž energie, jaká vzniká za stejnou dobu u naloženého vozidla jedoucího střední rychlostí 30 km/h na klesání 6% na dráze 6 km dlouhé, přičemž je zařazen vhodný převodový stupeň. Zařazený převodový stupeň se musí volit tak, aby otáčky motoru nepřekročily nejvyšší hodnotu předepsanou výrobcem. Jestliže se jen určuje brzdňý účinek samotného měřením zpomalení, stačí, aby naměřené střední zpomalení činilo nejméně $0,5 \text{ m/s}^2$. Na konci této zkoušky se musí změřit účinek systému provozního brzdění se zahřátými brzdami za stejných podmínek, jako při zkoušce typu 0 s odpojeným motorem (kapitola 2.2.1.1.) (teploty mohou být odlišné). Tento účinek se zahřátými brzdami musí být takový, aby brzdná dráha a střední plné zpomalení nebylo menší než hodnoty uvedené v kapitole 2.2.1.1. .Při působení na ovládací orgán silou nepřesahující 700 N.

Předpis EHK č. 13 - H

Odlišnosti Předpisu EHK č. 13 – H oproti dosud platnému Předpisu EHK č. 13 uvádím v tabulce č.3 . Změny jsou zvýrazněny tučným písmem.

		R 13	R 13 - H
Kategorie vozidla		M_1	M_1
Typ zkoušky		O - I	O - I
Zkouška typu O s odpojeným motorem	$v \text{ (km/h)}$	80	100
	$s \leq \text{ (m)}$	$0,1 \cdot v + \frac{v^2}{150}$ $= 0,1 \cdot v + 0,0067 \cdot v^2$	$0,1 \cdot v + \frac{v^2}{167}$ $= 0,1 \cdot v + \mathbf{0,0060} \cdot v^2$
	$d_m \geq \text{ (m/s}^2 \text{)}$	5,8	6,43
Zkouška typu O se zapojeným motorem	$v \text{ (km/h)}$	$80\% v_{\max} \leq 120$	
	$s \leq \text{ (m)}$	$0,1 \cdot v + \frac{v^2}{130}$ $= 0,1 \cdot v + 0,0077 \cdot v^2$	$0,1 \cdot v + \frac{v^2}{150}$ $= 0,1 \cdot v + \mathbf{0,0067} \cdot v^2$
	$d_m \geq \text{ (m/s}^2 \text{)}$	5,0	5,76
	$F \leq \text{ (N)}$	500	65 – 500

Tab. č. 3 Podmínky pro zkoušky typu O a I systémů provozního brzdění

Dále Předpisu EHK č. 13 – H stanovuje (na rozdíl od jen obecně formulovaného ustanovení Předpisu EHK č. 13), aby požadovaných brzdných účinků se dosáhlo bez blokování kol při rychlostech nad 15 km/h, bez vybočení vozidla z pruhu 3,5 m širokého a bez většího natočení vozidla okolo svislé osy než 15°.

Příloha 2.: Protokol tahové zkoušky brzdového bubnu

ŠKODA AUTO a.s.
293 60 Mladá Boleslav
Metalurgická laboratoř, VAH/3

**Protokol o tahové zkoušce**

Zkušební stroj	INSTRON 5585H
Zkouška tahem dle	EN 10002-1
Materiál	TL 011
Číslo dílu	Brzdový buben R 6Q0 609 617
Zkušební rychlost 1	10,00 MPa/s
Zkušební rychlost 2	10,000 MPa/s
Snímač prodloužení	AVE Videoextensometer
Zkoušku provedl	Dorotík

Výsledky zkoušky :**Legenda :**

d.....průměr vzorku

Lo.....počáteční měřená délka

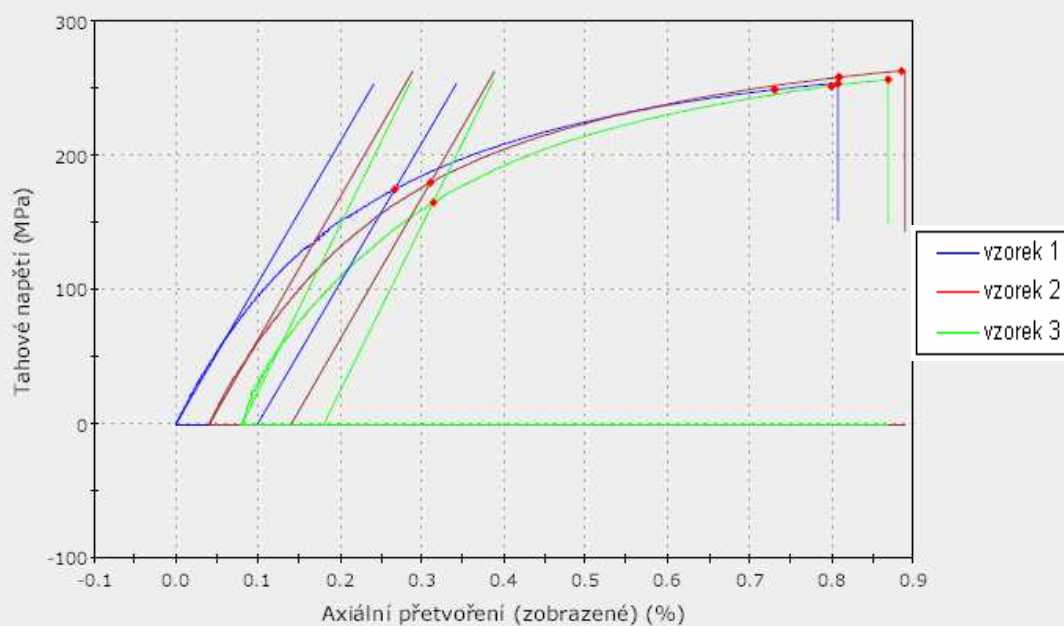
Rm.....pevnost v tahu

Rp0,1.....smluvní mez kluzu

A.....tažnost

Z.....kontrakce

Číslo tavby	Datum liti	Označení vzorku	d (mm)	Lo (mm)	Rm (MPa)	Rp 0,1 (MPa)	A (EN) (%)	E-Modul (GPa)	Poznámka
686	7/11/07	a	15,86	48,17	253,4	174,5	0,6	105	
		b	15,85	48,06	262,5	179,6	0,7	106	
		c	15,85	48,41	256,1	164,7	0,6	124	

Vzorek 1 až 3

Příloha 3.: Zkoušky opětovným namáháním

Říkáme jim také zkoušky únavy materiálu a dávají opět jiný obraz o chování kovů. Při namáhání součásti vznikají často poruchy dříve (tj. i při značně nižším napětí), než odpovídá jeho statické pevnosti. Tomuto jevu říkáme únava materiálu. Při zkoumání se ukázalo, že nebezpečí lomu z únavy je jen při překročení určité hranice, kterou nazýváme mez únavy.

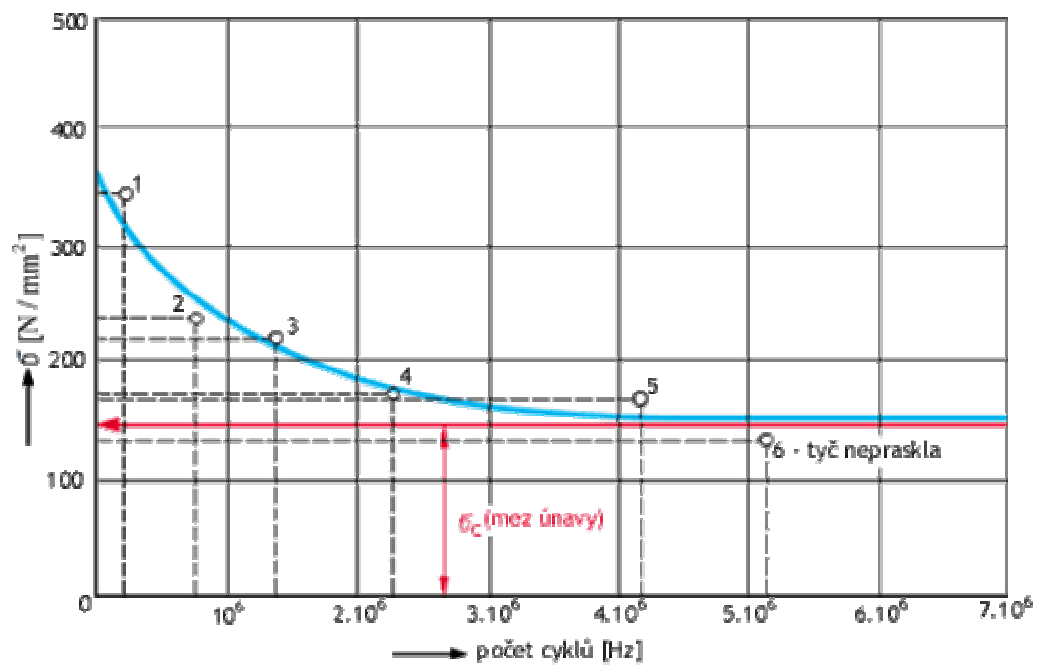
Při zjišťování meze únavy je součást namáhána napětím cyklickým, tj. napětím měnícím se periodicky od horní (σ_h , τ_h) hodnoty po hodnotu dolní (σ_d , τ_d). Zatěžovací cyklus (perioda) je průběh napětí za jednu dobu kmitu. Doba kmitu je nejmenší časový úsek, za který se opakuje

týž	průběh	namáhání.
-----	--------	-----------

Mez únavy zjišťujeme na speciálních zkušebních strojích. Pro střídavé napětí souměrné a nesouměrné stanovíme mez v kombinaci tah - tlak (σ_C), v ohybu (σ_{C0}) a v krutu (τ_C). Při napětí pulsujícím a míjivém určujeme mez únavy v tahu, tlaku, ohybu a krutu. Provedení těchto zkoušek a velikost a tvar zkušebních tyčí určuje ČSN 42 0363.

Pro tyto zkoušky se používá několika stejných zkušebních tyčí ze zkoušeného materiálu a zatěžují se jedním z uvedených způsobů. První tyč se zatíží něco málo pod mezí kluzu a po porušení tyče se odečte příslušný počet cyklů změn zatížení. Vynesením použité velikosti napětí σ na svislou osu a počtu cyklů na vodorovnou osu se získá bod 1 (*obr. 1*). Další tyče se zatíží menším napětím, čímž se dosáhne většího počtu cyklů před porušením - bod 2. Tak se postupuje i u ostatních tyčí a získají se další body. Těmito body se proloží křivka (tzv. Wöhlerova křivka) udávající závislost mezi napětím a počtem cyklů. Tato křivka se po určitém počtu cyklů blíží asymptoticky napětí, které je mezí únavy σ_C . Proto si k Wöhlerově křivce zakreslíme asymptotu jako rovnoběžku s vodorovnou osou a tato rovnoběžka na ose napětí určuje mez únavy. Mez únavy σ_C [N/mm²] definujeme jako největší napětí, při kterém součást zhotovená z tohoto materiálu vydrží teoreticky neomezený počet cyklů změn zatížení.

Únava materiálu souvisí nejen s jeho vlastnostmi, ale i se stavem jeho povrchu. Drsnost, vruby, povrchová koroze apod. snižují mez únavy. Leštění, povrchové tvrzení nebo mechanické zpevnění povrchu naopak mez únavy zvyšují.



Obr. 1. Konstrukce Wöhlerovy křivky - zjišťování meze únavy