

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

NÁVRH KONSTRUKCE ZKUŠEBNÍHO STANOVISŤE
PRO VÝZKUM BRZD JÍZDNÍHO KOLA

2018

Adam Groma

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Groma** Jméno: **Adam** Osobní číslo: **456346**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh konstrukce zkušebního stanoviště pro výzkum brzd jízdního kola

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a Test Rig for Research of the Bicycle Brakes

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh zkušebního zařízení pro testování různých typů brzd jízdního kola, na kterém je možné zkoušet životnost, účinnost a spolehlivost brzd. Součástí práce bude rešerše brzd používaných na jízdních kolech a způsob jejich uchycení na jízdním kole, dále možnosti uspořádání zkušebního zařízení. Práce dále bude obsahovat teorii třecích dvojic. Rozsah grafické části: 3D CAD model; výkres sestavení; výrobní výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil pouze podklady uvedené v seznamu použitých zdrojů na konci práce.

V Praze dne 14. 6. 2018

Adam Groma

Poděkování

Rád bych vyjádřil poděkování všem lidem, kteří mě při tvorbě této bakalářské práce jakkoli podpořili. Především děkuji panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za vstřícnost a ochotu při vedení práce, za poskytnuté konzultace, odborné rady a užitečné informace. Zvláště oceňuji jeho nezvykle rychlou odezvu na e-maily po většinu naší komunikace.

Dále bych rád poděkoval všem svým učitelům, kteří mě provázeli studiem a předávali mi cenné informace, které jsem při tvorbě práce hojně využíval.

Velký dík patří také rodině blízkým přátelům, kteří mě plně podporovali nejen při tvorbě této práce, ale i během celého studia. Zvláště děkuji svým rodičům, za veškerou podporu a důvěru, kterou do mě vkládali během mých studií a mým dvěma bratřům, kteří mi vždy stáli po boku. Zejména mladšímu z nich za opětovanou podporu při tvorbě bakalářské práce.

V neposlední řadě bych rád poděkoval svému kolejnímu spolubydlícímu, že v době nejintenzivnějších prací na tomto díle nebyl na koleji, takže jsem si mohl upravit denní režim bez ohledu na kohokoli jiného a všem mým kamarádům, kteří tvořili bakalářskou práci ve stejném roce a dodali mi tak pocit sounáležitosti.

Anotační list

Jméno autora:	Adam Groma
Název BP:	Návrh konstrukce zkušebního stanoviště pro výzkum brzd jízdního kola
Anglický název:	Design of a Test Rig for Research of the Bicycle Brakes
Rok:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí stojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 99 počet obrázků 57 počet tabulek 6 počet příloh 2
Klíčová slova:	Zkušební stanoviště, jízdní kolo, ráfková brzda, kotoučová brzda, smykový snímač zatížení, tření, valivý odpor, pevnost, tuhost
Keywords	Test rig, bicycle, rim brake, disc brake, shear beam load cell, friction, rolling resistance, strength, rigidity
Abstrakt:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem stanoviště, na kterém by se daly testovat různé typy brzd, používané na jízdních kolech. Práce obsahuje rešerši brzd jízdních kol se zaměřením na nejpoužívanější typy. V dalších částech je navržena konstrukce zkušebního stanoviště včetně potřebných kontrolních výpočtů.
Abstract:	This bachelor thesis deals with design of a test rig for examining diverse types of bicycle brakes. The thesis includes research of bicycle brakes focused on the most used types followed by design of the test rig including necessary revisory calculations.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	- 1 -
1 Úvod.....	- 9 -
2 Brzdy používané na bicyklech	- 10 -
2.1 Ráfkové brzdy	- 10 -
2.1.1 Caliper brzdy	- 11 -
2.1.2 Cantilever brzdy.....	- 13 -
2.1.3 Montáž ráfkových brzd.....	- 14 -
2.2 Kotoučové brzdy	- 14 -
2.2.1 Brzdové kotouče.....	- 15 -
2.2.2 Montážní standardy třmenů	- 15 -
2.2.3 Montážní standardy kotoučů	- 17 -
2.2.4 Brzdové destičky	- 17 -
2.3 Rozdělení podle aktivačního mechanismu	- 18 -
2.3.1 Mechanické	- 18 -
2.3.2 Hydraulické	- 18 -
2.4 Měřitelné parametry brzd.....	- 19 -
3 Pasivní odpory reálných těles	- 22 -
3.1 Smykové tření.....	- 22 -
3.2 Valivý odpor	- 23 -
4 Pohon stanoviště.....	- 25 -
4.1 Uspořádání pohonu.....	- 25 -
4.2 Měření brzdné síly	- 25 -
4.3 Návrhové výpočty	- 27 -
4.3.1 Brzdná síla a krouticí moment	- 27 -
4.3.2 Otáčky.....	29

4.3.3	Motor	- 29 -
4.3.4	Převod a hnací kolo	- 31 -
4.3.5	Snížený požadovaný výkon elektromotoru.....	- 33 -
4.3.6	Přenos výkonu třecí dvojicí	- 34 -
4.3.7	Minimální průměr hřídele	- 36 -
4.3.8	Spojka.....	- 37 -
4.3.9	Silové poměry pohonu a zatížení ložisek.....	- 37 -
4.3.10	Ložiska a ložisková tělesa	39
4.4	Kontrolní výpočty	- 40 -
4.4.1	Hřídel.....	- 40 -
4.4.2	Pera.....	- 49 -
5	Nosná konstrukce.....	- 51 -
5.1	Silové poměry	- 52 -
5.1.1	Rovnice rovnováhy při brzdění ráfkovou brzdou	- 53 -
5.1.2	Rovnice rovnováhy při brzdění kotoučovou brzdou	- 57 -
5.1.3	Reakce při brzdění	- 62 -
5.2	Nenormalizované díly.....	- 65 -
5.2.1	Držák ráfkové brzdy.....	66
5.2.2	Posuvný držák snímače ráfkové brzdy	- 68 -
5.2.3	Držák kotoučové brzdy.....	- 69 -
5.2.4	Posuvný držák snímače kotoučové brzdy	- 70 -
5.2.5	Pohyblivé rameno	- 70 -
5.2.6	Svislý posuv	- 75 -
5.3	Normalizované a katalogové díly	- 76 -
5.3.1	Čepy	- 76 -
5.3.2	Šrouby.....	- 77 -

5.3.3 Snímač.....	- 77 -
6 Základní rám.....	- 79 -
7 Závěr	- 80 -
Seznam tabulek	- 82 -
Seznam obrázků.....	- 83 -
Seznam příloh	- 85 -
Seznam použitých zdrojů.....	- 86 -

Seznam zkratek a symbolů

KONSTANTY

Značka	Hodnota	Jednotka	Popis
g	9,81	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
G	81	GPa	modul pružnosti ve smyku
π	3,141593	–	Ludolfovo číslo
ρ_{Fe}	7850	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota oceli

INDEXY

Značka	Popis
index „max“	u silové, nebo momentové reakce mezi tělesy značí maximální vypočtenou hodnotu z několika případů
index „x“	složka síly, nebo momentu působící ve směru osy x
index „y“	složka síly, nebo momentu působící ve směru osy y
index „z“	složka síly, nebo momentu působící ve směru osy z
index „ij“; $i \in \mathbb{N}$, $j \in \{x, y, z\}$	rozměr, mez kluzu, nebo součinitel části členu i rovnoběžné s osou j u členů s jednou řešenou částí pouze index i
index „ijk“; $i \in \{R, K\}$, $j \in \{a, b\}$, $k \in \mathbb{N}$	k - moment v průsečíku části pohyblivého ramene rovnoběžné s y a nositelky reakce od členu k R/K - namáhání při testování ráfkovou/kotoučovou brzdou a/b - část ramena na kterém je/není uchycen držák kotoučové brzdy

OSTATNÍ

Značka	Jednotka	Název
R_K	–	vektor reakcí pro kotoučovou brzdu
R_R	–	vektor reakcí pro ráfkovou brzdu
D	–	distribuční matice
M	–	matice hmotností
Q	–	vektor vnějších
R	–	vektor reakcí

Značka	Jednotka	Název
a	–	vektor zrychlení
A	N	reakce v ložisku a
A_s	mm ²	střední plocha profilu
A_{s3}	mm ²	střední plocha profilu členu 3
B	N	reakce v ložisku b
C	kN	základní dynamická únosnost ložiska
CRR	–	součinitel valivého odporu
$D_{vB}/D_{vD}/D_{vF}$	mm	průměr hřídele v místě vrubu B/D/F
F	N	síla
F_h	N	síla působící od kola na hřídel
F_G	N	tíhová síla
F_{G1}	N	tíha hnacího kola
F_{Gzmin}	N	minimální tíha jednoho závaží
F_{Gzp}	N	tíha závaží pro přímý přitlak
F_b	N	brzdná síla při standardním brždění
F_{bk}	N	brzdná síla při udržování konstantní rychlosti
F_{bmax}	N	brzdná síla při prudkém brždění
$F_{bni}; i, j \in \mathbb{N}$	N	silové reakce od tělesa i působící na těleso j
F_v	N	valivý odpor
I_p	mm ⁴	polární kvadratický moment průřezu
$I_{pi}; i \in \mathbb{N}$	mm ⁴	polární kvadratický moment průřezu i -tého úseku hřídele
I_{s1}	kg · m ²	moment setrvačnosti hnacího kola
L_{10h}	h	trvanlivost ložisek v hodinách
M	Nm	moment síly
M_1	Nm	kroucí moment na hnacím kole
M_2	Nm	kroucí moment na kole bicyklu
M_{2min}	Nm	minimální kroucí moment na kole bicyklu
M_{Hk}	Nm	maximální kroucí moment působící na hřídel
M_{Ho}	Nm	maximální ohybový moment působící na hřídel
M_K	Nm	maximální kroucí moment elektromotoru

Značka	Jednotka	Název
M_N	Nm	nominální krouticí moment elektromotoru
M_{Ns}	Nm	moment od jmenovitého zatížení snímače
M_b	Nm	brzdňý moment při standardním brždění
M_{bmax}	Nm	brzdňý moment při prudkém brždění
$M_{ij}; i, j \in \mathbb{N}$	Nm	momentové reakce od tělesa i působící na těleso j
M_k	Nm	krouticí moment
M_{k3max}	MPa	maximální moment na část pohyblivého ramene rovnoběžnou s y
M_{kv}	Nm	výpočtový moment pro návrh spojky
M_o	Nm	ohybový moment
M_{s1}	Nm	moment od setrvačnosti hnacího kola
N	N	normálová reakce působící na těleso
$N_{ij}; i, j \in \mathbb{N}$	N	silové reakce od tělesa i působící na těleso j
N_{max}	N	maximální normálová reakce mezi koly
N_p	N	minimální přítlačná síla pro valení
P	W	výkon
P'	kW (W)	návrhový výkon pro standardní brždění
P_2	kW	výkon na kole bicyklu
P_{2min}	kW	minimální výstupní výkon převodu
P_N	kW	nominální výkon elektromotoru
P'_e	kW (W)	snížený požadovaný výkon elektromotoru
P'_{max}	kW (W)	návrhový výkon pro prudké brždění
P_r	kN	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_{s1}	kW	výkon od setrvačnosti hnacího kola
P_z	W	ztrátový výkon převodu
P_{zmax}	kW (W)	maximální ztrátový výkon převodu
Re	MPa	mez kluzu
$R_{ij}; i, j \in \mathbb{N}$	N	silové reakce od tělesa i působící na těleso j
S	mm ²	plocha průřezu
$S_{ij}; i, j \in \mathbb{N}$	N	silové reakce od tělesa i působící na těleso j

Značka	Jednotka	Název
T	N	tečná reakce působící na těleso
T_{max}	N	maximální tečná reakce mezi koly
$T_{nij}; i, j \in \mathbb{N}$	N	silové reakce od tělesa i působící na těleso j
V_1	m^3	objem hnacího kola
W_{Hk}	mm^3	modul průřezu v krutu v nejméně zatíženém průřezu hřídele
W_{Ho}	mm^3	modul průřezu v ohybu v nejméně zatíženém průřezu hřídele
W_k	mm^3	modul průřezu v krutu
W_{k1}, W_{k2}	mm^3	Průřezové moduly v krutu obdélníkového průřezu k ose 1 a ose 2
W_o	mm^3	modul průřezu v krutu
W_{o3}	mm^3	ohybový modul průřezu profilu 60x30x4, EN 10219
W_{o3}	mm^3	požadovaný ohybový modul průřezu členu 4
W_{omin}	mm^3	minimální požadovaný ohybový modul průřezu pro část pohyblivého ramene rovnoběžnou s y
a	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení
a_b	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení jezdce a kola při standardním brždění
a_{bmax}	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení jezdce a kola při prudkém brždění
b	mm	šířka drážky pro pero, nebo šířka profilu
b_s	mm	šířka pera pod spojkou
d	mm	průměr
d_1	mm	průměr hnacího kola
d'_1	mm	požadovaný průměr hnacího kola
d_2	mm	průměr kola bicyklu
d_{2n}	mm	návrhové průměry testovaného kola
d_{ξ}	mm	průměr čepu
d_H	mm	zvolený minimální průměr hřídele
$d_{Hi}; i \in \mathbb{N}$	mm	průměr i -tého úseku hřídele
d_{Hmin}	mm	minimální průměr hřídele z podmínky napětí

Značka	Jednotka	Název
$d_{H\theta}$	mm	předběžný průměr hřídele z podmínky nakroucení
d_{Kn}	mm	návrhové průměry kotouče
d_{SH}	mm	průměr konce hřídele (pod spojkou)
d_k	m	průměr kola bicyklu
$d_{vB}/d_{vD}/d_{vF}$	mm	malý průměr vrubu B/D/F
f	–	součinitel smykového tření
h_1	mm	šířka hnacího kola
h_S	mm	výška pera pod spojkou
h_{bk}	m	převýšení vybraného klesání
$i_{př}$	–	převodové číslo
k	–	součinitel bezpečnosti
k_d	–	celková dynamická bezpečnost
k_p	–	provozní součinitel spojky
k_σ	–	dynamická bezpečnost v ohybu
k_τ	–	bezpečnost v krutu
l	m	délka
$l_{Hi}; i \in \mathbb{N}$	mm	délka i -tého úseku hřídele
l_S	mm	délka pera pod spojkou
l_{Sa}	mm	aktivní délka pera pod spojkou
l_b	m	standardní naměřená brzdná dráha
l_{bk}	m	délka vybraného klesání
l_{bmin}	m	minimální naměřená brzdná dráha
$l_i; i \in \mathbb{N}$	mm	délkové rozměry součástí
l_s	mm	délka střední čáry profilu
l_{s3}	mm	délka střední čáry profilu členu 3
l_v	mm	vzdálenost vrubu od nejbližší podpory
m_1	kg	hmotnost hnacího kola
m_{Ns}	kg	jmenovité zatížení snímače
m_b	kg	bržděná hmotnost (hmotnost bicyklu a jezdce)
m_{zmin}	kg	minimální hmotnost jednoho závaží pro přítlak

Značka	Jednotka	Název
m_{zp}	kg	hmotnost závaží pro přímý přítlak
n	min^{-1}	otáčky
n_1	min^{-1}	otáčky hnacího kola $n_1 = n_N$
n_2	min^{-1}	otáčky kola bicyklu
n'_2	min^{-1}	návrhové otáčky kola bicyklu ($n'_2 = n_k$)
n_N	min^{-1}	nominální otáčky elektromotoru
n_k	min^{-1}	otáčky kola při maximální rychlosti bicyklu
p	–	mocnitél pro ložiska s teoreticky bodovým stykem
p	MPa	tlak ve stykových plochách
p_{DH}	MPa	dovolený tlak ve stykových plochách pera
p_s	MPa	tlak ve stykových plochách pera pod spojkou
q_o	–	součinitel citlivosti na vruby
r_{vD}/r_{vF}	mm	poloměr zaoblení vrubu D/F
t	mm	hloubka drážky pro pero, nebo tloušťka stěny profilu
\bar{t}	s	čas
t_{vB}	mm	hloubka vrubu B (drážky pro pero)
v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost
v_0	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	počáteční rychlost
v_b	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	počáteční rychlost při brždění
v_{max}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	maximální rychlost bicyklu (uvažovaná)
α	°	úhel sklonu povrchu
α	–	součinitel pro krut obdélníkových průřezů k ose 1
α_1	°	úhel držáku kotoučové brzdy
α_{bk}	°	úhel vybraného klesání
α_o	–	součinitel tvaru
α_{s1}	s^{-2}	úhlové zrychlení hnacího kola
α_τ	–	koeficient smykového napětí
β	–	součinitel pro krut obdélníkových průřezů k ose 2
β_o	–	součinitel vrubu
ε_{Vo}	–	součinitel velikosti

Značka	Jednotka	Název
η	–	účinnost
η_{min}	–	minimální účinnost převodu
$\eta_{př}$	–	účinnost převodu
η_{po}	–	součinitel povrchu
ϑ	°/m	celkový úhel nakroucení na jednotku délky
ϑ_D	°/m	dovolený celkový úhel nakroucení na jednotku délky
$\vartheta_i; i \in \mathbb{N}$	°/m	úhel nakroucení na jednotku délky
ξ	–	rameno valivého odporu
σ	MPa	tahové napětí
σ_{3max}	MPa	tahové napětí pro čistý tah
σ_{3max}	Nm	ohybové napětí na část pohyblivého ramene rovnoběžnou s x
$\sigma_{Co(-1)}$	MPa	mez únavy pro střídavý ohyb pro materiál C45+N
$\sigma_{Co(-1)}^*$	MPa	mez únavy v místě vrubu
σ_D	MPa	dovolené napětí v hřídeli
σ_H	MPa	maximální tahové napětí v hřídeli
σ_{Hred}	MPa	maximální redukované napětí v hřídeli
σ_K	MPa	mez kluzu v tahu pro materiál C45+N
σ_{Pt}	MPa	minimální mez pevnosti pro materiál C45+N
σ_o	MPa	ohybové napětí
σ_{red}	MPa	redukované napětí
σ_t	MPa	tahové napětí pro čistý tah
τ	MPa	smykové napětí
τ_D	MPa	dovolené smykové napětí
$\tau_{Dč}$	MPa	dovolené smykové napětí čepu
τ_{DH}	MPa	dovolené smykové napětí hřídele
τ_H	MPa	maximální smykové napětí v hřídeli
τ_K	MPa	mez kluzu ve smyku pro materiál C45+N
τ_e	MPa	smykové napětí ve středním vlákně profilu
τ_{e3}	MPa	smykové napětí ve středním vlákně profilu členu 3

Značka	Jednotka	Název
τ_s	MPa	smykové napětí vnější stěně přímé části profilu
τ_{s3}	MPa	smykové napětí vnější stěně přímé části profilu členu 3
φ	°	celkový úhel nakroucení hřídele
$\varphi_i; i \in \mathbb{N}$	°	úhel nakroucení i -tého úseku hřídele
ω	s^{-1}	úhlová rychlost

1 Úvod

Vybral jsem si bakalářskou práci zaměřenou na konstrukci, protože je mi tato část strojírenského výrobního procesu nejbližší. Jelikož jsem již od dětství vášnivým cyklistou, téma zabývající se testováním brzd jízdního kola mě přirozeně zaujalo. Tato tematika je mi tedy velice blízká a myslím, že v ní mám nadprůměrný technický přehled.

Brzdy jsou důležitou součástí všech vozidel. Slouží ke zpomalení vozidla přeměnou kinetické energie na jiný druh energie. Bez brzd bychom byli jen s těžší schopni zastavit vozidlo a jistě by docházelo k četným škodám na majetku a zdraví. Jinak tomu není ani u jízdního kola. Pro zpomalení jízdního kola se používají výhradně třecí brzdy. U těch se většina kinetické energie přeměňuje na teplo prostřednictvím tření. Aby nedošlo k selhání brzd, a tím ke ztrátě kontroly rychlosti jízdního kola, je nutné přizpůsobit konstrukci brzd provozním podmínkám. Pro dobré přizpůsobení je zapotřebí testovat jednotlivé parametry brzd a srovnávat jaký mají vliv na jejich funkci. Pro výzkum brzd jízdního kola jsou na trhu dostupná zařízení s cenou ve stovkách tisíců Kč. Cílem této práce je navrhnout řádově levnější testovací stanoviště, pomocí kterého by se daly srovnávat jednotlivé parametry různých typů brzd.

Pozn.:

V této práci budeme pro jízdní kolo používat z angličtiny přejatý výraz **bicykl**, aby nedocházelo k záměně **jízdního kola** s **kolem** jako kruhovým rotačním předmětem.

2 Brzdy používané na bicyklech

Brzdy jsou obecně mechanismy sloužící pro zpomalení nebo zastavení pohybu tělesa nebo soustavy těles. Při brzdění se kinetická energie přeměňuje na jiný druh energie a z velké části na teplo. Na bicyklu se používají výhradně mechanické brzdy, u kterých se téměř veškerá kinetická energie přeměňuje na teplo. U těchto brzd statický prvek silově působí na rotující prvek, čímž vzniká třecí dvojice. Kolo je pak brzděno vzniklou třecí silou. Jednotlivé typy brzd se liší třecí dvojicí, mechanismem samotné brzdy, způsobem aktivace a přenosu brzděné síly na brzdou. V této práci se zaměříme pouze na typy brzd v současnosti obvykle používané na bicyklech. Mimo dále uvedených druhů brzd se někdy na městských bicyklech používají protišlapací, nebo bubnové brzdy a na dětských bicyklech protišlapací brzdy.

2.1 Ráfkové brzdy

Označení vychází z faktu, že jeden z prvků třecí dvojice je ráfek kola. Druhým prvkem dvojice jsou brzdové špalky, které jsou při brzdění přitlačovány k ráfku rotujícího kola, čímž je kolo zpomalováno.



Obr. 2.1 – Ráfková brzda na silničním bicyklu s karbonovým ráfkem [9]

Ráfkové brzdy jsou levné, lehké a mechanicky jednoduché. Při namočení nebo zašpinění se však účinnost snižuje. Dále brzdy mohou brzdit nepravidelně nebo méně účinně při špatném seřízení brzdových špalků nebo pokud je křivý ráfek. Při dlouhodobém intenzivním brzdění se brzdy mohou přehřát a být poškozeny. [10] Brzdové špalky i ráfky se při brzdění opotřebovávají, takže je potřeba je kontrolovat a

pravidelně měnit. Jelikož ráfky jsou dražší a jejich výměna je složitější než u špalků, dělají se špalky z výrazně měkčích materiálů, aby opotřebení ráfků bylo co nejmenší.

Brzdové špalky

Brzdové špalky se obvykle vyrábějí z pryže (Obr. 2.2) nebo korku (Obr. 2.3). Mají většinou obdélníkový tvar nebo jsou delší a lehce zahnuty, aby kopírovaly tvar ráfku. Špalky s větší styčnou plochou se pomaleji opotřebovávají. Členitostí povrchu se zlepšuje odvod tepla a nečistot při brzdění. Špalky se vyrábějí buď s vlastním upínacím kolíkem, nebo se vkládají do cartridgí s upínacím kolíkem, nebo dírou pro šroub. [11] Obecně pro měkčí směsi je potřeba menší aktivační síla ale rychleji se opotřebovávají. Pro karbonové ráfky, které jsou citlivější, se používají neabrazivní korkové špalky a pro keramicky povlakované ráfky se používají speciální špalky. [12]



Obr. 2.2 -Pryžové brzdové špalky s cartridgí [13]



Obr. 2.3 - Korkové brzdové špalky [14]

Ráfky

Ráfky bicyklů se vyrábějí ze slitin hliníku, nebo z karbonu. Ráfky pro ráfkové brzdy mají dva rovnoběžné hladké povrchy pro přitlačení destiček. Při návrhu jsou kladeny požadavky především na hmotnost, tuhost, trvanlivost. U ráfkových brzd závisí brzdné vlastnosti i na materiálu ráfků a jeho opracování. Karbonové ráfky mají obecně horší brzdné vlastnosti, větší životnost a jsou lehčí. Životnost hliníkových ráfků se dá prodloužit keramickým povlakem, čímž se zároveň mírně zlepší účinnost brzd za mokra i za sucha. Karbonové ráfky jsou dražší. [15]

2.1.1 Caliper brzdy

Tyto brzdy mají dvě ramena připevněná čepy nad úrovní ráfku kola. Ramena se kříží, jsou vedeny kolem pláště a drží brzdové špalky na opačných stranách ráfku

Jedno rameno je připevněno k lanku, druhým lanko prochází a je opřeno o obal bowden. Ramena, při stáhnutí lankem k sobě navzájem, přitlačí špalky na ráfek. [16]

2.1.1.1 Caliper brzdy s aktivací na straně

Tyto brzdy se připevňují k rámu, resp. vidlici na jeden čep nad kolo., což umožňuje automatické centrování vzhledem k ráfku. Vyrábí se varianta s jedním, nebo se dvěma čepy. Ramena brzd jsou připojena k lanku na jedné straně. [16]

Brzdy s jedním čepem mají obě ramena připevněna na čepu nad kolem. Jsou efektivní pouze s relativně krátkými rameny, tedy pro úzké pláště. [9] Proto jsou používány pouze na silničních bicyklech. Pro jejich jednoduchost, nízkou cenu se hodí na levné modely.

Brzdy se dvěma čepy (Obr. 2.4) mají na čepu nad kolem připevněno jedno pohyblivé rameno a jedno pevné rameno. Druhé pohyblivé rameno je připevněno druhým čepem k pevnému rameni. [16] Brzdy tím získávají vyšší účinnost a lepší možnosti seřízení v porovnání s jednočepovými caliper brzdami.



Obr. 2.4 – Caliper brzda s aktivací na straně a dvěma čepy [17]



Obr. 2.5 - U-brzda pro BMX bicykl [18]

2.1.1.2 U-brzdy

Jejich dvě ramena jsou symetricky připevněny čepy buď přímo k rámu, nebo k můstku, který je k rámu uchycen šroubem. Nad čepy se ramena kříží a nad překřížením je k nim připojeno lanko. Jejich brzdové vlastnosti jsou srovnatelné s Hlavní výhodou proti ostatním ráfkovým brzdám je, že nevyčnívají příliš do stran. Proto se výhradně používají na BMX bicyklech (Obr. 2.5). [19]

2.1.2 Cantilever brzdy

Cantilever brzdy je typ brzd, kde je každé rameno připevněno na rám za konec jedním čepem, který je pod úrovní ráfku. Brzdový špalek je tedy nad čepem. [23] Díky možnosti větší vzdálenosti mezi špalky jsou tyto brzdy používány na bicyklech se širšími pneumatikami, jako jsou například horské a trekingové bicykly.

2.1.2.1 Tradiční cantilever brzdy

Ramena brzd jsou zakřivena směrem ven a na jejich konce jsou připevněna lanka, která se nad kolem spojují (Obr. 2.6). Když se za lanko zatáhne, ramena rotují okolo čepu a přitlačují brzdové špalky k rámu. Ramena brzd vyčnívají do stran a brzdy se těžko dají přizpůsobit celoodpruženým ráům. Proto se používají jen na bicyklech s pevným rámem. [23]



Obr. 2.6 - Tradiční cantilever brzda [20]



Obr. 2.7 - V-brzda [21]

2.1.2.2 V-brzdy

V-brzdy mají dvě rovná svislá ramena, delší než tradiční cantilever brzdy (Obr. 2.7). K jednomu rameni je připevněno lanko. Na druhém je třmen, ve kterém je uložen obal bowdenu. Ten je zakončen tuhous hadičkou zahnutou o 90° pro přenos síly ze svislého do vodorovného směru. Při brzdění je jedno rameno přitahováno lankem a druhé tlačeno proti němu obalem bowdenu, což způsobí pohyb ramen k sobě a přitlačení špalků na ráfek. V-brzdy potřebují pro brzdění větší posun lanka než tradiční cantilever a caliper brzdy, tedy i větší zdvih brzdových pák. [23]

2.1.3 Montáž ráfkových brzd

Pro montáž ráfkových brzd neexistuje montážní standard. jejich připevnění se provádí podle typu brzdy jedním, nebo dvěma šrouby se závitem M6 x 1 [24].

2.2 Kotoučové brzdy

Kotoučové brzdy jsou dnes nejpoužívanějším typem brzd na horských bicyklech a jediným na sjezdových, ale používají se i na silničních bicyklech. Skládají se z kotouče (rotoru) připevněného k náboji kola, rotujícího s kolem, třmenu upnutého k vidlici nebo rámu, pístu a brzdových destiček uvnitř třmenu (Obr. 2.8). Brzdění probíhá přitlačením brzdových destiček pístem na kotouč. Mnoho hydraulických kotoučových brzd se při opotřebení destiček samo nastavuje tak, aby se mezera mezi destičkami a kotoučem neměnila, tedy ani zdvih brzdové páky. [9]



Obr. 2.8 - Kotoučová brzda předního kola bicyklu [22]

Výhody

Kotoučové brzdy nemají omezení, co se týče velikosti plášťů a odpružených rámu. Výměna kotouče je výrazně jednodušší a levnější než ráfku. Kotoučové brzdy mají proti ráfkovým výhodu, že mají podobné brzdné účinky za všech podmínek. To je způsobeno několika faktory: Brzdné povrchy jsou ve větší vzdálenosti od země, tedy méně náchylné na zašpinění; kotouče mohou být vyrobeny z materiálů, které odvádějí teplo lépe než ráfky; kotouče obsahují díry, které odvádějí mokro a nečistoty z destiček; destičky a kotouče mohou být z těžších, tedy i tvrdších materiálů než ráfky a vydrží tak větší zátěž; křivé kolo nemá vliv na funkci brzd. [25]

Nevýhody

Přední kolo s kotoučem je na náboji posunuto mírně do strany, což má za následek větší zatížení kola na straně kotouče. Na rozdíl od ráfkové brzdy musí náboj a výplet kola přenášet točivý moment na ráfek a na vidlici, resp. rámu vzniká velký ohybový moment mezi uchycením třmenu a kola. Při dlouhodobém brzdění se brzdy mohou přehřát, dojde k varu brzdové kapaliny, a tak k úplnému selhání brzd. [16]

Aktivace brzdových destiček

Kotoučové brzdy mohou mít pohyblivou pouze jednu, nebo obě destičky. Pokud je pohyblivá pouze jedna destička, většinou se při aktivaci brzdy přitlačí pohyblivá destička na kotouč, ten se prohne a přitlačí na druhou destičku, ve druhém případě se při aktivaci přitlačí na kotouč obě destičky zároveň. [9]

Destičky jsou ke kotouči přitlačovány písty. U levnějších brzd se používá jeden píst na destičku, u dražších to mohou být až tři písty na destičku. Písty se mohou lišit i velikostí. Více pístů umožňuje větší plochu pístu, čímž se snižuje potřebný aktivací tlak a lepší rozložení tlaku po ploše destičky, zvláště v případě dlouhých úzkých destiček. [9]

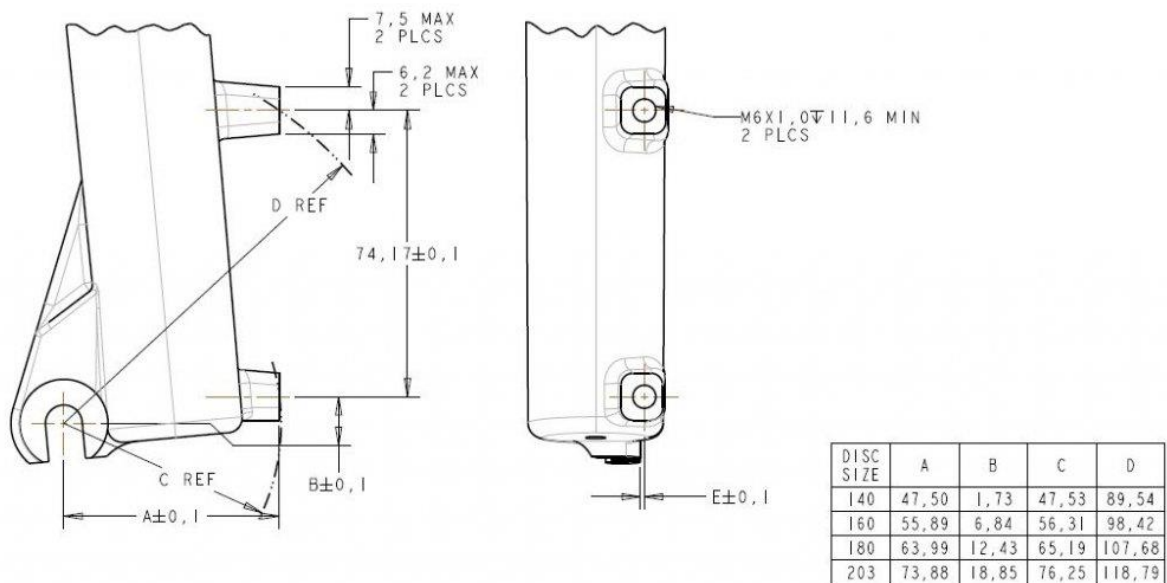
2.2.1 Brzdové kotouče

Brzdové kotouče se vyrábí z korozi-vzdorných ocelí a jejich tloušťka bývá okolo 2 mm. [28] Vyrábí se v mnoha různých průměrech. Časté jsou průměry 160 mm, 180 mm a 203 mm. Další průměry výrobci přizpůsobují jednotlivým brzdovým třmenům. Věší průměry kotoučů poskytují větší brzdny moment pro stejný tlak kapaliny, lepší odvod a absorpci tepla, a tedy menší náchylnost k selhání brzd v důsledku přehřátí. Menší kotouče jsou zase méně náchylné k mechanickému poškození. Často se používá na přední kolo větší kotouč než na zadní, jelikož přední brzda je mnohem více zatěžována.

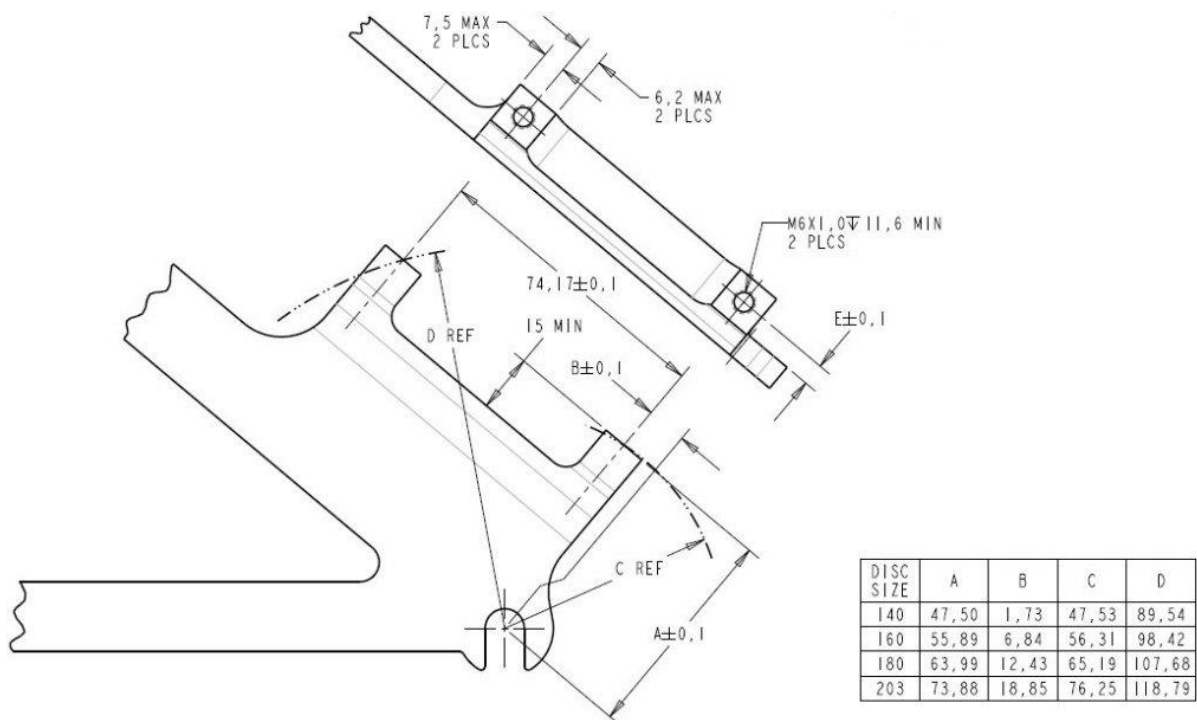
2.2.2 Montážní standardy třmenů

Na montáž třmenu i kotouče kotoučových brzd existuje několik standardů. Nejpoužívanější standardy pro montáž třmenu jsou International Standard (I.S.) [26], Post Mount (P.M.) standard [26] a Flat Mount (F.M.) standard. [27] Mezi některými standardy existují redukce. Jednotlivé standardy se dále liší podle průměru kotouče a typu středové osy kola. V současnosti se nejvíce brzd vyrábí na montážní standard P.M., jelikož na něj existují redukce z I.S. pro všechny používané rozměry

kotoučů. Standardizované rozměry P.M. standardu přední, resp. zadní brzdy jsou na obrázku Obr. 2.9, resp. Obr. 2.10. Standard F.M. se používá na silničních kolech a zatím není velmi rozšířený. Jeho výhodou je, že při změně velikosti kotouče stačí třmen posunout ve směru rovnoběžném s dosedací plochou třmenu a není potřeba natočit na rozdíl od ostatních standardů.



Obr. 2.9 - Geometrie P.M. standardu pro přední brzdu [29]



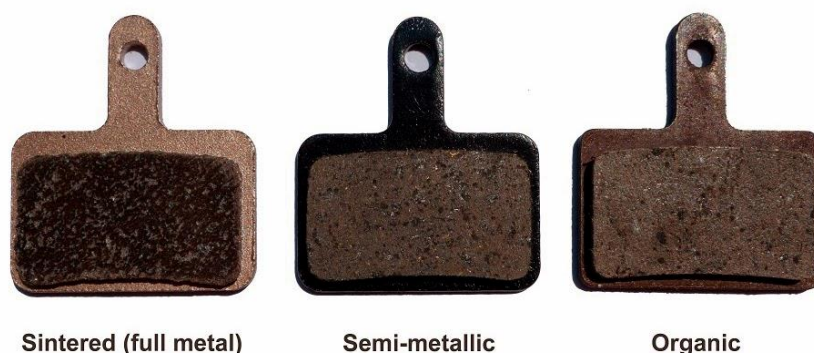
Obr. 2.10 - Geometrie P.M. standardu pro zadní brzdu [30]

2.2.3 Montážní standardy kotoučů

Používané standardy pro montáž brzdového kotouče jsou Centerlock standard a IS (Industry Standard). IS je standard, podle kterého je kotouč přišroubován k náboji kola šesti šrouby. Podle standardu Centerlock je kotouč nasazen na drážkování náboje a axiálně zajištěn speciální maticí. Výhodou Centerlock standardu jsou lepší vlastnosti radiálního zajištění a rychlejší montáž. Nevýhodou je, že standard je patentován společností Shimano a na montáž je potřeba speciální nářadí. [31]

2.2.4 Brzdové destičky

Brzdové destičky se vyrábějí z materiálu s vysokým koeficientem smykového tření při styku s materiály brzdových kotoučů. Destičky se opotřebovávají mnohem častěji než kotouče, přičemž materiály s vyšším koeficientem tření mají obecně nižší životnost a naopak. Nové destičky mají na povrchu tenkou vrstvu s horšími brzdnými vlastnostmi, po jejíž obrždění se zvýší účinnost brzd. Podle materiálu lze destičky rozdělit na celokovové, polokovové a organické (Obr. 2.11). [32][33]



Obr. 2.11 - 3 typy brzdových destiček [34]

Organické brzdové destičky obsahují sklo, pryž nebo další organické materiály spojené pryskyřicí. Jsou málo tepelně vodivé. V porovnání s ostatními typy jsou měkké, takže se rychle opotřebovávají a jsou tišší, brání přechodu tepla do brzdové kapaliny a nejsou vhodné do mokrých a blátivých podmínek. [32][33]

Kovové brzdové destičky jsou dnes nejobvyklejším typem destiček, jelikož dobře fungují za různých podmínek. Vyrábějí se spékáním kovových částic za vysoké teploty a tlaku. Jsou nejodolnější vůči opotřebení a vysokým teplotám, dobře fungují

za mokra, jsou hlučné, převádí velké množství tepla do brzdové kapaliny, potřebují větší aktivační sílu. [32][33]

Polokovové brzdové destičky obsahují jak organické látky, tak kovy a jsou spojeny pryskyřicí. Jejich vlastnosti se pohybují mezi vlastnostmi kovových a organických destiček, podle množství jednotlivých složek. [32][33]

2.3 Rozdělení podle aktivačního mechanismu

Aktivační mechanismus je část brzdného systému, která přenáší sílu od jezdce na bicyklu na brzdící části mechanismu. Aktivační mechanismus může být mechanický, nebo hydraulický.

2.3.1 Mechanické

Mechanický aktivační mechanismus se skládá z brzdové páky a bowdenu, připevněného jedním koncem k brzdové páce a druhým koncem k brzdící části. Páka při stlačení zatáhne za lanko, které její pohyb přenesení na brzdící část. Tento mechanismus je levný a jednoduše opravitelný. Při brzdění a ohřívání se projevuje pružnost bowdenu, což zvyšuje potřebný zdvih brzdové páky a snižuje citlivost. Vzhledem k lokálnímu namáhání lanka může dojít k jeho přetržení. Mechanismus se používá převážně u ráfkových brzd nebo na levnějších bicyklech s kotoučovými brzdami. [9]

2.3.2 Hydraulické

U hydraulického mechanismu je k brzdové páce připojena hadička s brzdovou kapalinou. Kapalina je při stlačení páky tlačena skrz hadičku, na jejíž druhém konci pohybuje pístem uloženým ve třmenu. Tento mechanismus se dnes používá většinou u kotoučových brzd. Existují však i hydraulické cantilever brzdy, které se používají hlavně z důvodu lepšího chlazení, než mají kotoučové brzdy a větší citlivosti než mechanické ráfkové brzdy. Brzdové kapaliny jsou dnes minerální oleje, nebo DOT kapaliny. Minerální oleje jsou inertní. DOT kapaliny způsobují korozi, ale mají vyšší teplotu varu. Při použití nevhodné brzdové kapaliny mohou začít bobtnat nebo korodovat těsnění. Hydraulický mechanismus je uzavřený, takže ho neovlivňují nečistoty z okolí. Hydraulický mechanismus je méně poruchový než mechanický, ale

když dojde k poruše, brzdy většinou přestanou fungovat úplně. Opravy jsou dražší a je k nim potřeba speciální vybavení. [9]

2.4 Měřitelné parametry brzd

Účinnost

Účinnost brzd na bicyklu lze zavést jako poměr brzdné síly a síly vyvinuté na brzdovou páku, nebo tlaku v brzdové kapalině, nebo síly působící na brzdové lanko. Účinnost se mění s použitím různých brzdových destiček, resp. špalků a různých kotoučů, resp. ráfků. U hydraulických kotoučových brzd je ovlivněna plochou pístů a u všech brzd převodem brzdové páky. Vliv brzdové páky se dá odstranit vytvořením známého tlaku v kapalině, nebo známé síly působící na lanko. Dále se bude účinnost měnit při zahřátí nebo zašpinění brzd a nové destičky, resp. špalky mají vždy nižší účinnost, jelikož mají na povrchu tenkou vrstvu s horšími brzdnými vlastnostmi.

Citlivost

Citlivost brzd se většinou snižuje s rostoucí účinností. Jde o poměr změny brzdné síly a změny polohy brzdové páky, nebo tlaku v kapalině, nebo síly na brzdové lanko. Výrobci se většinou snaží dosáhnout vhodného poměru mezi citlivostí a účinností. Citlivost bude vyšší u brzdových destiček, resp. špalků z tvrdších směsí a bude se měnit všemi faktory se kterými se mění účinnost (viz předchozí odstavec).

Životnost brzdných částí

Životnost se týká především brzdových destiček a špalků, méně ráfků a nejméně kotoučů. Je to doba, za kterou dojde k opotřebení dané součásti a součást je potřeba nahradit. Životnost při provozní zátěži brzd je různá podle podmínek používání bicyklu, proto ji nelze přesně určit. Můžeme určit životnost za různých podmínek a sledovat tak, jaký vliv na ni mají různé faktory a jak se liší u různých typů brzdových špalků, resp. destiček.

Teplotní odolnost

Dalším důležitým parametrem je vliv teploty na funkci brzd. Je důležité jednak sledovat vliv teploty na dříve popsané parametry, ale také zjistit, za jakých podmínek dojde k selhání brzd v důsledku přehřátí. V tomto ohledu je vhodné měřit dobu, za jakou dojde k selhání brzd při určité konstantní brzdné síle. Z průběhu teploty

brzdných částí se také dá zjistit, jak dobře je teplo vznikající při brzdění odváděno do okolí.

Aktivační síla, resp. tlak

Jako aktivační sílu můžeme brát sílu působící na brzdovou páku v určeném referenčním bodě, nebo sílu působící na brzdové lanko (jen u mechanických brzd). Aktivační tlak je tlak v brzdové kapalině (jen u hydraulických brzd). Pokud nás zajímají především vlastnosti samotné brzdy, je vhodnější vycházet ze síly na lanko, nebo z tlaku. Pokud však chceme porovnávat hydraulické a mechanické brzdy navzájem, nebo nás zajímají vlastnosti brzdové páky, musíme uvažovat sílu na brzdovou páku.

Brzdný moment a brzdná síla

Brzdný moment, resp. brzdná síla je moment, resp. síla působící proti rotaci kola. Při určování těchto veličin můžeme měřit buď krouticí moment působící na hřídel, která brzděné kolo roztáčí, a pak dopočítat brzdný moment a brzdnou sílu (krouticí moment může být shodný s brzdným) nebo sílu působící na brzdu, která je reakcí na brzdnou sílu a má tedy stejnou velikost, a dopočítat brzdný moment. Síly a momenty sil se většinou určují z deformací namáhaných částí měřených tenzometry.

Teplota

Při brzdění se nejvíce zahřívají kotouče a ráfky, proto se na ně zaměřujeme při měření teploty. Kromě toho je měření teploty ostatních brzdných částí výrazně složitější. Rozložení teploty na kotouči nebo ráfku je možné změřit termokamerou (bezkontaktně). Kontaktně je vhodné měřit teplotu kotouče, resp. ráfku v co nejmenší vzdálenosti od destiček, resp. špalků na straně, kde se kotouč, resp. ráfek pohybuje směrem od destiček, resp. špalků. Kontaktní měření je přesnější, nevýhodou měření rotující součásti však je, že při dotyku vzniká teplo třením, to je však výrazně menší než teplo vzniklé brzděním. [35]

Tloušťka brzdných částí

Destičky, špalky, ráfky i kotouče se brzděním opotřebovávají, dochází tedy k úbytku jejich materiálu. Měřením tloušťky těchto částí dostaneme údaj o míře jejich opotřebení. Tloušťka destiček, špalků a kotoučů se dá jednoduše změřit posuvným měřítkem nebo třmenovým mikrometrem. Ráfky pro špalkové brzdy jsou většinou

vyráběny tak, aby se dalo jednoduše poznat jejich přílišné opotřebení. Jejich tloušťka se dá měřit třmenovým mikrometrem. Je však potřeba, aby měl menší rozměry dosedacích ploch, než je šířka brzdových destiček.

Poloha brzdové páky

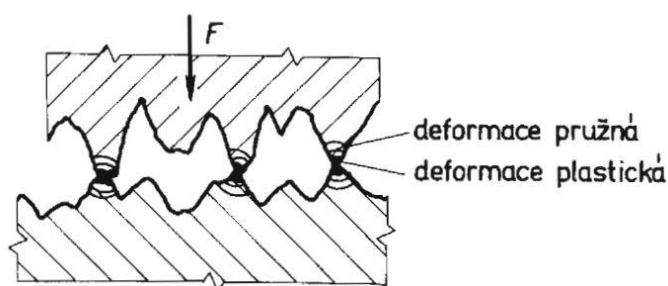
Polohu brzdové páky lze nejlépe určit jako vzdálenost osy rotace páky od osy upevňovací objímky (řídítek) a natočení páky vzhledem k referenční poloze. V praxi, směrodatnější než natočení brzdové páky, je vzdálenost jejího referenčního bodu od řídítek.

3 Pasivní odpory reálných těles

Mezi základní pasivní odpory patří smykové tření, kterého se mimo jiné často využívá při realizaci brzdění, a valivý odpor, jehož účinky se projevují při vzájemném odvalu dvou těles.

3.1 Smykové tření

Při vzájemném kontaktu dvou libovolných reálných těles dochází k jevu nazývanému tření. Jeho zkoumáním se zabývá disciplína zvaná tribologie. Na tření má vliv především drsnost povrchu a vlastnosti materiálů třecí dvojice. Základní mechanismus spočívá v tom, že v důsledku silového zatížení těles s nerovným (drsňým) povrchem, dochází k bodovému styku. To můžeme vidět na Obr. 3.1. Množství kontaktních bodů závisí na velikosti zatěžujících sil, mechanických vlastnostech těles a tvaru povrchů. Na dotýkajících se výstupcích dochází k deformaci pružné i plastické. Vznikají tak třecí síly (spadající do pasivních odporů), které brání tělesům v relativním pohybu vůči sobě. Při vzájemném pohybu těles dochází vlivem deformací nerovností povrchu k přeměně energie kinetické na tepelnou. [4]



Obr. 3.1 - Bodový styk třecích ploch [4]

Při styku dvou těles působí z jednoho na druhé reakční síla, která se skládá ze složky normálové a tečné. Tečnou složku nazýváme právě třecí silou. Vztah mezi normálovou a tečnou silou definuje Coulombův zákon [4]

$$T = fN, \quad (1)$$

kde T je tečná složka, N je normálová složka a f je součinitel (koeficient) smykového tření.

První případ tření nastává, pokud jsou tělesa vzájemně v klidu. Jde o statické tření, při kterém pohybu těles brání adhezní síla. Druhým případem je vzájemný pohyb těles, kdy mluvíme o tření kinetickém a vzniku třecí síly. Třecí síla je menší než síla adhezní. Pro uvedení těles z klidu do pohybu je tedy nutné překonat větší pasivní odpor než pro pouhé udržení těles v pohybu.

Součinitel smykového tření se zjišťuje experimentálně. Ovlivňují ho vlastnosti materiálů, geometrie a opracování stykových ploch, měrný tlak mezi dotykovými plochami, teplota těles a relativní rychlost ploch. Důležitým faktorem je mazání, které může koeficient tření značně snížit. Dochází zde ke tření suchému, polosuchému (meznímu) a kapalinnému. Jednotlivé typy se odlišují mírou dotyku nerovností povrchů obou těles, případně viskozitou maziva. Pro polosuché a kapalinné tření platí složitější vztahy než Coulombův zákon. V Tab. 1 můžeme vidět orientační součinitele smykového tření mezi vybranými materiály, většinou pro suché tření. [4]

Tab. 1 - Orientační součinitele smykového tření vybraných materiálů [39]

Materiály	f [-]	Materiály	f [-]
ocel - ocel	0,15	pryž - pryž	1,15
ocel - pryž	0,7	pryž - asfalt	0,5 - 0,8
ocel - dřevo	0,5	pryž - mokrý asfalt	0,3 - 0,7
ocel - kůže	0,6	pryž - beton	0,6 - 0,85
ocel - teflon	0,1	pryž - led	0,05 - 0,2

3.2 Valivý odpor

Při odvalování válcovitého tělesa po druhém tělese je ve své podstatě využito adhezní síly, která zabraňuje vzájemnému prokluzu kontaktních plošek. Dále zde v důsledku poddajného tělesa dochází ke vzniku pasivního odporu nazývaného valivý odpor (někdy valivé tření). Velikost valivého odporu F_v tělesa o poloměru r je definována pomocí ramene valivého odporu ξ vztahem

$$F_v = \frac{\xi}{r} \cdot N, \quad (2)$$

Kde N je normálová síla v bodu dotyku. Hodnota součinitele valivého odporu se zjišťuje experimentálně, podobně, jako součinitel tření

Problém může nastat, pokud valivý odpor překoná adhezní sílu. Dojde tak k vzájemnému prokluzu těles. Musí tedy být splněna statická podmínka valení, dle které tečná síla (Reakce mezi valivou dvojicí se rozkládá na složku normálovou a tečnou, podobně jako u smykového tření. Tečná složka zde vzniká právě vlivem valivého odporu.) nesmí být větší než adhezní síla.

4 Pohon stanoviště

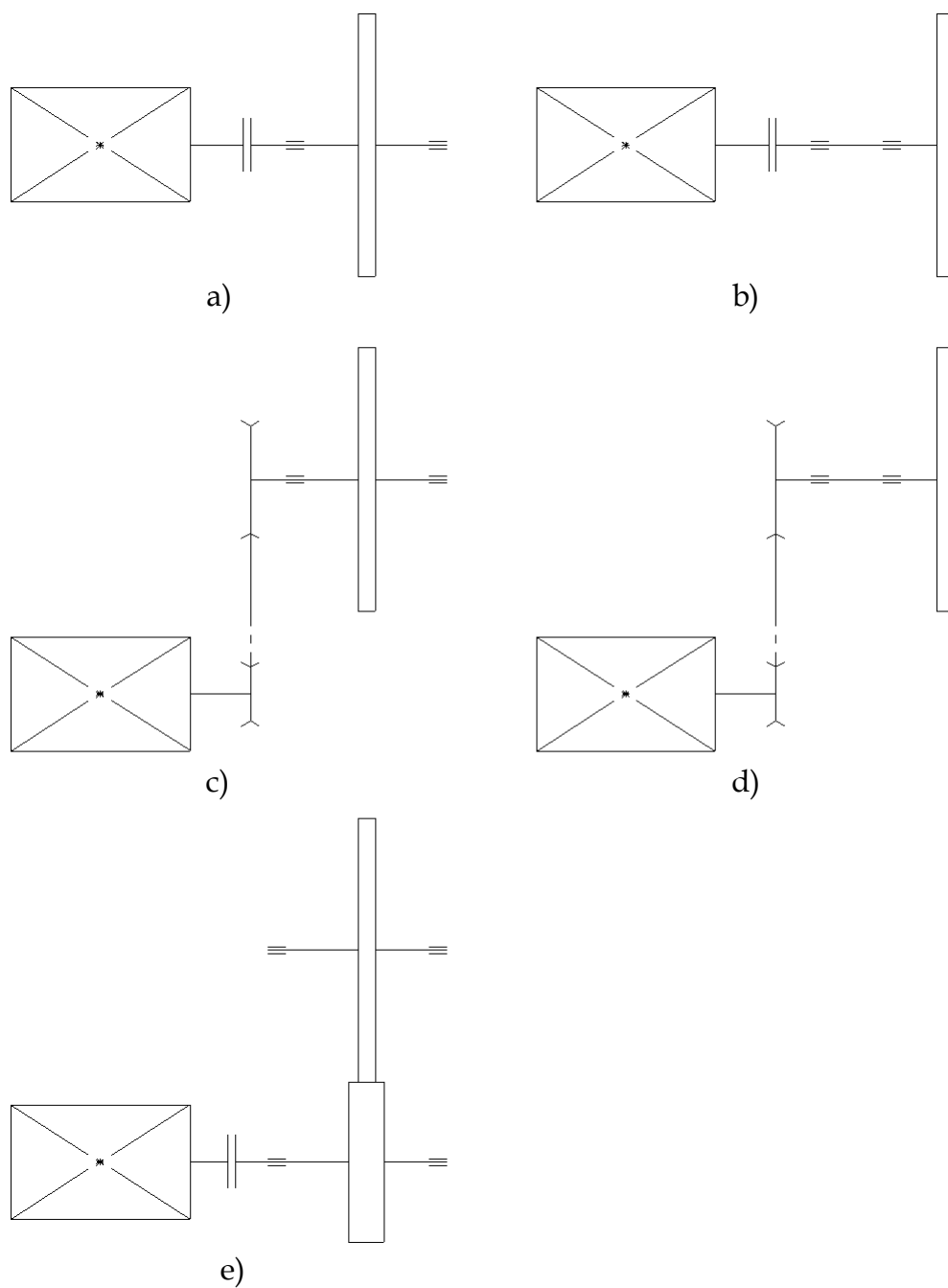
4.1 Uspořádání pohonu

Na Obr. 4.1 jsou navrženy možnosti uspořádání pohonu. Hřídel, na kterou se nasazuje náboj kola, nemůže kvůli malému průměru být namáhána na ohyb. To znamená, že opory musí být na obou stranách od kola, což vylučuje varianty b) a d). Při spojení kola s motorem bez převodu, by kolo mělo stejné otáčky jako motor, tzn. minimálně 750 min^{-1} . Tato hodnota je výrazně vyšší než hodnota otáček kola při provozu bicyklu, vyloučíme proto variantu a). Varianty c) a e) jsou konstrukčně velmi podobné. Zvolíme variantu e), protože se více blíží reálnému pohonu kola při brzdění a uchycení kola může být stejné jako na bicyklu. Ve vybraném případě je kolo roztáčeno buď kotoučem, nebo pásem, na který je přitlačováno. Při vhodně zvoleném průměru kotouče ani nebude potřeba převádět otáčky elektromotoru.

4.2 Měření brzdné síly

Pro správný výběr elektromotoru a návrh dalších součástí pohonu potřebujeme zjistit maximální a běžně dosahovanou sílu působící na bicykl při jeho brzdění, a následně určit odpovídající krouticí moment působící při brzdění na kolo. Při určování těchto veličin budeme vycházet z měření brzdné dráhy bicyklu.

Podmínky měření: Měření probíhalo na suchém, vodorovném, asfaltovém povrchu. Vodorovný povrch jsme zvolili proto, že vzhledem ke geometrii bicyklu se na něm dá dosáhnout největších brzdných momentů (Nepočítáme-li jízdu do kopce, při které se většinou nebrzdí.). Použit byl horský bicykl o hmotnosti 15 kg a s koly o průměru 26". Hmotnost jezdce byla 85 kg. Provedli jsme dvě různá měření brzdné dráhy z rychlosti $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ do zastavení při brzdění pouze přední brzdou. Při prvním měření jsme se snažili dosáhnout co nejkratší brzdné dráhy (tedy největší brzdné síly), zatímco při druhém měření jsme brzdili jen tak prudce, aby to pro jezdce bylo pohodlné, tedy silou, které je při brzdění za normálních podmínek běžně dosahováno.



Obr. 4.1 – Možnosti uspořádání pohonu

Naměřené hodnoty: Pro první měření jsme provedli 10 opakování a minimální naměřená brzdná dráha byla $l_{bmin} = 3,65$ m. Dalších 7 hodnot se pohybovalo mezi 3,65 m a 3,9 m a zbylé dvě hodnoty byly výrazně vyšší.

Při druhém měření jsme provedli opět 10 opakování. Naměřené hodnoty délky brzdné dráhy se pohybovali od 8 m do 11 m. Jelikož hodnoty byly v daném rozsahu rovnoměrně rozděleny, zvolíme si pro výpočet nejnižší hodnotu $l_b = 8$ m.

4.3 Návrhové výpočty

Potřebné veličiny a konstanty:

$l_{bmin} = 3,65 \text{ m}$	minimální brzdná dráha
$l_b = 8 \text{ m}$	standardní brzdná dráha
$m_b = 100 \text{ kg}$	brzděná hmotnost (hmotnost bicyklu a jezdce)
$v_b = 8,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} (30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1})$	počáteční rychlost při brzdění
$d_k = 660,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} (26")$	průměr kola bicyklu

4.3.1 Brzdná síla a krouticí moment

Brzdění uvažujeme jako rovnoměrně zrychlený (zpomalený) pohyb. Kinematické vztahy pro rychlost, resp. dráhu tohoto pohybu jsou:

$$v = v_0 + a\bar{t}, \text{ resp.} \quad (3)$$

$$l = v_0\bar{t} + \frac{1}{2}a\bar{t}^2, \quad (4)$$

kde v_0 je počáteční rychlost, a zrychlení, a \bar{t} doba pohybu. V našem případě můžeme uvažovat místo zpomaleného pohybu zrychlený, s počáteční rychlostí $v_0 = 0$ a koncovou rychlostí v_b . Kombinací vztahů (3) a (4) získáme rovnici

$$a = \frac{1}{2} \frac{v_b^2}{l}, \quad (5)$$

ze které spočteme zrychlení:

$$a_{bmax} = \frac{1}{2} \frac{v_b^2}{l_{bmin}},$$

$$a_b = \frac{1}{2} \frac{v_b^2}{l_b},$$

$$a_{bmax} = \frac{1}{2} \cdot \frac{8,3^2}{3,65},$$

$$a_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{8,3^2}{8,0},$$

$$a_{bmax} = 9,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2},$$

$$a_b = 4,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}.$$

Brzdnou sílu působící na jezdce a bicykl určíme dle vztahu

$$F = ma, \quad (6)$$

kde m je hmotnost a a je zrychlení soustavy. Tato síla působí na kolo na rameni o délce poloměru kola $d/2$. Výsledný moment působící na kolo je tedy

$$M = F \frac{d}{2}. \quad (7)$$

Do vztahů (6) a (7) dosadíme a dostaneme:

$$F_{bmax} = m_b a_{bmax},$$

$$F_{bmax} = m_b a_b,$$

$$F_{bmax} = 100 \cdot 9,51,$$

$$F_b = 100 \cdot 4,34,$$

$$F_{bmax} = 951 \text{ N},$$

$$F_b = 434 \text{ N},$$

$$M_b = F_{bmax} \frac{d_k}{2},$$

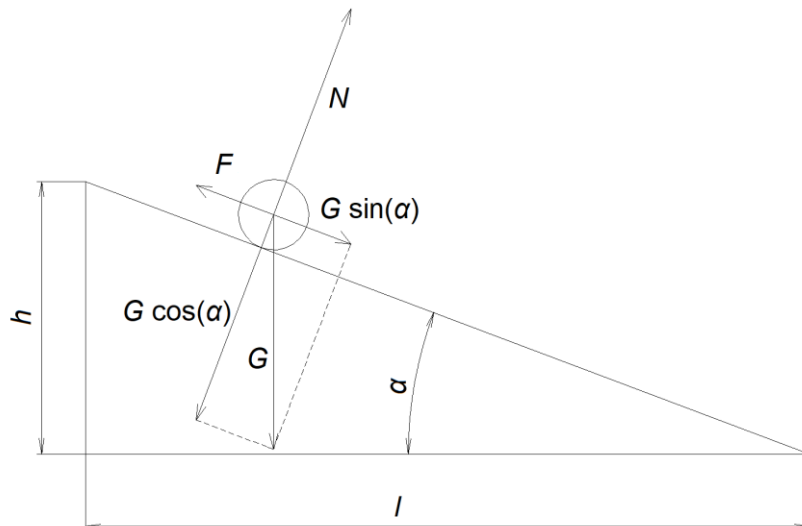
$$M_b = F_b \frac{d_k}{2},$$

$$M_{bmax} = 951 \cdot \frac{660,4 \cdot 10^{-3}}{2},$$

$$M_b = 434 \cdot \frac{660,4 \cdot 10^{-3}}{2},$$

$$M_{bmax} = 314 \text{ Nm},$$

$$M_b = 143 \text{ Nm}.$$



Obr. 4.2 - Rovnoměrný přímočarý pohyb po nakloněné rovině

Mimo namáhání brzd při zastavování je třeba uvažovat také jejich využití pro udržování konstantní rychlosti při dlouhém prudkém klesání. Pro úplnost je třeba ověřit, jaká je možná brzdná síla při tomto zatížení. Pro udržení konstantní rychlosti, zanedbáme-li pasivní odpory a odpor vzduchu, musí být brzdná síla rovna složce tíhové síly působící ve směru pohybu, viz Obr. 4.2. (Jde o rovnoměrný přímočarý pohyb tělesa po nakloněné rovině v tíhovém poli Země, se zanedbáním pasivních odporů.) Dostáváme tedy

$$F = F_G \sin \alpha = mg \sin \alpha, \quad (8)$$

kde G je tíhová síla působící na těleso, m hmotnost tělesa a α je sklon nakloněné roviny, který určíme jako

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{l}. \quad (9)$$

Jako jedno z nejprudších klesání, které je možné sjet konstantní rychlostí jsme vybrali nejprudší část sjezdovky Pod lany v lyžařském areálu Ještěd. Délka, resp. převýšení vybraného úseku jsou $l_{bk} = 169$ m, resp. $h_{bk} = 65$ m [38]. Podle (11) a (10) určíme brzdou sílu na vybraném klesání F_{bk}

$$\alpha_{bk} = \operatorname{arctg} \frac{h_{bk}}{l_{bk}},$$

$$\alpha_{bk} = \operatorname{arctg} \frac{65}{169} = 21,04^\circ,$$

$$F_{bk} = m_b g \sin \alpha_{bk},$$

$$F_{bk} = 100 \cdot 9,81 \cdot \sin 21,04^\circ,$$

$$F_{bk} = 352 \text{ N}.$$

Tato síla je menší než síla při běžném zastavování na rovině $F_b = 434$ N. Při dalších návrzích s ní tedy nebudeme počítat.

4.3.2 Otáčky

Při běžném provozu bicykly dosahují rychlostí maximálně 70 až 80 km · h⁻¹ (pro horská kola je to většinou méně). V této práci budeme uvažovat maximální rychlost $v_{max} = 20$ m · s⁻¹ = 72 km · h⁻¹. Nejmenší používaný průměr kol na dospělých bicyklech je $d_k = 660,4 \cdot 10^{-3}$ m. Otáčky kola při maximální rychlosti určíme jako

$$n_k = \frac{60 \cdot v_{max}}{\pi d_k}. \quad (10)$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 20}{\pi \cdot 660,4 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_k = 578 \text{ min}^{-1}$$

4.3.3 Motor

Zařízení bude poháněno asynchronním elektromotorem s kotvou na krátko, jehož otáčky je možné řídit frekvenčním měničem. Řízení otáček potřebujeme kvůli

možnostem testování brzd pro různé rychlosti. Výkon je dán otáčkami a krouticím momentem:

$$P = M_k \omega = \frac{\pi M_k n}{30}, \quad (11)$$

kde ω je úhlová rychlost, M_k je krouticí moment a n otáčky. Návrhový výkon P'_{max} , resp. P' spočteme podle (11):

$$P'_{max} = 2\pi M_{bmax} n_k,$$

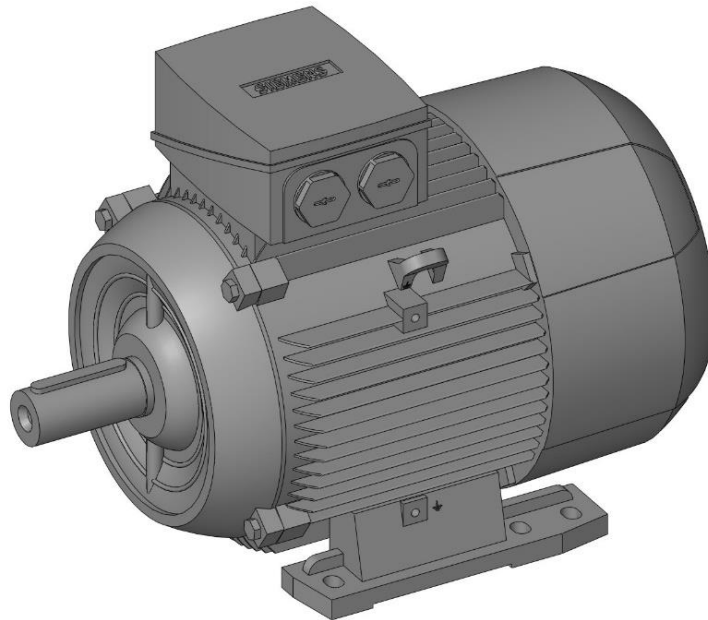
$$P' = 2\pi M_b n_k,$$

$$P'_{max} = \frac{\pi \cdot 314 \cdot 587}{30} = 19\,026 \text{ W},$$

$$P' = \frac{\pi \cdot 143 \cdot 587}{30} = 8\,681 \text{ W},$$

$$P'_{max} = 19,0 \text{ kW},$$

$$P' = 8,7 \text{ kW}.$$



Obr. 4.3 - Elektromotor Siemens 1LE1001-1CC32-2AA4 [43]

Výkonu P'_{max} je při brzdění dosahováno jen velmi krátkodobě a málo často. Proto není vhodné na tento výkon navrhovat elektromotor. Oproti tomu, výkonu P' může být při sjezdu dosahováno pravidelně. Proto je vhodné navrhovat motor pro výkon $P' = 8,7 \text{ kW}$. Pro měření vlastností brzd při velmi prudkém brzdění a podobných extrémních případech je vhodnější ke kolu připojit setrvačnick pro uložení potřebné energie. Původně jsme navrhli motor s výkonem 11 kW. V kapitole 4.3.5 jsme však dospěli ke sníženému požadovanému výkonu $P'_e = 4,7 \text{ kW}$, podle kterého jsme návrh změnili.

Z katalogu Siemens [36] podle výsledného požadovaného výkonu $P'_e = 4,7 \text{ kW}$ jsme vybrali motor **1LE1001-1CC32-2AA4** [Obr. 4.3]. Šestipólový motor jsme vybrali, protože je levnější než osmipólové motory a oproti čtyřpólovému a dvoupólovému motoru u něj nebudeme potřebovat přídatný převod ke třetímu převodu. Parametry zvoleného elektromotoru jsou:

$$P_N = 5,5 \text{ kW},$$

$$n_N = 970 \text{ min}^{-1},$$

$$M_N = 54 \text{ Nm},$$

$$\frac{M_K}{M_N} = 2,6.$$

Další parametry motoru viz [36], výkres s rozměry viz.

4.3.4 Převod a hnací kolo

Z předchozích výpočtů známe:

$$n'_2 = n_k = 578 \text{ min}^{-1} \quad \text{požadované otáčky kola (Kapitola č. 4.3.2),}$$

$$d_2 = d_k \cdot 10^3 \quad \text{průměr kola bicyklu}$$

$$= 660,4 \text{ mm}$$

Pro převodový poměr platí vztah

$$i_{př} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{\eta_{př} M_1} = \frac{d_2}{d_1}, \quad (12)$$

kde M_1 , resp. $n_1 = n_N$, resp. d_1 jsou hodnoty momentu, resp. otáček, resp. průměru kola na vstupu, M_2 , resp. n_2 , resp. d_2 hodnoty na výstupu a $\eta_{př}$ je účinnost převodu (viz Obr. 4.4). Dosazením otáček n_N a n'_2 a průměru d_2 do (12) určíme požadovaný průměr kola na vstupu

$$d'_1 = \frac{n'_2}{n_N} d_2,$$

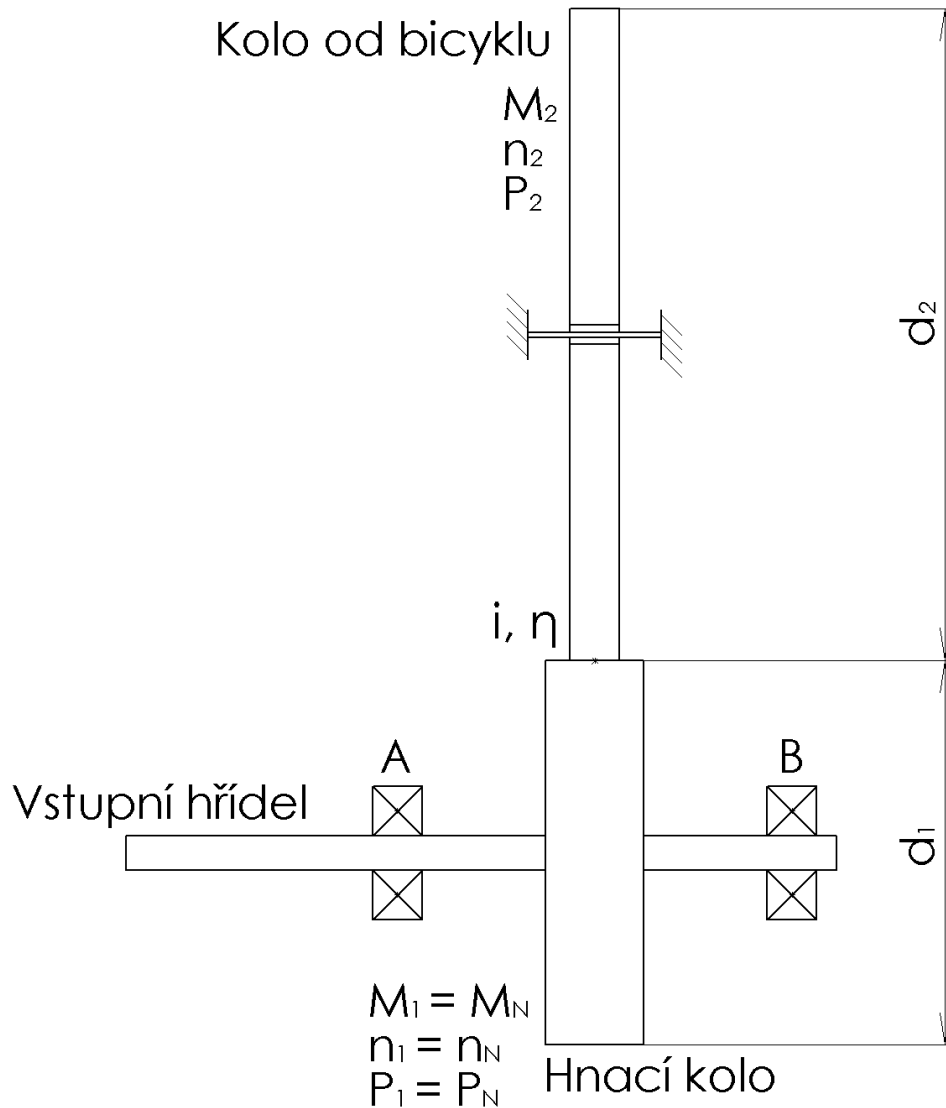
$$d'_1 = \frac{578}{970} 660,4,$$

$$d'_1 = 394 \text{ mm}.$$

Valení kola po válci o vypočteném průměru d_1' bude dostatečně přibližovat valení po rovné podložce při jízdě bicyklu. Nebudeme tedy potřebovat přídatný převod, a volíme plné ocelové kolo o průměru a šířce

$$d_1 = 390 \text{ mm a}$$

$$h_1 = 105 \text{ mm.}$$



Obr. 4.4 - Schéma uspořádání třecího převodu

Z rovnice (12) určíme výslednou hodnotu převodu $i_{př}$ a otáček na poháněném kole n_2 .

$$i_{př} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{660}{390},$$

$$i_{př} = 1,693,$$

$$n_2 = \frac{n_N}{i} = \frac{970}{1,693},$$

$$n_2 = 573 \text{ min}^{-1}.$$

Pro určení momentu M_2 potřebujeme znát účinnost převodu, která souvisí s materiálem obou kol a určíme ji v kapitole 4.3.6.

4.3.5 Snížený požadovaný výkon elektromotoru

Hustota oceli je $\rho_{Fe} = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [2]. Když V_1 je objem kola, hmotnost kola je potom

$$m_1 = V_1 \rho_{Fe} = \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 \rho_{Fe}, \quad (13)$$

$$m_1 = \frac{\pi \cdot 390^2}{4} 105 \cdot 7850 \cdot 10^{-9} = 98,46 \text{ kg}.$$

Dále určíme moment setrvačnosti jako

$$I_{s1} = \frac{1}{2} m_1 \frac{d_1^2}{4}, \quad (14)$$

$$I_{s1} = \frac{1}{2} \cdot 98,46 \cdot \frac{390^2}{4} \cdot 10^{-6} = 1,87 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Při brzdění bude na testované kolo kromě výkonu motoru působit setrvačný účinek hnacího kola P_{s1} , který při velikosti brzděného zrychlení $a_b = 4,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a otáčkách kola $n_N = 970 \text{ min}^{-1}$, bude dán vztahem

$$P_{s1} = 2\pi n_N M_{s1}, \quad (15)$$

kde M_{s1} je moment od setrvačnosti hnacího kola, který závisí na úhlovém zrychlení kola α_{s1} podle

$$M_{s1} = I_{s1} \alpha_{s1} = I_{s1} \frac{2a_b}{d_1}. \quad (16)$$

Dosazením do (15) a (16) pak dostaneme setrvačný účinek v podobě výkonu

$$M_{s1} = 1,78 \frac{2 \cdot 4,34}{0,390} = 39,6 \text{ Nm},$$

$$P_{s1} = 2\pi \cdot \frac{970}{60} \cdot 39,6 \cdot 10^{-3} = 4,0 \text{ kW}.$$

To znamená, že požadovaný výkon motoru $P' = 8,7$ kW z kapitoly 4.3.3 můžeme zmenšit o P_{s1} . Požadovaný výkon elektromotoru potom tedy bude

$$P'_e = P' - P_{s1} = 8,7 - 4,0,$$

$$P'_e = 4,7 \text{ kW}.$$

4.3.6 Přenos výkonu třecí dvojicí

Kvůli menšímu potřebnému přítlaku poháněného kola na hnací kolo, zvolíme pro pohon pogumované ocelové kolo. Nevýhodou pogumování je, že se zvýší valivý odpor. Nejprve určíme potřebný přítlak kol N_p tak, aby nedocházelo k prokluzu při standardní brzdě síle F_b , podle

$$N_p = k \frac{F_b}{f}, \quad (17)$$

kde f je součinitel smykového tření, který má z Tab. 1 pro kombinaci pryž-pryž hodnotu $f = 1,15$ a k je součinitel bezpečnosti, který volíme $k = 2$. Součinitel bezpečnosti jsme zvolili relativně velký, kvůli členitému povrchu pláště kola bicyklu, který se bude chovat o něco jinak než hladký pryžový povrch. Potom

$$N_p = 2 \frac{408}{1,15},$$

$$N_p = 755 \text{ N}.$$

Pro zajištění přítlaku budeme uvažovat závaží hmotnosti, resp. tíze v násobcích $m_{zmin} = 5$ kg, resp. $F_{Gzmin} = 49,05$ N. Původně jsme předpokládali, že přítláčná síla je rovna tíze závaží $N = F_{Gzp} = 785$ N o hmotnosti $m_{zp} = 80$ kg. Vzhledem ke geometrii nosné konstrukce a dynamice zařízení při měření jsme však dospěli k maximální, resp. minimální přítláčné síle za provozu $N_{max} = 1018$ N resp. $N_{min} = 748$ N (viz kapitola 5.1.3) a návrhové výpočty jsme přepočítali pro tuto sílu. Minimální přítláčnou sílu jsme si dovolili zvolit o něco menší, než je požadovaná síla, jelikož se k ní připojí hmotnost nosné konstrukce, se kterou jsme v návrhu nepočítali. Hmotnost závaží jsme určili v kapitole 5.1.3.

Naším cílem je zkontrolovat, zda bude na testované kolo třecím převodem při brzdění zrychlením $a_b = 4,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ přenesen požadovaný výkon $P' = 8,7$ kW. Proto se zaměříme na maximální ztráty výkonu při brzdění, ke kterým bude docházet při

maximální přítláčné síle $N_{max} = 1018$ N. Podle [40] se dají ztráty výkonu valícího se kola po protiskluzovém (slzičkovém) plechu určit jako

$$P_z = CRR \cdot N \cdot v, \quad (18)$$

kde CRR je součinitel valivého odporu. U testovaných plášťů byl naměřen největší součinitel $CRR = 0,01775$ Pro rychlost $v_{max} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a přítláčnou sílu $N_{max} = 1018$ N dostáváme dosazením do (18) maximální ztrátový výkon P_{zmax} :

$$P_{zmax} = CRR \cdot N_{max} \cdot v_{max} = 0,01775 \cdot 1018 \cdot 20 = 361 \text{ W},$$

$$P_{zmax} = 0,361 \text{ kW},$$

Účinnost přenosu výkonu je pak dána jako

$$\eta = 1 - \frac{P_z}{P_N + P_{s1}}, \quad (19)$$

po dosazení maximálního, ztrátového výkonu dostaneme minimální účinnost přenosu energie

$$\eta_{min} = 1 - \frac{P_{zmax}}{P_N + P_{s1}} = 1 - \frac{0,361}{5,5 + 4},$$

$$\eta_{min} = 0,962.$$

Minimální výkon na poháněném kole podle

$$P_2 = \eta(P_N + P_{s1}), \quad (20)$$

a minimální moment M_2 na poháněném kole při zrychlení podle (12):

$$P_{2min} = \eta_{min}(P_N + P_{s1}) = 0,962 \cdot 9,5,$$

$$P_{2min} = 9,14 \text{ kW},$$

$$M_{2min} = \eta_{min}(M_N + M_{s1})i_{př},$$

$$M_{2min} = 0,965 \cdot (54 + 39,6) \cdot 1,693,$$

$$M_{2min} = 152 \text{ Nm}.$$

Účinnost odvalu po válci s menším průměrem a gumovým povrchem, při zatížení momentem, bude pravděpodobně o něco menší. Minimální výkon i krouticí moment na poháněném kole je však vyšší, než požadovaný výkon $P' = 8,7$ kW (kap. 4.3.3) a moment $M_b = 143$ Nm (kap. 4.3.1), takže přenesený výkon bude dostatečný i

při větších ztrátách. Navíc jsme počítali se ztrátovým výkonem při větším příkonu, než je $P_N + P_{s1}$. Vypočtené hodnoty jsou proto pro návrh zařízení dostatečně přesné, a můžeme říci, že výkon elektromotoru je dostačující.

4.3.7 Minimální průměr hřídele

Minimální průměr vstupní hřídele d_{Hmin} navrhujeme předběžně z pevnostní podmínky pro krut, kterou budeme aplikovat na maximální krouticí moment motoru $M_K = 2,6M_N = 2,6 \cdot 54$ podle [36]

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi d^3}{16}}, \quad (21)$$

po úpravě

$$d_{Hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 M_K}{\pi \tau_{DH}}}. \quad (22)$$

Dovolené smykové napětí volíme $\tau_{DH} = 25$ MPa. Po dosazení do (22) dostaneme

$$d_{Hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,6 \cdot 54 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}},$$

$$d_{Hmin} = 30,6 \text{ mm.}$$

Dále navrhujeme přibližný průměr $d_{H\vartheta}$ z podmínky pro dovolený celkový úhel nakroucení na jednotku délky $\vartheta_D = 0,35$ °/m. Pro úhel nakroucení platí

$$\vartheta = \frac{M_k}{GI_p} \frac{180^\circ}{\pi}, \quad (23)$$

kde G je modul pružnosti ve smyku, pro ocel $G = 81$ GPa, a I_p je polární kvadratický moment průřezu, který je dán vztahem

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (24)$$

Kombinací (23) a (24) dostaneme po dosazení průměr hřídele

$$d_{H\vartheta} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 180^\circ \cdot M_K}{\pi^2 G \vartheta}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 180 \cdot 2,6 \cdot 54 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 81 \cdot 0,35}},$$

$$d_{H\vartheta} = 41,2 \text{ mm.}$$

Nejmenší průměr hřídele musí být větší, než vyšel z napěťové podmínky a bereme ohledem na podmínku pro celkový úhel nakroucení. Volíme normalizovaný průměr zakončení hřídele $d_H = 38$ mm [2]. Pro hřídel volíme materiál C45+N (1.0503) dle EN 10083-2 (obdoba 12 050).

4.3.8 Spojka

Hřídel s hnacím kolem a hřídel motoru budou spojeny pružnou hřídelovou spojkou, kterou navrhujeme podle výpočtového momentu

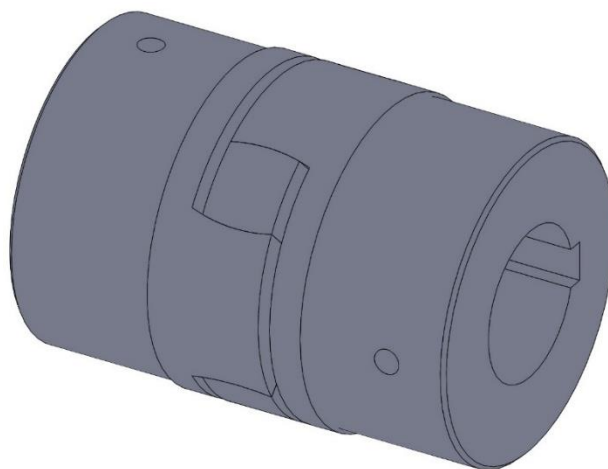
$$M_{kv} = k_p M_N, \quad (25)$$

kde provozní součinitel je v našem případě podíl maximálního M_K a jmenovitého M_N krouticího momentu motoru $k_p = 2,6$. Po dosazení

$$M_{kv} = 2,6 \cdot 54,$$

$$M_{kv} = 140 \text{ Nm},$$

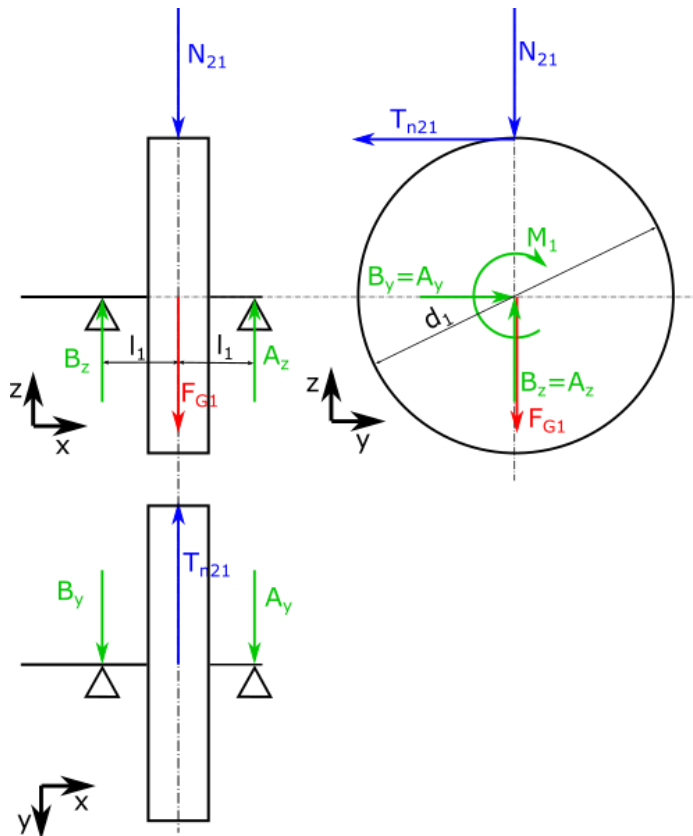
Volíme tedy pružnou spojkou **GE-T 38-45 BB** [Obr. 4.5] od společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o [37].



Obr. 4.5 - Pružná spojka T.E.A Technik GE-T 38-45 BB [47]

4.3.9 Silové poměry pohonu a zatížení ložisek

Návrh ložisek budeme provádět pro maximální zatížení $N_{21} = N_{max} = 1018$ N a $T_{n21} = T_{max} = 1171$ N, které jsme určili v kap. 5.1.3. Kolo od bicyklu bude uchyceno ve vidlici, obdobně jako na bicyklu. Hnací kolo bude na hřídeli, s motorem spojené pružnou spojkou a uložené symetricky ve dvou ložiskových domcích.



Obr. 4.6 - Silové poměry pohonu

Pro silové poměry hnacího kola při maximální přítláčné síle, viz Obr. 4.6, napíšeme rovnice rovnováhy ve směrech y a z

$$N_{21} + F_{G1} = A_z + B_z, \quad (26)$$

$$A_z l_1 = B_z l_1, \quad (27)$$

$$T_{n21} = A_y + B_y, \quad (28)$$

$$A_y l_1 = B_y l_1, \quad (29)$$

kde $l_1 = 89,5$ mm je vzdálenost mezi středem hnacího kola a středem ložiska a A , B jsou reakce v ložiskách. Tíhová síla působící na hnací kolo je

$$F_{G1} = m_1 g, \quad (30)$$

Potom z rovnic (26) až (30) dostáváme

$$F_{G1} = 98,46 \cdot 9,81 = 966 \text{ N},$$

$$A_z = B_z = \frac{N_{21} + F_{G1}}{2} = \frac{N_{max} + F_{G1}}{2} = \frac{1018 + 965}{2},$$

$$A_z = B_z = 992 \text{ N},$$

$$A_y = B_y = \frac{T_{n12}}{2} = \frac{T_{max}}{2} = \frac{1171}{2},$$

$$A_y = B_y = 585 \text{ N.}$$

Nakonec vypočteme reakce v ložiskách podle

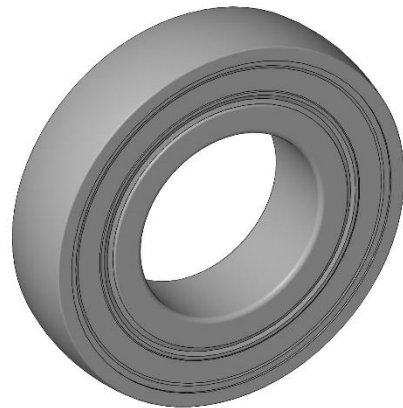
$$R_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = R_B, \quad (31)$$

$$A = B = \sqrt{585^2 + 992^2},$$

$$A = B = 1152 \text{ N.}$$



Obr. 4.7 - Ložisková jednotka SYJ 40 TF [43]



Obr. 4.8 - Ložisko 1726208-2RS1 [43]

4.3.10 Ložiska a ložisková tělesa

Podle katalogu SKF [42] jsme vybrali ložiskovou jednotku pro průměr hřídele 40 mm **SYJ 40 TF** (Obr. 4.7) s ložiskem **1726208-2RS1** (Obr. 4.8). Budeme kontrolovat trvanlivost ložisek při maximálním zatížení hřídele. Pro trvanlivost ložisek v hodinách platí vztah

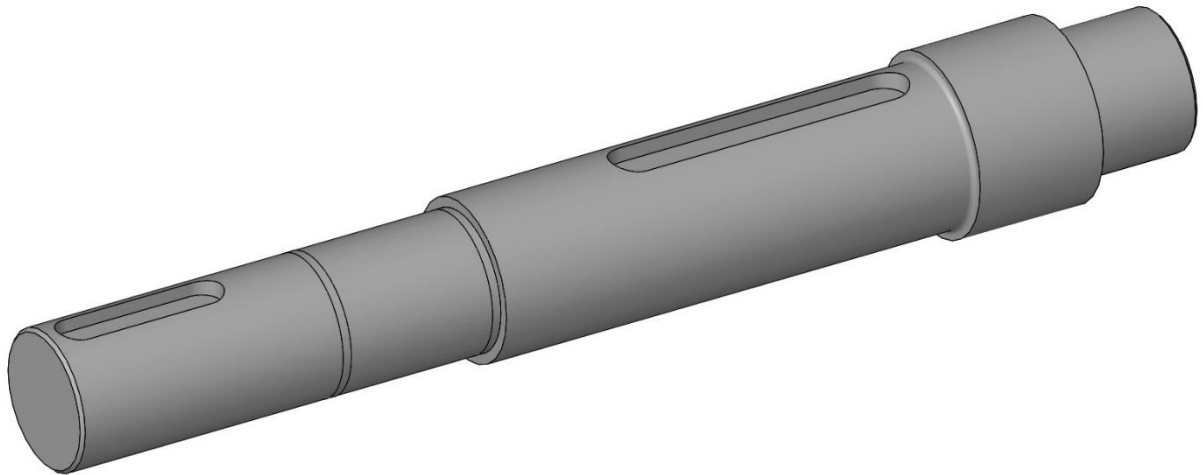
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p \frac{10^6}{60 n}, \quad (32)$$

kde pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$, pro zvolená ložiska $C = 30,7 \text{ kN}$. Dále dosadíme $n = n_1$ a pro $m P_r = A = B$

$$L_{10h} = \left(\frac{30,7}{1,152}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 970},$$

$$L_{10h} = 325\,000 \text{ h.}$$

Tato trvanlivost je zbytečně vysoká, ale podle [44] jsou navržená ložisková tělesa nejlevnější variantou pro daný průměr. Vybraná ložiskové jednotky a ložiska jsou tedy pro náš případ nejlepší možné.



Obr. 4.9 - Hřídel

4.4 Kontrolní výpočty

Pro navržené součásti pohonu provedeme kontrolní výpočty

4.4.1 Hřídel

Krouticí moment bude přenášen na hnací kolo hřídelí (Obr. 4.9). Tato hřídel je tedy namáhána krouticím momentem a radiálními silami od testovaného kola a tíhy hnacího kola (kap 4.3.9). Vlivem rotace tedy dochází ke střídavému namáhání hřídele ohybem. Hřídel proto zkontrolujeme z hlediska statického namáhání, torzní tuhosti a dynamického namáhání v průřezích obsahujících vruby. Průhyb a naklopení hřídele kontrolovat nebudeme, jelikož naklopení pod ložisky podle [42] může být až 2° , což je hodnota, které se běžně zdaleka nedosahuje a průhyb a naklopení pod hnacím kolem nemá vliv na funkci zařízení.

4.4.1.1 Statická kontrola

Ze zatížení hřídele na Obr. 4.10, resp. Obr. 4.12 určíme průběhy ohybového momentu v rovině x - y , resp. x - z , když známe velikosti sil

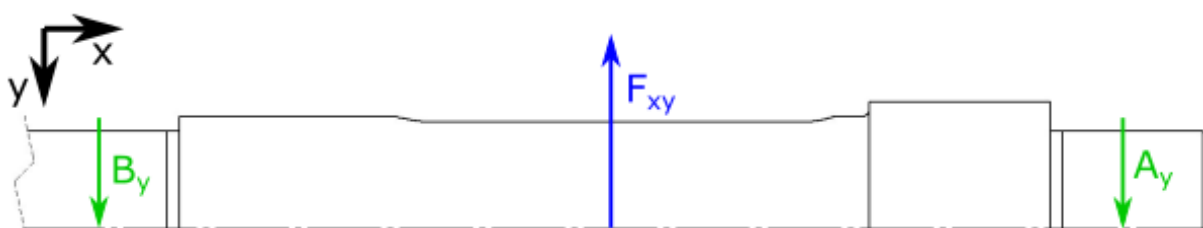
$$A_y = B_y = 585 \text{ N},$$

$$A_z = B_z = 992 \text{ N},$$

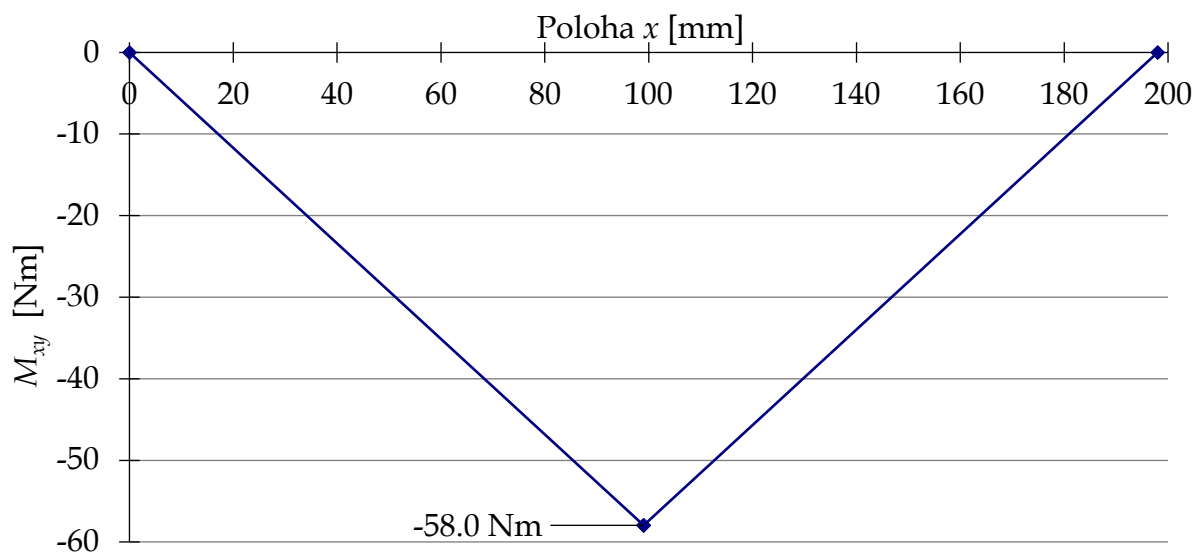
$$F_{Hxy} = T_{max} = 1171 \text{ N}.$$

$$F_{Hxz} = N_{max} + F_{G1} = 1018 + 965 = 1983 \text{ N}$$

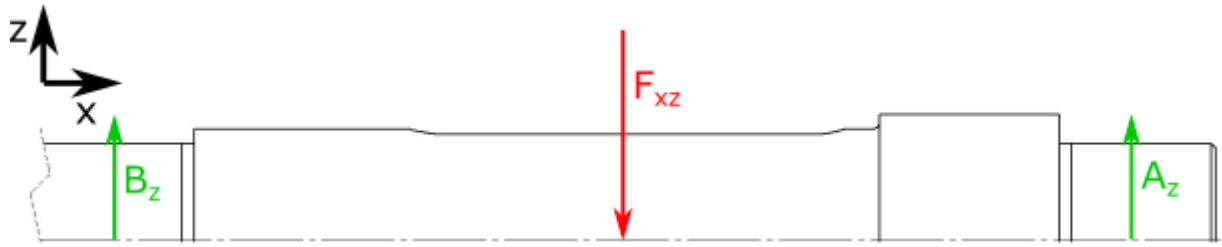
a délku $l_1 = 99 \text{ mm}$. Průběhy momentu vyneseme do grafů v závislosti na poloze určované od ložiska B (viz Obr. 4.11 a Obr. 4.13).



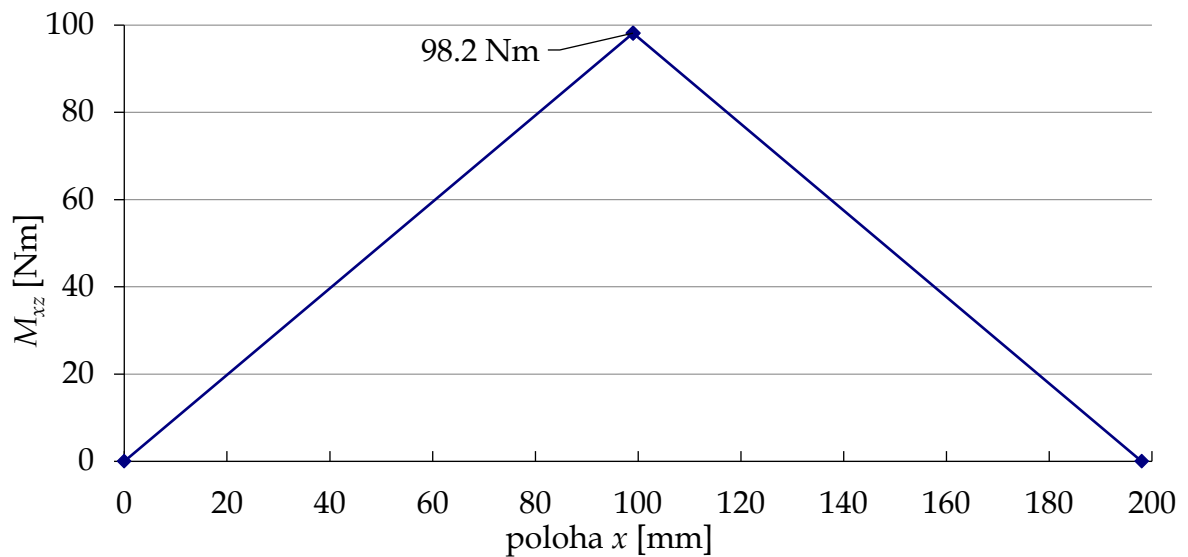
Obr. 4.10 - Zatížení hřídele v rovině x - y



Obr. 4.11 - Graf závislosti ohybového momentu v rovině x - z na poloze x



Obr. 4.12 - Zatížení hřídele v rovině x - z



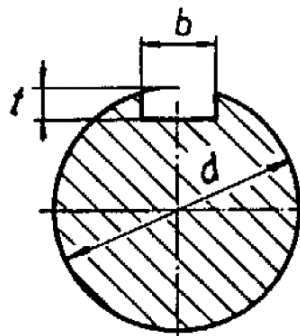
Obr. 4.13 - Graf závislosti ohybového momentu v rovině x - z na poloze x

Statickou kontrolu pevnosti provedeme v místě působení v místě působení sil F_{Hxy} a F_{Hxz} , kde je ohybový moment maximální. Jeho velikost je

$$M_{Hoxxy} = B_y l_1 = 585 \cdot 99 \cdot 10^{-3} = 58,0 \text{ Nm},$$

$$M_{Hoxz} = B_z l_1 = 992 \cdot 99 \cdot 10^{-3} = 98,2 \text{ Nm},$$

$$M_{Ho} = \sqrt{M_{Hoxxy}^2 + M_{Hoxz}^2} = \sqrt{58,0^2 + 98,2^2} = 114,0 \text{ Nm}.$$



Obr. 4.14 - Rozměry hřídele s drážkou pro pero [3]

Průměr hřídele v místě působení momentu je $d_{HM} = 46$ mm a ohybové napětí je dáno vztahem

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o}, \quad (33)$$

kde M_o je ohybový moment a W_o modul průřezu v ohybu, který má pro kruhový průřez o průměru d s drážkou pro pero o rozměrech b a t (Obr. 4.14) hodnotu [3]

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}. \quad (34)$$

Drážka pro pero v kontrolovaném průřezu má rozměry $b_H = 14$ mm a $t_H = 5,5$ mm. Kombinací vztahů (33) a (34) dostaneme ohybové napětí ve zvoleném průřezu

$$W_{Ho} = \frac{\pi d_{HM}^3}{32} - \frac{b_H t_H (d_{HM} - t_H)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 46^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (46 - 5,5)^2}{2 \cdot 46} = 8\,183 \text{ mm}^3.$$

$$\sigma_H = \frac{M_{Ho}}{W_{Ho}} = \frac{114 \cdot 10^3}{8\,183},$$

$$\sigma_H = 13,9 \text{ MPa}.$$

Hřídel je v kontrolovaném místě kromě ohybového momentu namáhána krouticím momentem, jehož maximum je rovno maximálnímu momentu od motoru

$$M_{Hk} = M_k = 2,6M_N = 2,6 \cdot 54 = 140,4 \text{ Nm}.$$

Smykové napětí od krouticího momentu M_k je dáno vztahem

$$\tau = \frac{M_k}{W_k}, \quad (35)$$

kde W_k je modul průřezu v krutu a pro kruhový průřez o průměru d s drážkou pro pero o rozměrech b a t (Obr. 4.14) má hodnotu [3]

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}. \quad (36)$$

Ze vztahů (35) a (36) dostaneme smykové napětí ve zvoleném průřezu

$$W_{Hk} = \frac{\pi d_{HM}^3}{16} - \frac{b_H t_H (d_{HM} - t_H)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 46^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (46 - 5,5)^2}{2 \cdot 46} = 17\,739 \text{ mm}^3.$$

$$\tau_H = \frac{M_{Hk}}{W_{Hk}} = \frac{140,4 \cdot 10^3}{17\,739},$$

$$\tau_H = 7,9 \text{ MPa}.$$

Dále určíme celkové redukované napětí podle vztahu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \alpha_\tau^2 \tau^2}, \quad (37)$$

kde budeme vycházet z teorie pružnosti podle hypotézy τ_{max} , pro kterou platí hodnota koeficientu $\alpha_\tau = 2$. σ je celkové tahové napětí a τ celkové smykové napětí.

Po dosazení pro náš případ dostaneme

$$\sigma_{Hred} = \sqrt{\sigma_H^2 + \alpha_\tau^2 \tau_H^2} = \sqrt{13,9^2 + 2^2 \cdot 7,9^2},$$

$$\sigma_{Hred} = 21,0 \text{ MPa.}$$

Dovolené napětí jsme zvolili s ohledem na potřebnou tuhost $\sigma_D = 70 \text{ MPa}$ [3]. Jelikož platí, že redukované napětí je menší než dovolené

$$21,0 \text{ MPa} = \sigma_{Hred} < \sigma_D = 70 \text{ MPa}$$

tak hřídel vyhovuje statické pevnostní kontrole.

4.4.1.2 Dynamická kontrola

Dynamickou kontrolu hřídele budeme provádět v průřezích obsahujících vruby. Při kontrole budeme vycházet ze [3]. Pro hřídel jsme zvolili materiál C45+N (1.0503) dle EN 10083-2. Materiál je podobný oceli 12 050 podle ČSN 41 2050, která má vlastnosti [8]:

$$\text{minimální mez pevnosti} \quad \sigma_{Pt} = 800 \text{ MPa,}$$

$$\text{mez kluzu v tahu} \quad \sigma_K = 330 \text{ MPa,}$$

$$\text{mez kluzu ve smyku} \quad \tau_K = 198 \text{ MPa,}$$

$$\text{mez únavy pro střídavý ohyb} \quad \sigma_{Co(-1)} = 100 \text{ MPa (zvoleno z rozmezí } 93 \div 142)$$

Mimo uvedených vlastností materiálu, pro jednotlivé vruby stanovíme:

$$\text{součinitel citlivosti na vruby} \quad q_o,$$

$$\text{součinitel tvaru} \quad \alpha_o,$$

$$\text{součinitel vrubu} \quad \beta_o,$$

$$\text{součinitel povrchu} \quad \eta_{po},$$

$$\text{součinitel velikosti} \quad \varepsilon_{Vo}.$$

Všechny součinitele budeme určovat z diagramů uvedených ve souboru pro výpočet dynamické bezpečnosti z Ústavu konstruování ČVUT [8]. Součinitel vrubu v některých případech budeme určovat ze vztahu

$$\beta_o = 1 + q_o(\alpha_o - 1) \quad (38)$$

Mez únavy pro střídavý ohyb hladkého vzorku $\sigma_{Co(-1)}$ se přepočte na mez únavy v místě vrubu podle

$$\sigma_{Co(-1)}^* = \sigma_{Co(-1)} \frac{\varepsilon_{Vo} \eta_{po}}{\beta_o} \quad (39)$$

Celková dynamická bezpečnost pro namáhání kombinovaným ohybem a stálým krutem je potom

$$k_d = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{ao}}{\sigma_{Co(-1)}^*}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_K}\right)^2}}, \quad (40)$$

kde

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co(-1)}^*}{\sigma_{ao}} \quad (41)$$

je dynamická bezpečnost v ohybu a

$$k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau} \quad (42)$$

je bezpečnost v krutu. σ_{ao} , resp. τ jsou smykové, resp. ohybové napětí v místě vrubu a určíme je ze vzorců (33), resp. (35), kde průřezové moduly budou

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ resp.} \quad (43)$$

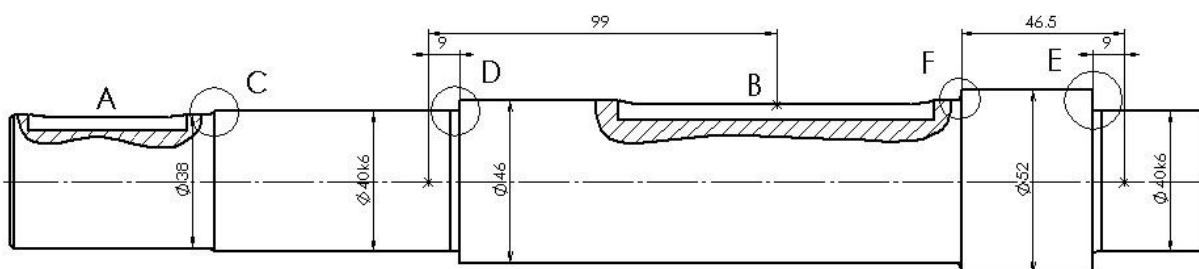
$$W_k = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (44)$$

Na Obr. 4.15 jsou označeny všechny vruby na navržené hřídeli a průměry hřídele pod jednotlivými vruby. U vrubů zatížených ohybovým momentem je vyznačena jejich vzdálenost od nejbližší podpory l_v . Vruby A až D jsou namáhány krouticím momentem $M_{Hk} = 140,4 \text{ Nm}$. Vruby D a E jsou shodné, a proto budeme kontrolovat pouze více zatížený vrub D. Vruby A a C jsou zatíženy pouze krouticím momentem,

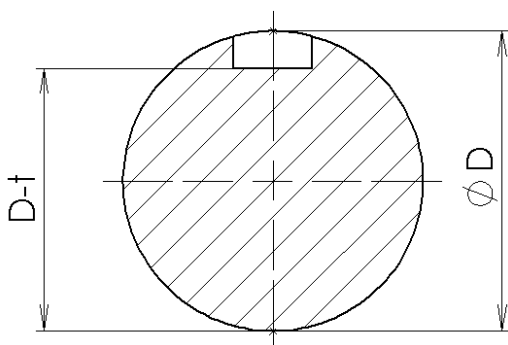
tn. nejsou zatíženy dynamicky, a proto u nich dynamická bezpečnost nemá význam. Budeme tedy kontrolovat pouze vruby B, D a F.

Vzhledem k charakteru namáhání hřídele můžeme ohybové momenty v místech jednotlivých vrubů určit jako součin vzdálenosti vrubu od nejbližší podpory a reakce v jedné z podpor $A = B = 1152 \text{ N}$:

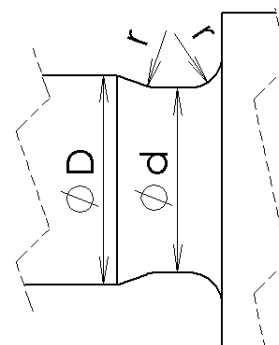
$$M_o = Al_v. \quad (45)$$



Obr. 4.15 - Označení a polohy vrubů na hřídeli



Obr. 4.16 - Rozměry drážky pro pero



Obr. 4.17 - Rozměry zápichu

Pro určení součinitelů pro **drážku pro pero** B budeme vycházet z rozměrů

$$D_{vB} = 46 \text{ mm},$$

$$t_{vB} = 5,5 \text{ mm}.$$

Rozměry jsou vyznačeny na Obr. 4.16. Průřezový modul budeme určovat z rozměrů

$$d_{vB} = D_{vB} - t_{vB} = 46 - 5,5 = 40,5 \text{ mm},$$

Při určování součinitelů pro **zápich** D budeme vycházet z rozměrů vyznačených na Obr. 4.17

$$D_{vD} = 40 \text{ mm},$$

$$d_{vD} = 39,4 \text{ mm},$$

$$r_{vD} = 0,8 \text{ mm}.$$

Pro určení součinitele tvaru α_o budeme potřebovat ještě poměry

$$\frac{d_{vD}}{D_{vD}} = \frac{39,4}{40} = 0,985$$

$$\frac{2r_{vD}}{D_{vD} - d_{vD}} = \frac{2 \cdot 0,8}{40 - 39,4} = 2,67 \text{ mm.}$$

Při určování součinitelů pro **osazení** (vrub F) budeme vycházet z rozměrů vyznačených na

$$D_{vF} = 52 \text{ mm,} \quad d_{vF} = 46 \text{ mm,} \quad r_{vF} = 1,6 \text{ mm.}$$

Pro určení součinitele tvaru α_o budeme potřebovat poměry

$$\frac{d_{vF}}{D_{vF}} = \frac{46}{52} = 0,885 \text{ mm,}$$

$$\frac{2r_{vF}}{D_{vF} - d_{vF}} = \frac{2 \cdot 1,6}{52 - 46} = 0,53 \text{ mm.}$$

Pro vruby B, D a F jsme z odpovídajících diagramů [8] určili jednotlivé součinitele a dosadili je společně s výše uvedenými hodnotami do vztahů (33), (35) a (38) až (45). Pozice, momenty a koeficienty kontrolovaných vrubů jsou uvedeny Tab. 2, napětí a bezpečnosti jsou shrnuty do Tab. 3.

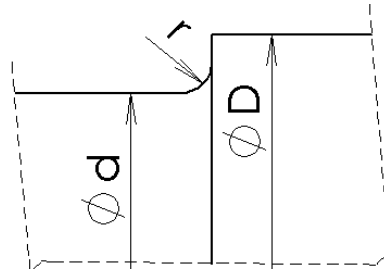
Tab. 2 - Pozice, momenty a koeficienty vrubů

vrub	l_v [mm]	M_o [Nm]	M_k [Nm]	q_o [-]	α_o [-]	β_o [-]	η_{po} [-]	ε_{Vo} [-]
B	99	114,0	140,4	/	/	2,01	0,85	1,01
D	9	10,4	140,4	0,445	2,25	1,556	0,85	1,04
F	46,5	53,6	140,4	0,55	1,4	1,22	0,85	1,005

Tab. 3 -Napětí a bezpečnosti vrubů

vrub	$\sigma_{Co(-1)}^*$ [MPa]	σ_{ao} [MPa]	τ_K [MPa]	τ_m [MPa]	k_σ [-]	k_τ [-]	k_d [-]
B	42,71	17,49	198	10,76	2,44	18,39	2,42
D	56,80	1,73	198	11,69	32,90	16,93	15,06
F	70,02	5,61	198	0	12,49	/	12,49

V literatuře se doporučuje dynamická bezpečnost hřídele $k_d = 1,3 \div 1,5$ [3]. Jelikož nám všechny bezpečnosti vyšly větší, tak hřídel vyhovuje. Vrub s nejmenší dynamickou bezpečností je drážka pro pero pod hnacím kolem.



Obr. 4.18 - Rozměry osazení

4.4.1.3 Kontrola torzní tuhosti

Torzní tuhost hřídele budeme kontrolovat na úseku, na kterém je přenášén krouticí moment $M_{Hk} = 140,4 \text{ Nm}$. Tento úsek rozdělíme na dílčí úseky konstantního průměru. V našem případě to budou dva úseky o délkách a průměrech

$$l_{H1} = 30,5 \text{ mm},$$

$$d_{H1} = 38 \text{ mm},$$

$$l_{H2} = 69,5 \text{ mm},$$

$$d_{H2} = 40 \text{ mm}.$$

$$l_{H3} = 90 \text{ mm},$$

$$d_{H3} = 46 \text{ mm}.$$

Polární kvadratické momenty jednotlivých průřezů se stanoví ze [3]

$$I_{pi} = \frac{\pi d_{Hi}^4}{32} \quad (46)$$

a úhel nakroucení dílčích úseků [3]

$$\varphi_i = \frac{M_{Hk}}{G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l_{Hi}}{I_{pi}} \quad (47)$$

Celkový úhel nakroucení je potom [3]

$$\varphi = \sum \varphi_i \quad (48)$$

Úhel nakroucení dílčích úseků na jednotku délky je [3]

$$\vartheta_i = \frac{\varphi_i}{l_i} \quad (49)$$

a kontrolovat budeme celkový úhel nakroucení na jednotku délky [3]

$$\vartheta = \frac{\varphi}{\sum l_i} \quad (50)$$

jehož dovolenou hodnotu volíme $\vartheta_D = 0,35^\circ/\text{m}$ [3]. G je modul pružnosti ve smyku, který má pro ocel hodnotu $G = 81 \text{ GPa}$. Dosazením délek l_{Hi} a průměrů d_{Hi} dílčích úseků a přenášeného krouticího momentu M_{Hk} do vztahů (46) až (50) dostaneme

polární kvadratické momenty a úhly nakroucení jednotlivých úseků a celkový úhel nakroucení a úhel nakroucení na jednotku délky zatížené části hřídele. Hodnoty jsou shrnuty v Tab. 4.

Tab. 4 - Hodnoty veličin pro kontrolu torzní tuhosti

i	d_{Hi} [mm]	l_{Hi} [mm]	I_{pi} [mm ⁴]	φ_i [°]	ϑ_i [°/m]
1	38	30,5	204 708	0,015	0,49
2	40	69,5	251 327	0,027	0,40
3	46	90	439 573	0,020	0,23
celkem	/	190,	/	0,063	0,33

Celkový úhel nakroucení hřídele na jednotku délky je tedy

$$\vartheta_h = 0,33^\circ/\text{m} < 0,35^\circ = \vartheta_D$$

Hřídel tedy vyhovuje kontrole torzní tuhosti

4.4.2 Pera

Pera budeme kontrolovat na otláčení. Dovolený tlak $p_{DH} = 110$ MPa [3].

Pero pro přenos momentu ze spojky na hnanou hřídel má šířku $b_s = 12$ mm, výšku $h_s = 8$ mm, délku $l_s = 45$ mm a jeho aktivní délka je $l_{sa} = 35$ mm. Průměr konce hřídele pro připojení spojky je $d_{SH} = 38$ mm a největší přenášený krouticí moment je $M_{Hk} = 140,4$ Nm Pro tlak na boku pera plátí

$$p = \frac{4M_k}{d_H h l_a}, \quad (51)$$

Po dosazení

$$p_s = \frac{4M_{Hk}}{d_{SH} h_s l_{sa}} = \frac{4 \cdot 140,4}{38 \cdot 8 \cdot 35} \cdot 10^3 = 53 \text{ MPa.}$$

Tlak na stěnu pera je menší než dovolený tlak

$$53 \text{ MPa} = p_s < p_{DH} = 110 \text{ MPa,}$$

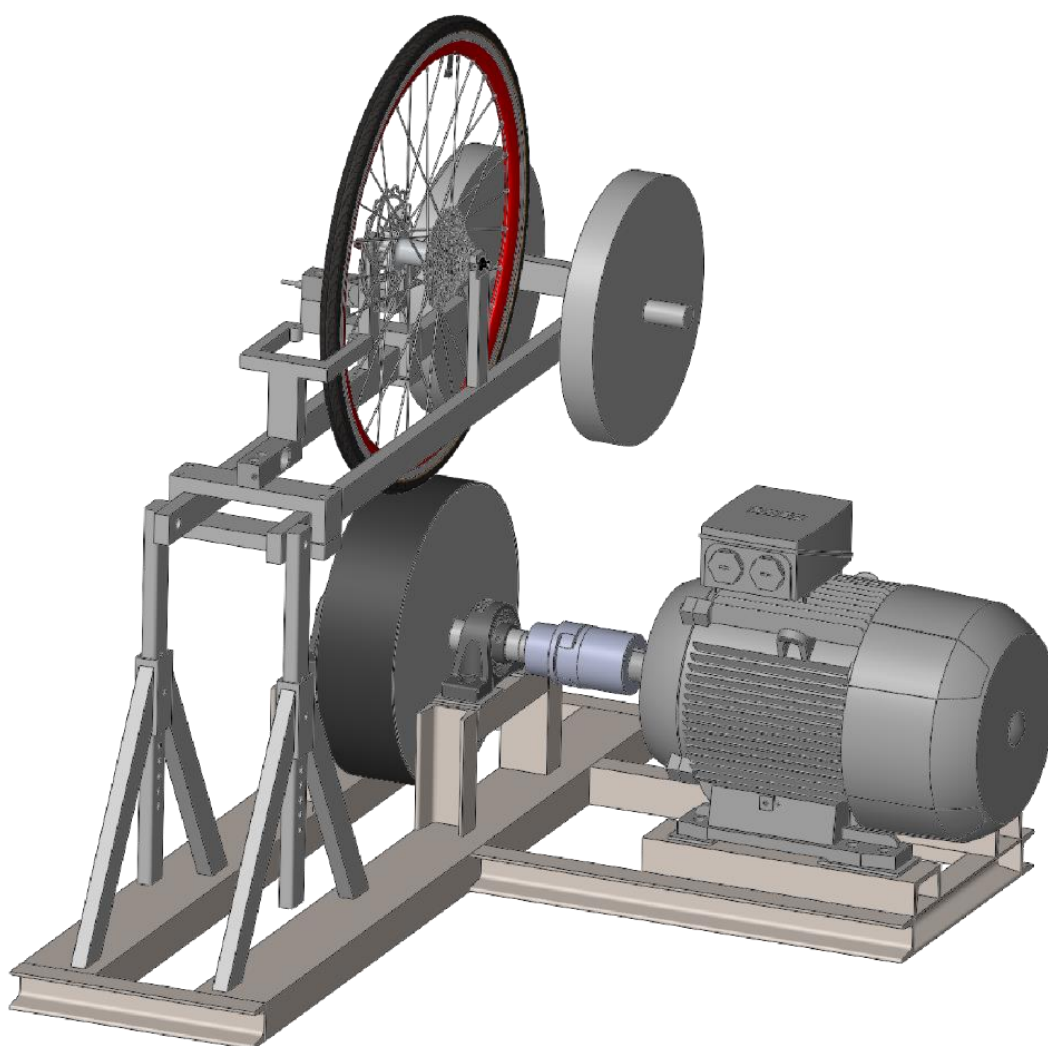
takže pero vyhovuje.

Pero pro přenos krouticího momentu z hřídele na hnací kolo je na větším průměru a má výrazně větší délku než výše zkontrolované pero a přenáší stejný krouticí moment. Z toho plyne, že tlak na stěnu tohoto pera bude určitě menší než na

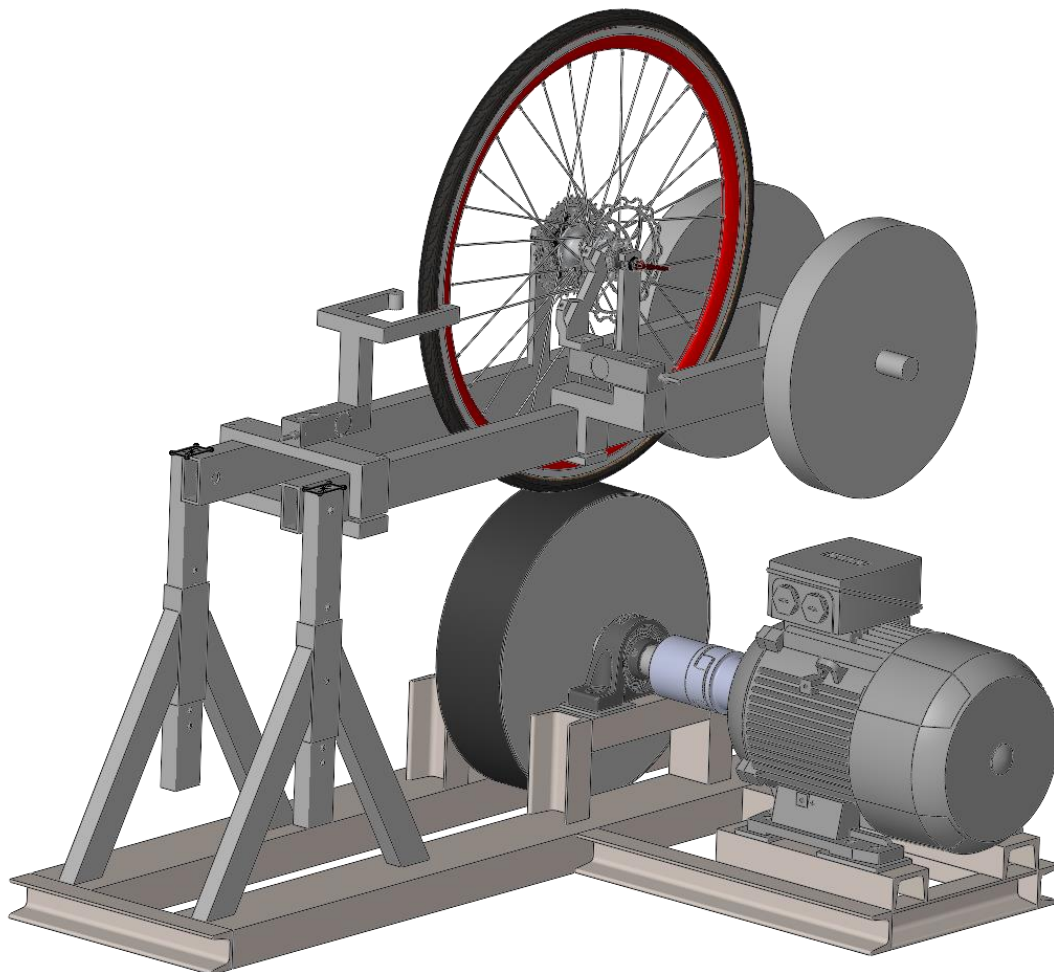
stěnu výše zkontrolovaného, a tedy že pero pro přenos momentu na hnací kolo také vyhovuje.

5 Nosná konstrukce

V CAD Softwaru jsme vytvořili koncepční návrh celého zařízení. Původní koncepční návrh obsahoval 11 kW motor (kap. 4.3.3) a pro testování ráfkových brzd byl vhodný opačný směr otáčení než pro testování brzd kotoučových, viz Obr. 5.1. Koncept jsme upravili tak, aby vhodný směr otáčení byl pro oba typy brzd shodný, motor jsme změnil na zvolený 5,5 kW a zvolili vhodnější profily pro sestavení nosné konstrukce, viz Obr. 5.2. Součástí konceptu je smykový tenzometrický snímač Zemic H8C-C3-500kg.



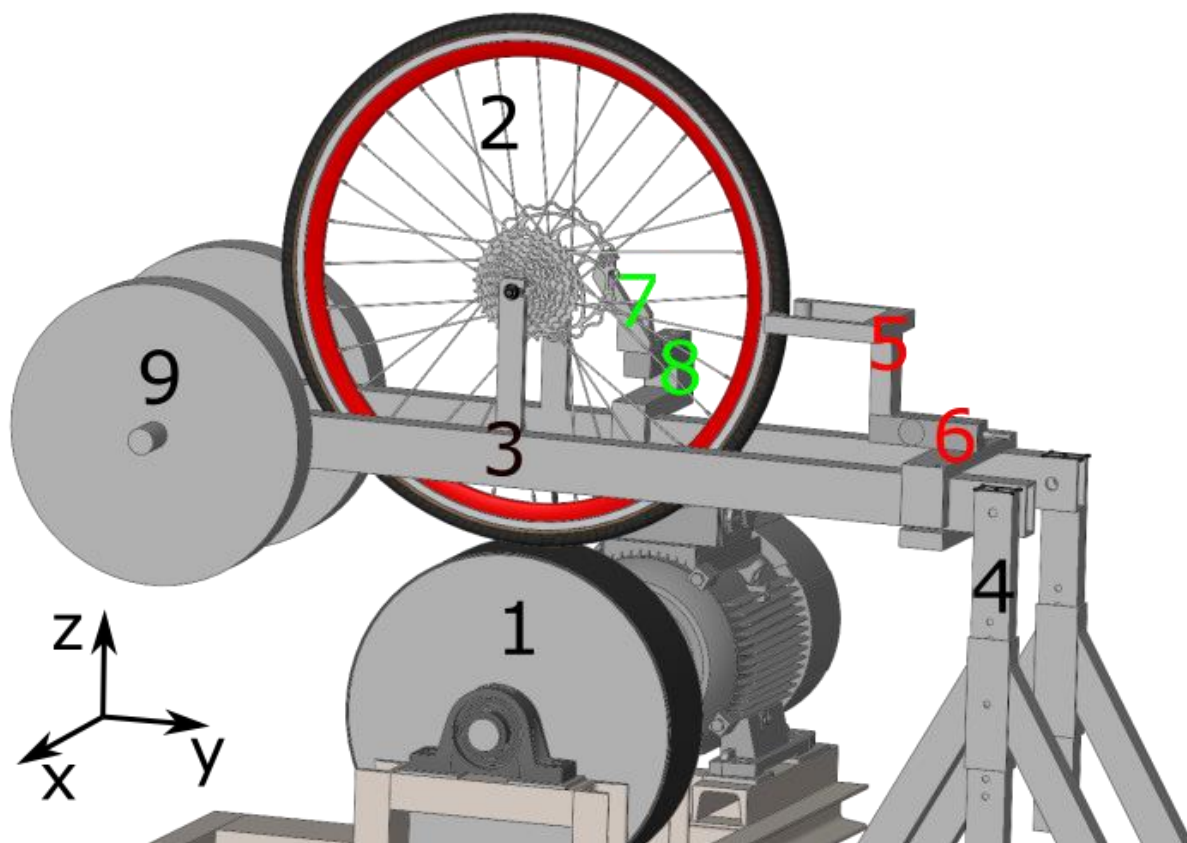
Obr. 5.1 – Původní koncepční návrh zařízení



Obr. 5.2 – Upravený koncepční návrh zařízení

5.1 Silové poměry

Jednotlivé členy nosné konstrukce jsme očíslovali a zavedli jsme souřadný systém podle Obr. 5.3. Členy, které jsou zatěžovány pouze při testování ráfkových, resp. kotoučových brzd jsou označeny červeným, resp. zeleným číslem. Ostatní členy jsou označeny číslem barvy černé. Při návrhu přesných rozměrů a materiálů jednotlivých členů budeme vycházet ze silových poměrů ve stavu na hranici proklouznutí třecího převodu, tedy když testované kolo je brzděno stejným momentem jako je roztáčeno. Při brzdění ráfkovými brzdami budeme uvažovat soustavu těles 2, 3, 5, 6 a pro brzdění kotoučovou brzdou soustavu těles 2, 3, 7, 8 Pro jednotlivé členy v těchto soustavách sestavíme rovnice rovnováhy. Člen 1 je řešen v kap. 4.3.9 a členem 4 se budeme zabývat v dalších kapitolách. Setrvačné účinky testovaného kola zanedbáme, vzhledem k jeho malé hmotnosti.



Obr. 5.3 – Číslování členů nosné konstrukce

5.1.1 Rovnice rovnováhy při brzdění ráfkovou brzdou

Nejprve stanovíme rovnice rovnováhy pro členy zatížené při brzdění ráfkovou brzdou. Členy 7 a 8 budou v tomto případě nezatíženy.



Obr. 5.4 – Člen 2 [46]

5.1.1.1 Člen 2 (Obr. 5.4)

Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.5:

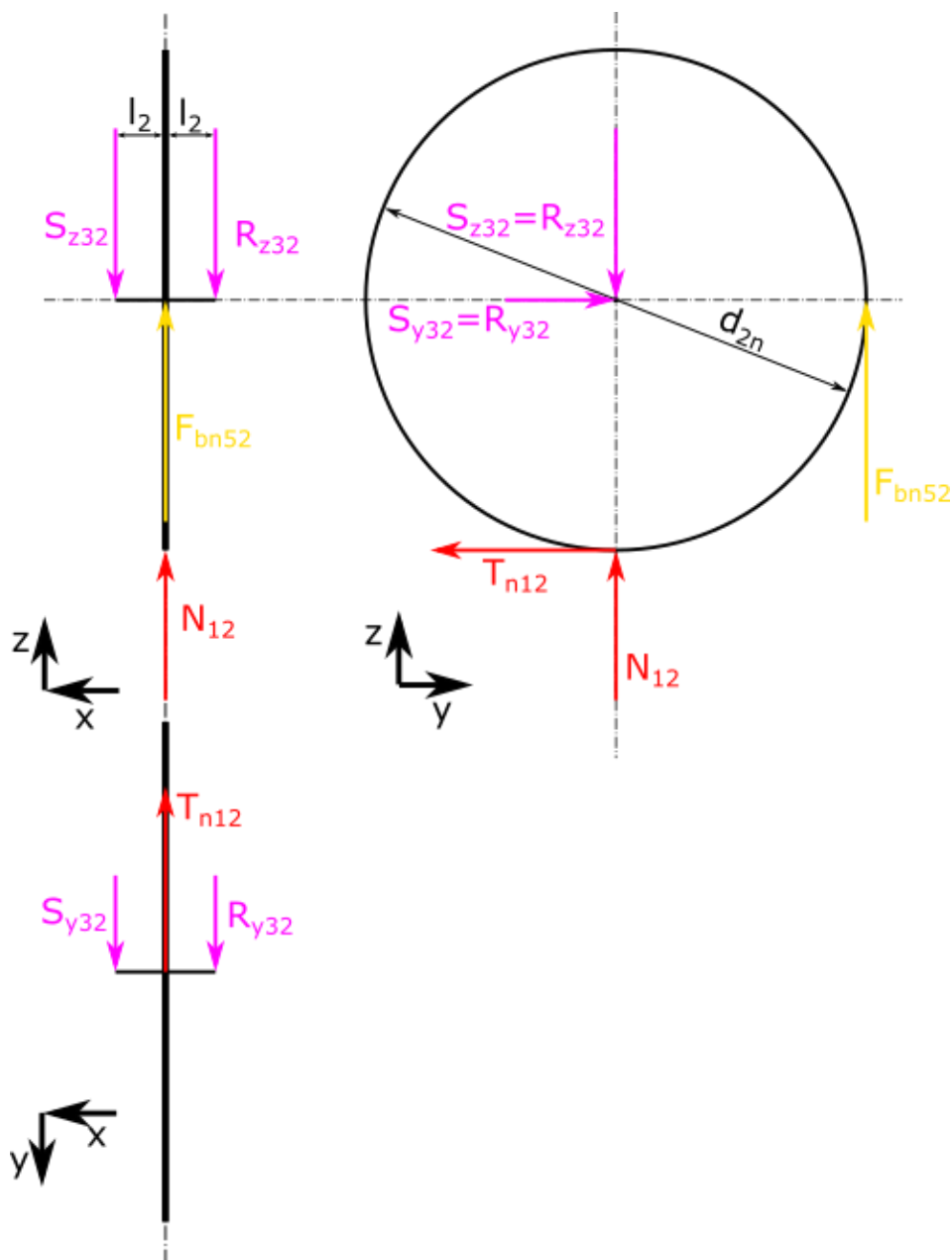
$$R_{y32} + S_{y32} - T_{n12} = 0, \quad (52)$$

$$N_{12} + F_{bn52} - R_{z32} - S_{z32} = 0, \quad (53)$$

$$T_{n12} \frac{d_{2n}}{2} - F_{bn52} \frac{d_{2n}}{2} = 0, \quad (54)$$

$$R_{y32}l_2 - S_{y32}l_2 = 0. \quad (55)$$

$$R_{z32}l_2 - S_{z32}l_2 = 0. \quad (56)$$



Obr. 5.5 - Silové poměry členu 2 při brzdění ráfkovou brzdou

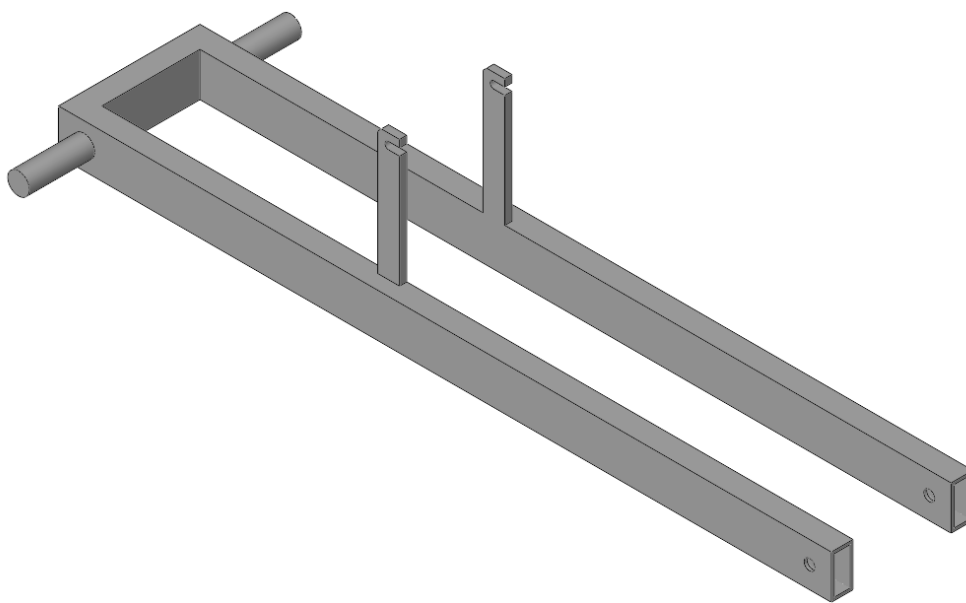
5.1.1.2 Člen 3 (Obr. 5.6)

Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.7:

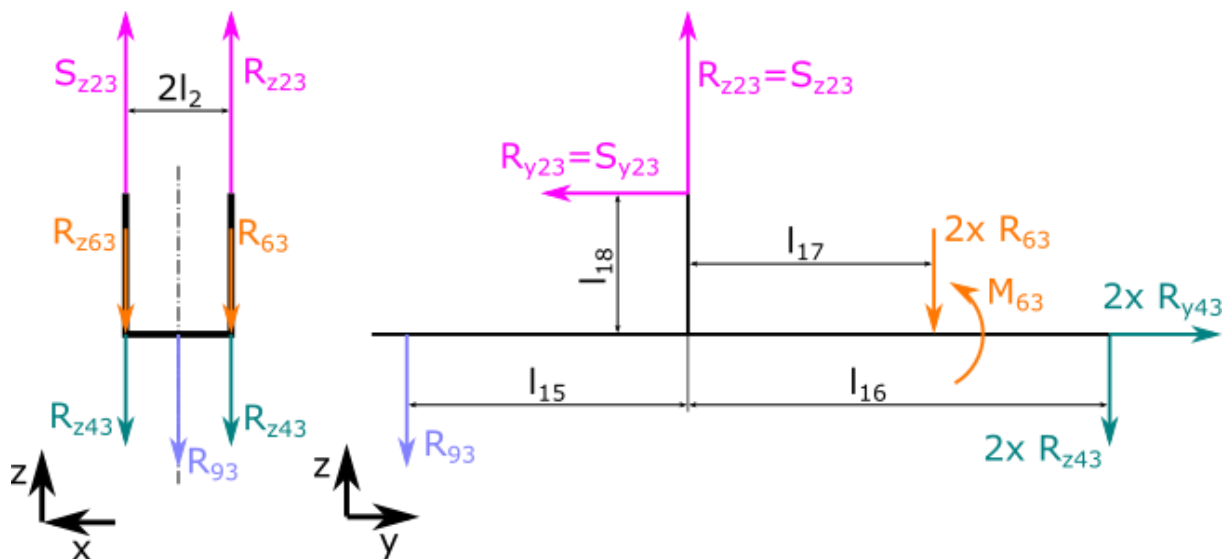
$$2R_{y43} - R_{y23} - S_{y23} = 0, \quad (57)$$

$$R_{z23} + S_{z23} - 2R_{63} - 2R_{z43} - R_{93} = 0, \quad (58)$$

$$R_{y23}l_{18} + S_{y23}l_{18} + R_{93}l_{15} + M_{63} - 2R_{63}l_{17} - 2R_{z43}l_{16} = 0. \quad (59)$$



Obr. 5.6 - Člen 3



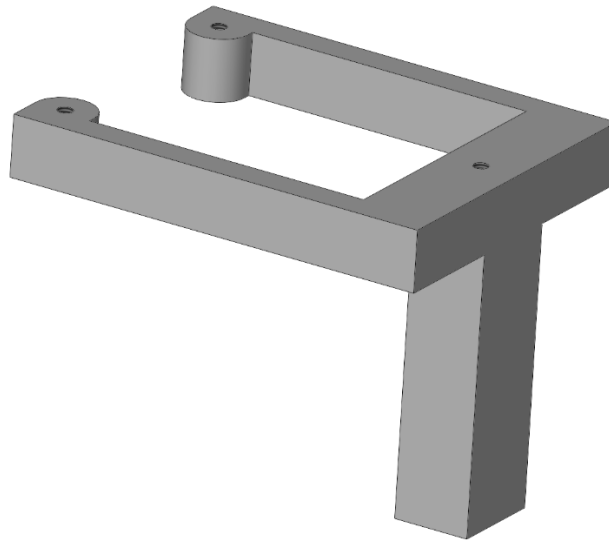
Obr. 5.7 - Silové poměry členu 3 při brzdění ráfkovou brzdou

5.1.1.3 Člen 5 (Obr. 5.8)

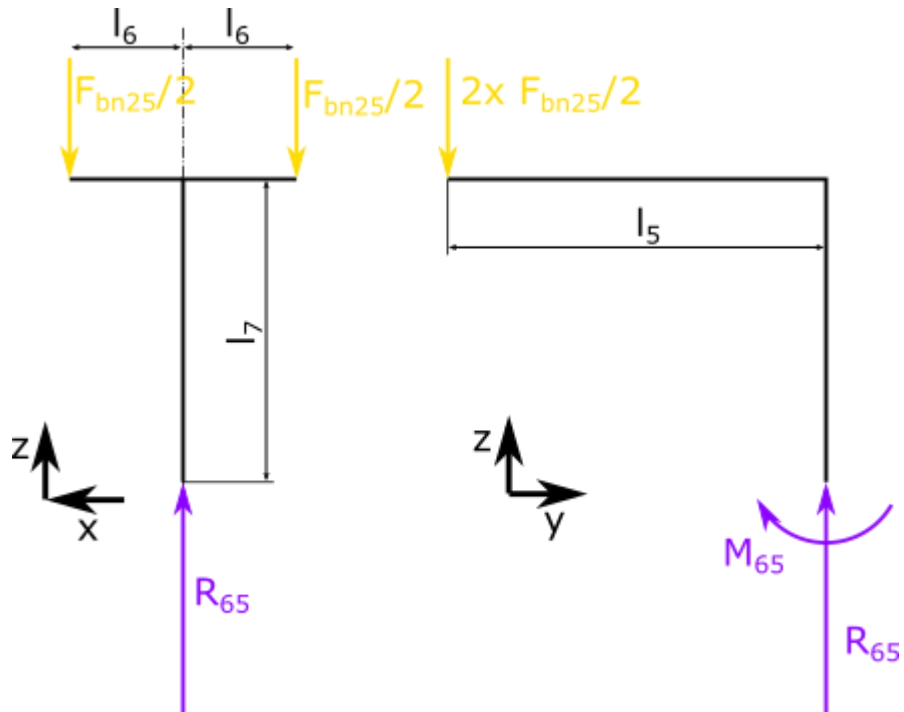
Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.9:

$$R_{65} - F_{bn25} = 0, \quad (60)$$

$$F_{bn25}l_5 - M_{65} = 0. \quad (61)$$



Obr. 5.8 - Člen 5



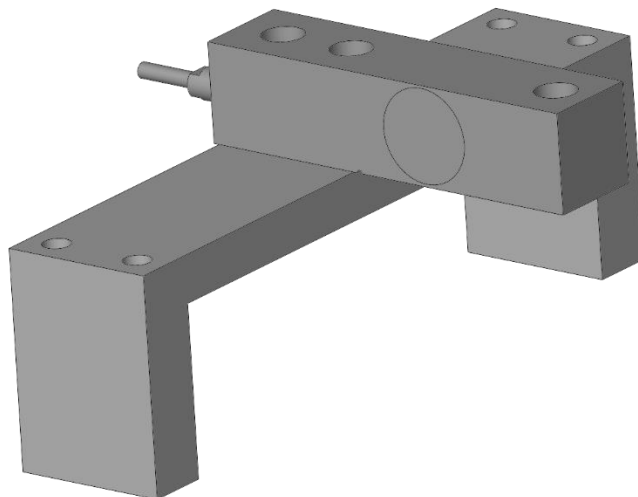
Obr. 5.9 - Silové poměry členu 5

5.1.1.4 Člen 6 (Obr. 5.10)

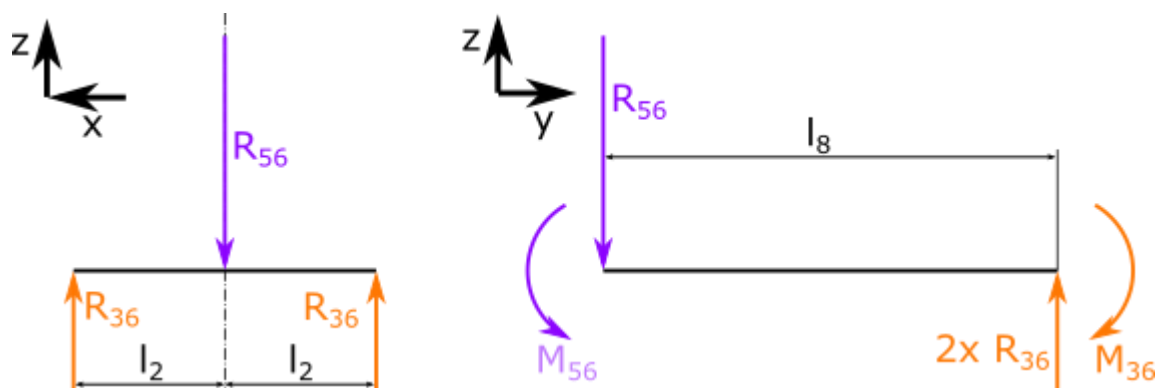
Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.11:

$$2R_{36} - R_{56} = 0, \quad (62)$$

$$R_{56}l_8 + M_{65} - M_{36} = 0. \quad (63)$$



Obr. 5.10 - Člen 6



Obr. 5.11 - Silové poměry členu 6

5.1.2 Rovnice rovnováhy při brzdění kotoučovou brzdou

Při brzdění kotoučovou brzdou budou nezatíženy členy 5 a 6. Pro ostatní stanovíme rovnice rovnováhy.

5.1.2.1 Člen 2 (Obr. 5.4)

Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.12:

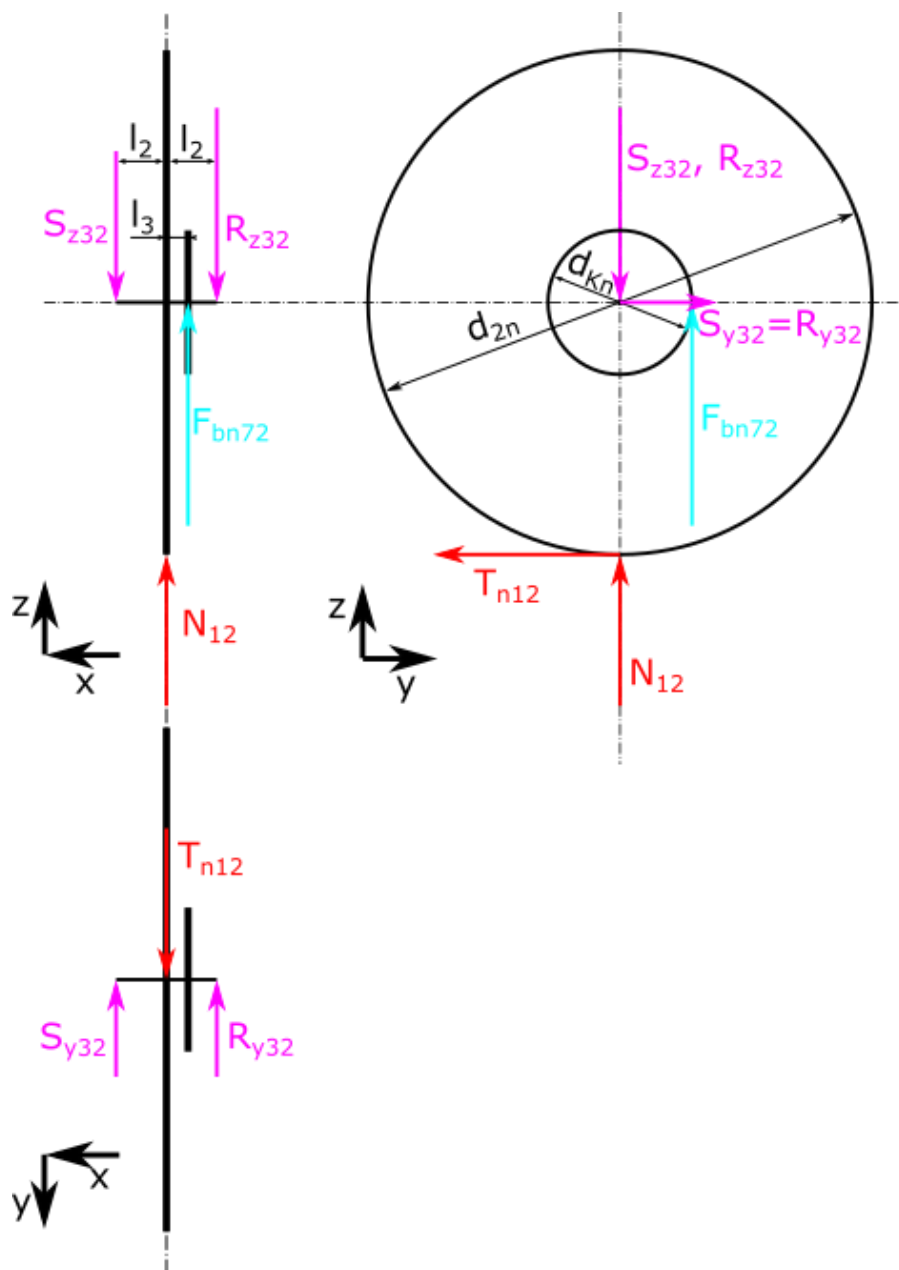
$$R_{y32} + S_{y32} - T_{n12} = 0, \quad (64)$$

$$N_{12} + F_{bn72} - R_{z32} - S_{z32} = 0, \quad (65)$$

$$T_{n12} \frac{d_{2n}}{2} - F_{bn72} \frac{d_{kn}}{2} = 0. \quad (66)$$

$$R_{y32}l_2 - S_{y32}l_2 = 0. \quad (67)$$

$$-R_{z32}l_2 + S_{z32}l_2 + F_{bn2}l_3 = 0. \quad (68)$$



Obr. 5.12 - Silové poměry členu 2 při brzdění kotoučovou brzdou

5.1.2.2 Člen 3 (Obr. 5.6)

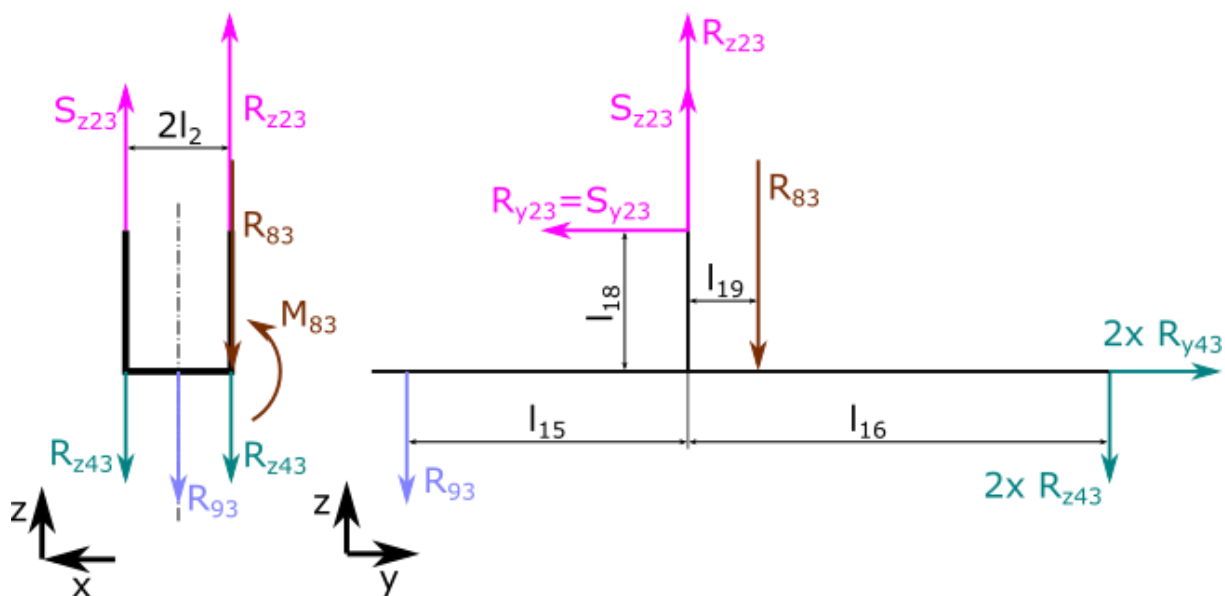
Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.13:

$$2R_{y43} - R_{y23} - S_{y23} = 0, \quad (69)$$

$$R_{z23} + S_{z23} - R_{83} - 2R_{z43} - R_{93} = 0, \quad (70)$$

$$R_{y23}l_{18} + S_{y23}l_{18} + R_{93}l_{15} - R_{83}l_{19} - 2R_{z43}l_{16} = 0. \quad (71)$$

Pro výpočet neznámých sil budeme mít dostatečný počet rovnic i bez momentové rovnice v rovině x - z . Proto ji ani neuvádíme.



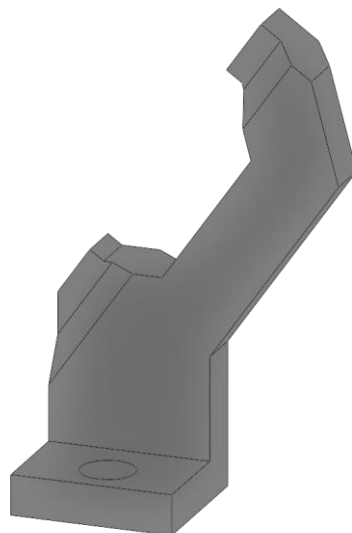
Obr. 5.13 - Silové poměry členu 3 při brzdění kotoučovou brzdou

5.1.2.3 Člen 7 (Obr. 5.14)

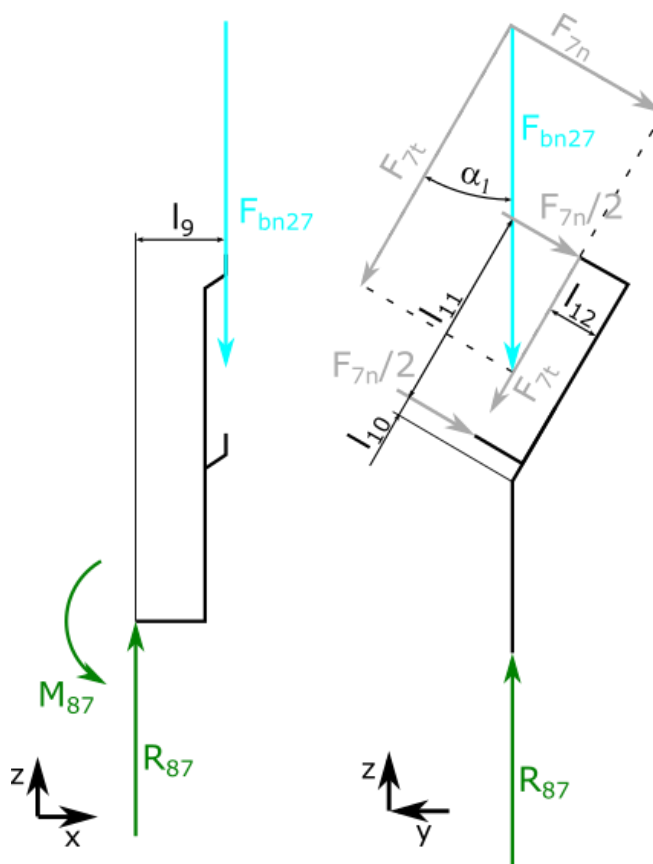
Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.15:

$$R_{87} - F_{bn27} = 0, \quad (72)$$

$$F_{bn27}l_9 - M_{87} = 0. \quad (73)$$



Obr. 5.14 - Člen 7



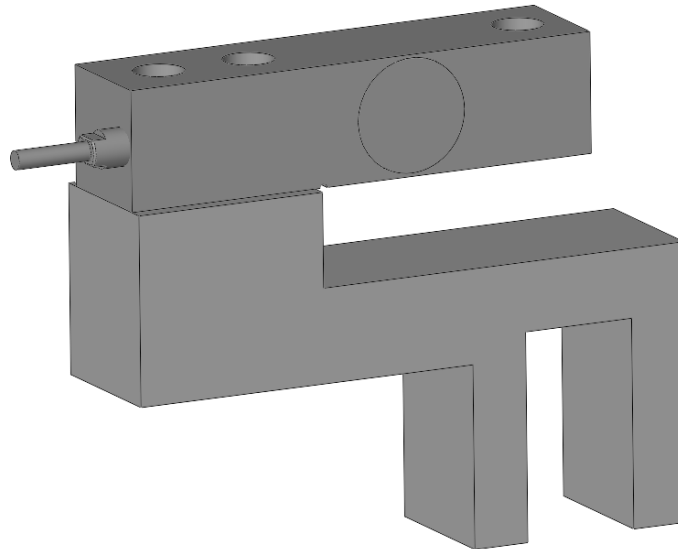
Obr. 5.15 - Silové poměry členu 7

5.1.2.4 Člen 8 (Obr. 5.16)

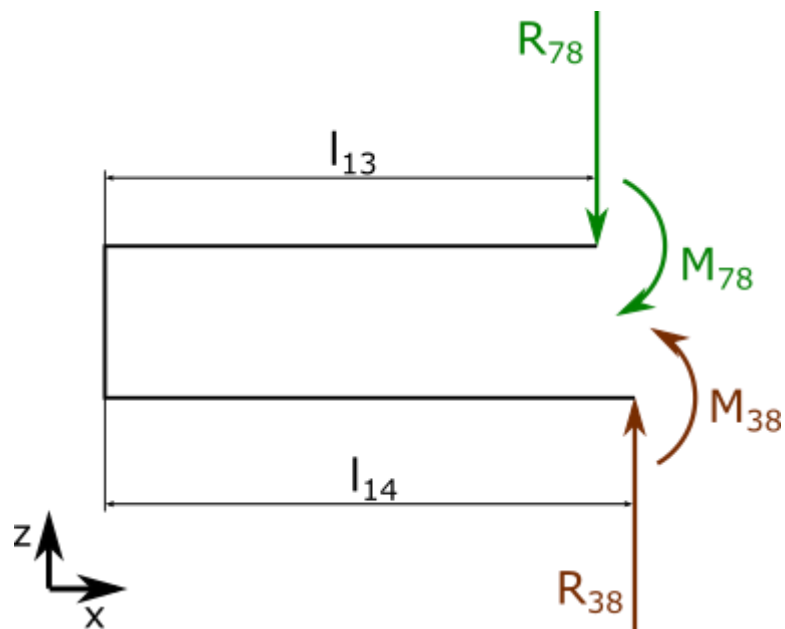
Rovnice rovnováhy určíme podle schématu na Obr. 5.17:

$$R_{38} - R_{78} = 0, \quad (74)$$

$$R_{78}(l_{14} - l_{13}) + M_{38} - M_{78} = 0. \quad (75)$$



Obr. 5.16 - Člen 8



Obr. 5.17 - Silové poměry členu 8

5.1.3 Reakce při brzdění

Rovnice rovnováhy pro jednotlivé případy se dají zapsat maticově obecně jako

$$\mathbf{M}\mathbf{a} = \mathbf{D}\mathbf{R} + \mathbf{Q}, \quad (76)$$

kde \mathbf{M} je matice hmotností, \mathbf{a} vektor zrychlení, \mathbf{D} distribuční matice, \mathbf{R} vektor reakcí a \mathbf{Q} vektor vnějších sil. Jelikož jsme se rozhodli zanedbat setrvačné účinky, tak člen $\mathbf{M}\mathbf{a}$, který je reprezentuje, bude nulový. Maticová soustava rovnic rovnováhy pro naši soustavu při brzdění ráfkovou, resp. kotoučovou brzdou bude

$$\mathbf{D}_R\mathbf{R}_R + \mathbf{Q}_R = \mathbf{0}, \text{ resp.} \quad (77)$$

$$\mathbf{D}_K\mathbf{R}_K + \mathbf{Q}_K = \mathbf{0}. \quad (78)$$

K rovnicím rovnováhy doplníme ještě podmínku tření

$$fN_{21} - T_{n21} = 0. \quad (79)$$

Jelikož velikost síly s indexem „ ij “ je rovna velikosti síly s indexem „ ji “ budeme dále velikosti obou sil reprezentovat indexem „ ij “, pokud $i > j$ a indexem „ ji “, pokud $j > i$. Z rovnic rovnováhy (52) až (63) a třetí podmínky (79) určíme jednotlivé matice pro brzdění ráfkovou brzdou a z rovnic rovnováhy (64) až (75) a třetí podmínky (79) matice pro brzdění kotoučovou brzdou.

$$\mathbf{R}_R = \begin{bmatrix} N_{21} \\ T_{n21} \\ R_{y32} \\ R_{z32} \\ S_{y32} \\ S_{z32} \\ R_{y43} \\ R_{z43} \\ F_{bn52} \\ R_{63} \\ R_{65} \\ M_{63} \\ M_{65} \end{bmatrix}, \mathbf{Q}_R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -R_{93} \\ R_{93}l_{15} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D_R = \begin{bmatrix} f & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d_{2n}}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{d_{2n}}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_2 & 0 & -l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & l_2 & 0 & -l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -2 & 0 & -2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{18} & 0 & l_{18} & 0 & 0 & -2l_{16} & 0 & -2l_{17} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_5 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_8 & -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$R_K = \begin{bmatrix} N_{21} \\ T_{n21} \\ R_{y32} \\ R_{z32} \\ S_{y32} \\ S_{z32} \\ R_{y43} \\ R_{z43} \\ F_{bn72} \\ R_{83} \\ R_{87} \\ M_{83} \\ M_{87} \end{bmatrix}, \mathbf{Q}_K = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -R_{93} \\ R_{93}l_{15} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D_K = \begin{bmatrix} f & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d_{2n}}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{d_{Kn}}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_2 & 0 & -l_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -l_2 & 0 & l_2 & 0 & 0 & l_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_{18} & 0 & l_{18} & 0 & 0 & -2l_{16} & 0 & -l_{19} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_9 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{14} - l_{13} & 1 & -1 \end{bmatrix}$$

V tabulce Tab. 5 jsou uvedeny rozměry součástí v konceptu l_2 až l_{19} kromě l_4 , který není přiřazen a l_{17} a l_{19} , které jsou na zařízení nastavitelné. Úhel použitý u členu 7 (Obr. 5.15) $\alpha_1 = 35^\circ$.

Tab. 5 - Délkové rozměry součástí

i	l_i [mm]	i	l_i [mm]	i	l_i [mm]
2	72,5	8	91	13	91,5
3	54	9	32	14	105
5	100	10	7,9	15	400
6	42,5	11	74,17	16	600
7	100	12	25,5	18	180

Dále výpočet rozdělíme na šest případů. Při testování ráfkových brzd mohou nastat dva krajní případy, a to pro případ největšího, nebo nejmenšího testovaného kola. Rozměry konstrukce jsou přizpůsobeny pro měření na kolech o průměru v rozmezí $406 \text{ mm} < d_{2n} < 800 \text{ mm}$. Při testování kotoučových brzd mohou nastat čtyři krajní případy, a to pro případ kombinace největšího, nebo nejmenšího testovaného kola a největšího, nebo nejmenšího průměru kotouče. Rozměry konstrukce jsou přizpůsobeny pro měření s kotouči průměru v rozmezí $120 \text{ mm} < d_{Kn} < 200 \text{ mm}$. S průměrem kola, resp. kotouče se také mění délka l_{17} , resp. l_{19} . Pro jednotlivé případy jsme pomocí programu MATLAB R2017a určili vektory reakcí \mathbf{R}_R a \mathbf{R}_K . Síla R_{93} je rovna tíze závaží připevněného na konstrukci (člen 9). Její velikost jsme měnili po násobcích $5g$ tak, abychom pokud možno ve všech případech dosáhli normálové síly $N_{12} \geq N_p = 755 \text{ N}$ (kap. 4.3.6). Nakonec jsme zvolili sílu $R_{93} = F_{Gz} = 638 \text{ N}$, odpovídající hmotnosti závaží $m_z = 65 \text{ kg}$. Vypočtené hodnoty jednotlivých reakcí pro různé případy rozměry kol a kotoučů jsou v Tab. 6.

Tab. 6 – Velikosti reakcí v závislosti na velikosti testovaných kol a kotoučů

	ráčková brzda		kotoučová brzda			
	406	800	406	406	800	800
d_{2n} [mm]	406	800	406	406	800	800
d_{Kn} [mm]	/	/	120	200	120	200
l_{17} [mm]	394	591	/	/	/	/
l_{19} [mm]	/	/	60	100	60	100
N_{21} [N]	1 018	748	1 018	1 018	748	748
T_{n21} [N]	1 171	860	1 171	1 171	860	860
R_{y32} [N]	585	430	585	585	430	430
R_{z32} [N]	1 094	804	3 964	2 582	5 374	3 374
S_{y32} [N]	585	430	585	585	430	430
S_{z32} [N]	1 094	804	1 014	812	1 105	812
R_{y43} [N]	585	430	585	585	430	430
R_{z43} [N]	190	55	190	190	55	55
F_{bn52} [N]	1 171	860	0	0	0	0
R_{63} [N]	585	430	0	0	0	0
R_{65} [N]	1 171	860	0	0	0	0
M_{63} [Nmm]	223 577	164 197	0	0	0	0
M_{65} [Nmm]	117 056	85 967	0	0	0	0
F_{bn72} [N]	0	0	3 960	2 376	5 731	3 439
R_{83} [N]	0	0	3 960	2 376	5 731	3 439
R_{87} [N]	0	0	3 960	2 376	5 731	3 439
M_{83} [Nmm]	0	0	73 267	43 960	106 026	63 615
M_{87} [Nmm]	0	0	126 733	76 040	183 396	110 038

5.2 Nenormalizované díly

Všechny polotovary a materiály použité v této části jsou vybírány z online katalogu společnosti Feron [53].

Pro návrh jednotlivých dílů budeme uvažovat bezpečnost $k = 2$ vzhledem k mezi kluzu Re zvoleného materiálu. Bezpečnost byla zvolena poměrně vysoká,

Jelikož součásti jsou namáhány dynamicky míjivým napětím a bezpečnost by tedy měla zahrnovat i bezpečnost vzhledem k mezi únavy.

Součásti namáhané převážně ohybovým napětím bude navrhovat z obecné podmínky pro ohyb

$$\frac{Re}{2} = \sigma_D \geq \frac{M_o}{W_o}, \quad (80)$$

kde σ_D je dovolené napětí v tahu, M_o maximální ohybový moment působící na součást a W_o je modul průřezu v ohybu. Součásti namáhané převážně krutem budeme navrhovat podle obecné podmínky pro krut

$$\frac{Re}{2\alpha_\tau} = \frac{\sigma_D}{\alpha_\tau} = \tau_D \geq \frac{M_k}{W_k}, \quad (81)$$

kde τ_D je dovolené smykové napětí, M_k maximální krouticí moment působící na součást a W_k je modul průřezu v krutu. Jelikož budeme vycházet z teorie pružnosti podle hypotézy τ_{max} , budeme počítat s koeficientem $\alpha_\tau = 2$.

5.2.1 Držák ráfkové brzdy

Rozměry držáku rákové brzdy (Obr. 5.18) vychází z měření montážních rozměrů brzd na bicyklu. Držák bude vyroben z plochých tyčí tažených za studena podle ČSN EN 10278 z oceli S235JRC+C (1.0122) dle EN 10027-2. Části držáku rovnoběžné s osou y jsou namáhána převážně ohybem. Průřezový modul v ohybu je pro obdélníkový průřez o výšce h a šířce b

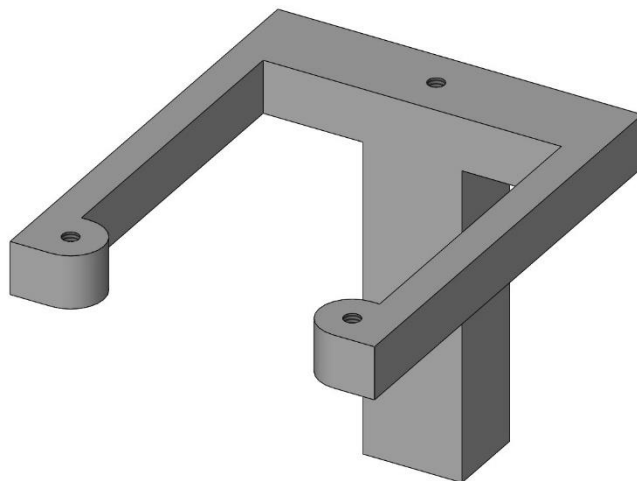
$$W_o = \frac{bh^2}{6}. \quad (82)$$

Šířku volíme $b_{5y} = 10$ mm. Pro tuto šířku je mez kluzu $Re_{5y} = 355$ MPa [48]. Maximální moment působící na tuto část je $0,5M_{65max} = 58\,528$ Nmm z Tab. 6. Dosazením do vzorců (80) a (82) dostaneme

$$h_{5y} \geq \sqrt{\frac{12 \cdot \frac{1}{2} M_{65max}}{Re_{5y} b_{5y}}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 58\,528}{355 \cdot 10}} = 14,1 \text{ mm.}$$

Část držáku rovnoběžnou s osou y tedy volíme z tyče ploché 16x10 h11, EN 10278.

Část držáku rovnoběžná s osou z , viz Obr. 5.9 je namáhána dvakrát větším ohybovým momentem než část rovnoběžná s y . Vzhledem k požadavkům na montáž ke snímači bude z tyče ploché 30x25 h11, EN 10278. S ohledem na to, že šířka této části je alespoň dvakrát větší než šířka části rovnoběžné s y , a výška je také výrazně větší, máme jistotu, že tato část ohybové napětí vydrží s dostatečnou bezpečností.



Obr. 5.18 - Držák ráfkové brzdy

Část držáku rovnoběžná s osou x , viz Obr. 5.9, je namáhána převážně krouticím momentem $0,5M_{65max} = 58\,528\text{ Nmm}$ z Tab. 6. Průřezový modul v krutu obdélníkového průřezu o výšce h a šířce b , kde $h \geq b$, je podle [2]

$$W_{k1} = \alpha b^2 h, \text{ resp. } W_{k2} = \beta h^2 b, \quad (83)$$

kde α a β jsou součinitele pro krut obdélníkových průřezů. V našem případě je větší rozměr dán menším rozměrem části rovnoběžné s osou z $h_{5x} = 25\text{ mm}$ a menší rozměr je dán $b_{5x} = h_{5y} = 16\text{ mm}$. Součinitele pro krut obdélníkového průřezu volíme pro poměr rozměrů 1,5 $\alpha_{5x} = 0,231$ a $\beta_{5x} = 0,18$ a mez kluzu $Re_{5x} = 300\text{ MPa}$ [48]. Dosazením do vztahů (81) a (83) dostaneme

$$300\text{ MPa} = Re \geq \frac{2\alpha_{5x} \frac{1}{2} M_{65max}}{\alpha_{5x} b_{5x}^2 h_{5x}} = \frac{2 \cdot 58\,528}{0,231 \cdot 16^2 \cdot 25} = 79\text{ MPa},$$

$$300\text{ MPa} = Re \geq \frac{2\alpha_{5x} \frac{1}{2} M_{65max}}{\beta_{5x} h_{5x}^2 b_{5x}} = \frac{2 \cdot 58\,528}{0,18 \cdot 25^2 \cdot 16} = 65\text{ MPa}.$$

Obě napětí vyhovují pevnostní kontrole. Část držáku rovnoběžnou s osou x tedy volíme z tyče ploché 25x16 h11, EN 10278

5.2.2 Posuvný držák snímače ráfkové brzdy

Posuvný držák je namáhán krutem a ohybem (Obr. 5.19). Bude vyroben z ploché tyče tažené za studena podle ČSN EN 10278 z oceli S235JRC+C (1.0122) dle EN 10027-2. Pro výrobu držáku navrhne plochou tyč 50x20 h11, EN 10278 a zkontrolujeme její pevnost při kombinovaném namáhání. Výška $h_6 = 50$ mm byla zvolena s ohledem na montáž snímače a šířka $b_6 = 20$ mm s ohledem na montáž k pohyblivému rameni šrouby M8. Pro tyto rozměry je mez kluzu $Re_6 = 260$ MPa [48] a součinitelé pro krut obdélníkového průřezu $\alpha_6 = 0,267$ a $\beta_6 = 0,118$ [2]. Pro kombinaci krutu a napětí platí vztah

$$\frac{Re}{2} \geq \sqrt{\sigma^2 + \alpha_t^2 \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_o}{W_o}\right)^2 + \alpha_t^2 \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2}, \quad (84)$$

kde σ je tahové napětí a τ smykové napětí ve zvoleném bodě průřezu. Na držák působí maximální ohybový moment $R_{63max}l_2 = 585 \cdot 72,5 = 42\,412$ Nmm a krouticí moment $0,5M_{63max} = 0,5 \cdot 223\,577$ Nmm (Tab. 6 a Tab. 5). Ze vztahů (81) a (83) dostaneme podmínku

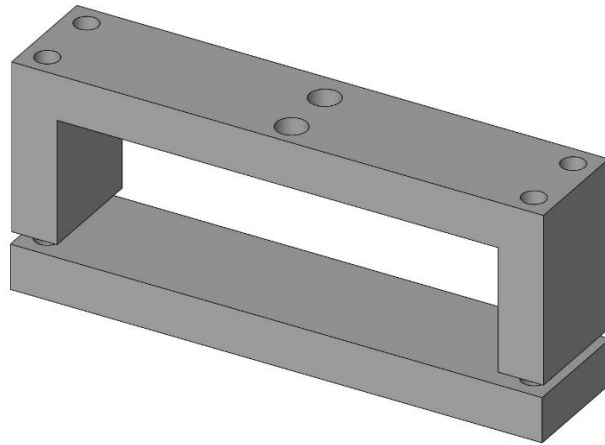
$$260 \text{ MPa} = Re_6 \geq \frac{2\alpha_t \frac{1}{2} M_{63max}}{\beta_6 h_6^2 b_6} = \frac{2 \cdot 223\,577}{0,118 \cdot 50^2 \cdot 20} = 75 \text{ MPa}$$

a ze vztahu (82), (83) a (84) podmínku

$$\frac{Re_6}{2} \geq \sqrt{\left(\frac{6R_{63max}l_2}{h_6 b_6^2}\right)^2 + \alpha_t^2 \left(\frac{\frac{1}{2} M_{63max}}{\alpha_6 b_6^2 h_6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{6 \cdot 42\,412}{50 \cdot 20^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot 223\,577}{0,267 \cdot 20^2 \cdot 50}\right)^2},$$

$$130 \text{ MPa} \geq 84 \text{ MPa}.$$

Jelikož jsou obě podmínky splněny, tak zvolené rozměry a materiál vyhovují.



Obr. 5.19 - Posuvný držák snímače ráfkové brzdy

5.2.3 Držák kotoučové brzdy

Rozměry držáku (Obr. 5.20) vycházejí z montážního standardu P.M. pro třmen zadní brzdy, viz kap. 2.2.2 Obr. 2.10. Držák bude vyroben z ploché tyče tažené za studena podle ČSN EN 10278 z oceli S235JRC+C (1.0122) dle EN 10027-2. Části držáku rovnoběžné jsou namáhána převážně ohybem. Šířku volíme $b_7 = 12$ mm. Pro tuto šířku je mez kluzu $Re_7 = 300$ MPa [48]. Maximální moment působící na jednotlivé části při maximální síle $F_{bn72max} = 5731$ N (Tab. 6) může nabývat dvou extrémních hodnot

$$M_{7tmax} = \frac{1}{2} F_{bn72max} l_{12} \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} \cdot 5731 \cdot 25,5 \cos 35^\circ = 59\,855 \text{ Nmm},$$

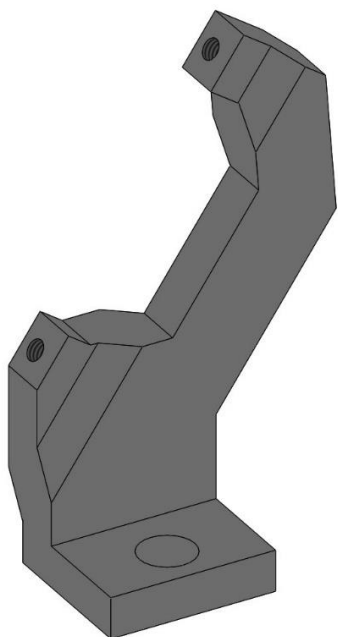
$$M_{7nmax} = \frac{1}{2} F_{bn72max} l_{11} \sin \alpha_1 = \frac{1}{2} \cdot 5731 \cdot 74,17 \sin 35^\circ = 121\,905 \text{ Nmm}.$$

Využitím vztahů (80) a (82) dostaneme

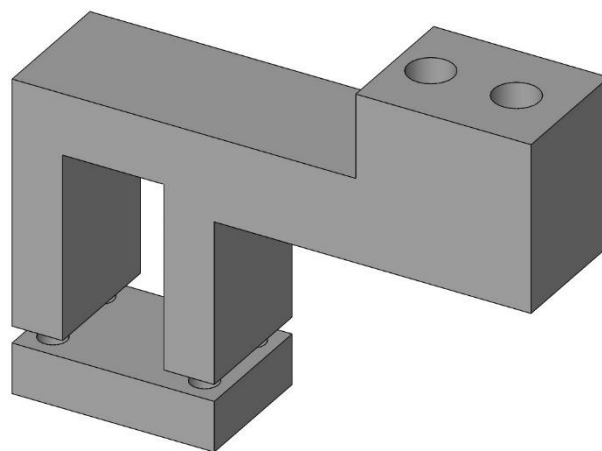
$$h_{7t} \geq \sqrt{\frac{12 \cdot M_{7tmax}}{Re_7 b_7}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 59\,855}{300 \cdot 12}} = 14,1 \text{ mm},$$

$$h_{7n} \geq \sqrt{\frac{12 \cdot M_{7nmax}}{Re_7 b_7}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 121\,905}{300 \cdot 12}} = 20,2 \text{ mm}.$$

Minimální výška části o délce l_{12} , resp. l_{11} tedy musí být $h_{7t} = 14,1$ mm, resp. $h_{7n} = 20,2$ mm. Rozměry držáku přizpůsobíme těmto podmínkám a pro jeho výrobu zvolíme tyč plochou 80x12 h11, EN 10278.



Obr. 5.20 - Držák kotoučové brzdy



Obr. 5.21 - Posuvný držák snímače kotoučové brzdy

5.2.4 Posuvný držák snímače kotoučové brzdy

Držák snímače (Obr. 5.21) je namáhán pouze ohybem. Bude vyroben z ploché tyče tažené za studena podle ČSN EN 10278 z oceli S355J2C+C (1.0579) dle EN 10027-2. Šířka $b_8 = 40$ mm byla zvolena s ohledem na montáž snímače. Pro zvolenou šířku držáku je podle [51] mez kluzu $Re_8 = 350$ MPa, Maximální moment působící na tuto část je (Tab. 5, Tab. 6)

$$M_{8max} = R_{83max}l_{14} + M_{83max} = 5\,731 \cdot 105 + 106\,026 = 707\,781 \text{ Nmm.}$$

Dosažením do vztahů (80) a (82) dostaneme

$$h_8 \geq \sqrt{\frac{12 \cdot M_8}{Re_8 b_8}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 707\,781}{350 \cdot 40}} = 24,6 \text{ mm.}$$

Držák potom volíme z tyče ploché 40x25 h11, EN 10278.

5.2.5 Pohyblivé rameno

Pohyblivé rameno (Obr. 5.22) se skládá ze dvou namáhaných částí, které mají různý profil průřezu. Část rovnoběžná se svislou osou z (Obr. 5.7 a Obr. 5.13) bude vyrobena z ploché tyče tažené za studena podle ČSN EN 10278 z oceli S235JRC+C (1.0122) dle EN 10027-2. Pro tuto část jsme zvolili plochou tyč 30x10 h11, EN 10278. Při

volbě rozměrů jsme vycházeli z měření montážních rozměrů kola bicyklu. Tyč je namáhaná tahem a ohybem. Pro tuto kombinaci namáhání platí vztah

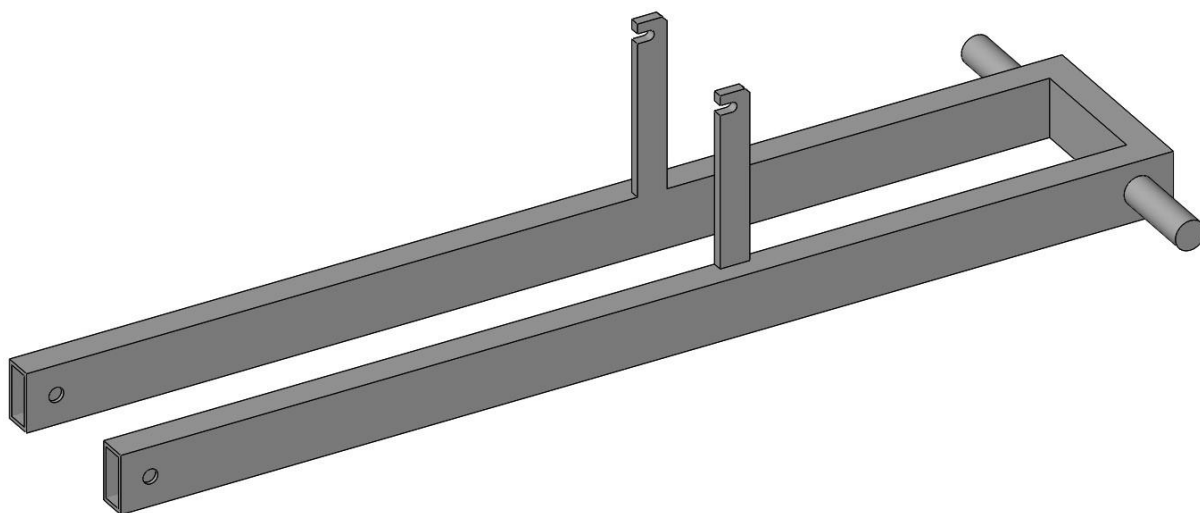
$$\frac{Re}{2} = \sigma_D \geq \sigma_o + \sigma_t = \frac{M_o}{W_o} + \frac{F}{S}, \quad (85)$$

kde σ_t je tahové napětí, σ_o ohybové napětí, F tahová síla a $S = bh$ plocha průřezu. V našem případě je $b_{3s} = 10 \text{ mm}$, $h_{3s} = 30 \text{ mm}$ a $Re_{3s} = 355 \text{ MPa}$. Maximální působící tahová síla na tuto část je $R_{z32max} = 3\,964 \text{ N}$ při maximálním ohybovém napětí, při maximální tahové síle je $M_{3smax} = R_{y32}l_{18} = 585 \cdot 180 \text{ Nmm}$ (Tab. 5, Tab. 6). Kombinací vztahů (82) a (85) dostaneme podmínku

$$\frac{355}{2} = \frac{Re_{3s}}{2} \geq \frac{6R_{y32}l_{18}}{b_{3s}h_{3s}^2} + \frac{R_{z32max}}{bh} = \frac{6 \cdot 585 \cdot 180}{10 \cdot 30^2} + \frac{3964}{10 \cdot 30}$$

$$177,5 \text{ MPa} \geq 83,4 \text{ MPa}.$$

Jelikož je podmínka splněna, tak zvolené rozměry vyhovují.



Obr. 5.22 - Pohyblivé rameno

Zbylé části pohyblivého ramene budou z dutého svařovaného černého profilu s obdélníkovým průřezem dle EN 10219 z oceli S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Zvolili jsme dutý svařovaný černý profil obdélníkového průřezem 60x30x4, EN 10219. Modul průřezu v ohybu profilu je $W_{o3} = 8,23 \text{ cm}^3$. Část rovnoběžná s osou y je namáhána převážně ohybovým napětím a část rovnoběžná s x je vystavena krutu a ohybu. Ohybové momenty v místech působišť sil působících na pohyblivé rameno od ostatních těles jsou podle schématu na Obr. 5.7 (při brzdění ráfkovou brzdou)

$$M_{R6} = R_{z43}(l_{16} - l_{17}), \quad (86)$$

$$M_{R2} = R_{z43}l_{16} + R_{z63}l_{17} - \frac{M_{63}}{2}, \quad (87)$$

$$M'_{R2} = M_{R2} - R_{y32}l_{18}, \quad (88)$$

$$M_{R9} = R_{z43}(l_{16} + l_{15}) + R_{z63}(l_{17} + l_{15}) - \frac{M_{63}}{2} - R_{y32}l_{18} - R_{z32}l_{15} \quad (89)$$

a podle schématu na Obr. 5.13 (při brzdění kotoučovou brzdou)

$$M_{K8a} = R_{z43}(l_{16} - l_{19}), \quad (90)$$

$$M_{K2a} = R_{z43}l_{16} + R_{z83}l_{19}, \quad (91)$$

$$M'_{K2a} = M_{K2a} - R_{y32}l_{18}, \quad (92)$$

$$M_{K9a} = R_{z43}(l_{16} + l_{15}) + R_{z83}(l_{19} + l_{15}) - R_{y32}l_{18} - R_{z32}l_{15}, \quad (93)$$

$$M_{K2b} = R_{z43}l_{16}, \quad (94)$$

$$M'_{K2b} = M_{K2b} - S_{y32}l_{18}, \quad (95)$$

$$M_{K9b} = R_{z43}(l_{16} + l_{15}) - S_{y32}l_{18} - S_{z32}l_{15}. \quad (96)$$

Indexy ve značení momentů mají význam:

R/K namáhání při testování ráfkovou/kotoučovou brzdou

a/b část ramena na kterém je/není uchycen držák kotoučové brzdy

i moment v průřezu části ramene rovnoběžné s *y* a nositelky reakce od členu *i*

Momenty M_{R9} , M_{K9a} a M_{K9b} jsou zároveň rovny krouticímu momentu působícímu na část rovnoběžnou s osou *x*. Z ohybové podmínky (80) vyjádříme modul průřezu v ohybu

$$W_o \geq \frac{2M_o}{Re}, \quad (97)$$

Pro navrhovaný materiál $Re_3 = 235$ MPa [49]. Dále jsme v programu MATLAB R2017a zvolili následující postup:

- Z rovnic (86) až (89) jsme určili ohybové momenty působící na pohyblivé rameno při brzdění ráfkovou brzdou dosazením rozměrů z Tab. 5 a hodnot z druhého, a třetího sloupce Tab. 6.

- Z rovnic (90) až (96) jsme určili ohybové momenty působící na pohyblivé rameno při brzdění kotoučovou brzdou dosazením rozměrů z Tab. 5 a hodnot ze čtvrtého, až sedmého sloupce Tab. 6.
- Všechny vypočtené momenty jsme postupně dosadili do vztahu (97) s $Re_3 = 235 \text{ MPa}$.
- Našli jsme největší vypočtený krouticí moment na část rovnoběžnou s osou x
 $M_{k3max} = M_{9max} = 464\,419 \text{ Nmm}$
- Z vypočtených průřezových modulů jsme vybrali největší $W_{omin} = 3,953 \text{ cm}^3$.

Vybraný profil tedy splňuje podmínku vycházející z ohybové pevnosti

$$8,23 \text{ cm}^3 = W_{03} \geq W_{ominx} = 3,953 \text{ cm}^3.$$

Dále musíme zkontrolovat pevnost části rovnoběžné s osou x , při zatížení největším krouticím momentem $M_{k3max} = 464\,419 \text{ Nmm}$ a ohybovým momentem $M_{83} = 106\,026 \text{ Nmm}$ z Tab. 6 (Podle výpočtů v programu MATLAB oba maximální momenty působí při nastavení stejných parametrů testovaného kola). Maximální ohybové napětí určíme podle z rovnice (84) jako

$$\sigma_{3max} = \frac{M_{83}}{W_{03}} = \frac{106\,026}{8,23} 10^{-3} = 12,9 \text{ MPa}.$$

Maximální napětí na dutého obdélníkového profilu je na vnější straně přímé části, nebo v jeho rozích. Napětí v rozích kontrolovat nebudeme, jelikož pro tuto kontrolu není dostupné dostatečné informace o tvaru profilu. Napětí na vnější stěně přímé části je dáno vztahem

$$\tau_e = \tau_s + tG\vartheta, \quad (98)$$

kde τ_s je napětí ve středním vlákně profilu, t tloušťka stěny profilu, G modul pružnosti ve smyku a ϑ zkrut (poměrné zkroucení). Součin zkrutu a modulu pružnosti určíme ze Stokesovy věty

$$G\vartheta = \frac{\tau_s l_s}{A_s}, \quad (99)$$

a napětí ve středním vlákně profilu z rovnice

$$\tau_s = \frac{M_k}{2A_s t}, \quad (100)$$

kde M_k je krouticí moment, l_s délka střední čáry profilu a A_s střední plocha profilu. Geometrické charakteristiky profilu l_s a A_s určíme z šířky profilu b , výšky h a tloušťky t jako

$$A_s = (b - t)(h - t), \quad (101)$$

$$l_s = b + h - 2t. \quad (102)$$

Do vztahů (98) až (102) dosadíme rozměry zvoleného profilu $b_3 = 30$ mm, $h_3 = 60$ mm, $t_3 = 4$ mm a krouticí moment M_{k3max} a určíme smykové napětí na vnější stěně přímé části zvoleného profilu τ_{e3}

$$A_{s3} = (b_3 - t_3)(h_3 - t_3) = (30 - 4)(60 - 4) = 1\,456 \text{ mm}^2,$$

$$l_{s3} = b_3 + h_3 - 2t_3 = 30 + 60 - 8 = 82 \text{ mm},$$

$$\tau_{s3} = \frac{M_{k3max}}{2A_{s3}t_3} = \frac{464\,419}{2 \cdot 1\,456 \cdot 4} = 39,87 \text{ MPa},$$

$$G_3\vartheta_3 = \frac{\tau_{s3}l_{s3}}{A_{s3}} = \frac{39,87 \cdot 82}{1456} = 2,245 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-3},$$

$$\tau_{e3} = \tau_{s3} + t_3G_3\vartheta_3 = 39,87 + 4 \cdot 2,245,$$

$$\tau_{e3} = 48,85 \text{ MPa}.$$

Výslednou podmínku pro kombinaci namáhání krutem a ohybem dostaneme ze vztahu (84), kam dosadíme napětí σ_{3max} , τ_{e3} a mez kluzu Re_3

$$\frac{Re}{2} \geq \sqrt{\sigma^2 + \alpha_t^2 \tau^2},$$

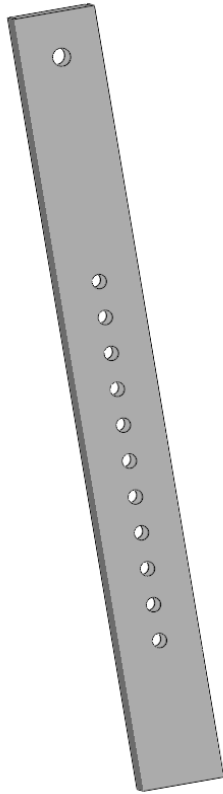
$$\frac{235}{2} = \frac{Re_3}{2} \geq \sqrt{\sigma_{3max}^2 + \alpha_t^2 \tau_{e3}^2} = \sqrt{12,9^2 + 2^2 \cdot 48,85^2},$$

$$117,5 \text{ MPa} \geq 98,45 \text{ MPa}$$

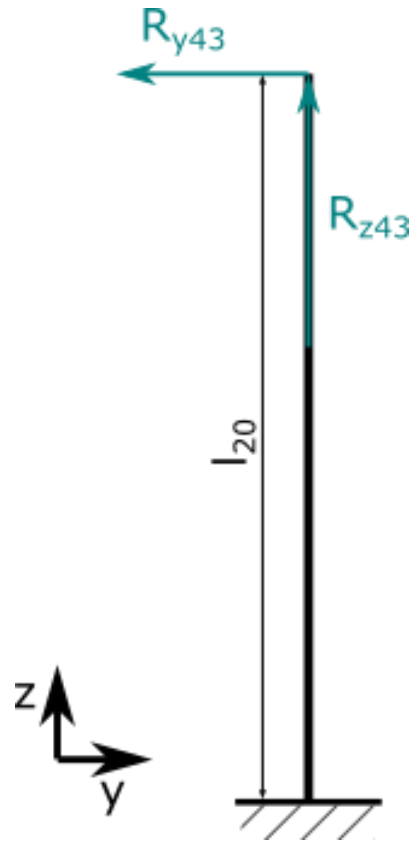
Podmínka je splněna a zvolený materiál a polotovar tedy vyhovuje všem pevnostním kontrolám.

Pro připojení závaží jsou na rameno přivařeny dvě vodorovné tyče o průměru 30 mm. Na každé z nich by mělo být závaží o hmotnosti nejvýše

$$\frac{1}{2} m_z = 32,5 \text{ kg}.$$



Obr. 5.23 - Svislá posuvná tyč



Obr. 5.24 - Silové poměry členu 4

5.2.6 Svislý posuv

Pro svislý posuv (Obr. 5.23) je použit dutý svařovaný černý profil s obdélníkovým průřezem dle EN 10219 z oceli S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Na tyči se připevňuje pohyblivé rameno konstrukce a druhý konec se připevňuje k základnímu rámu, kde prochází skrz větší profil stejného tvaru. Mezi stěnami profilů je výrobní vůle 0,5 mm. Posuv je zatížen tahem a ohybem, viz Obr. 5.24, takže jeho návrh provedeme s ohledem na ohyb. Mez kluzu pro malé tloušťky je pro zvolený materiál $Re_4 = 235 \text{ MPa}$ [49]. Maximální ohybový moment budeme uvažovat při maximální vzdálenosti $l_{20max} = 330 \text{ mm}$, která vychází z rozměrů jednotlivých součástí a nastane při testování kola největšího možného průměru, a při maximální ohybové síle $R_{y43max} = 585 \text{ N}$ (Tab. 6). tato síla nastane při testování kola nejmenšího průměru, zvolenými hodnotami pro návrh proto získáme o něco větší bezpečnost. Z podmínky pro ohyb (80) potom dostaneme

$$W_{o4} \geq \frac{2R_{y43max}l_{20max}}{Re_4} = \frac{2 \cdot 585 \cdot 330}{235} = 1643 \text{ mm}^3 = 1,643 \text{ cm}^3.$$

Pro svislý posuv jsme vybrali dutý svařovaný černý profil s obdélníkovým průřezem 45x25x2, EN 10219. Tento profil má modul průřezu v ohybu $W_{04} = 2,85 \text{ cm}^3$. Výrazně větší modul jsme volili proto, že bude narušen otvory, což jeho pevnost zmenší.

5.3 Normalizované a katalogové díly

5.3.1 Čepy

Pro připevnění svislého posuvu na základní rám a připevnění pohyblivého ramene na posuv volíme čepy s hlavou a dírou pro závlačku podle ISO 2341 - B. Minimální aktivní délka čepu bude v obou případech dvounásobek tloušťky stěny svislého posuvu $l_{\check{c}a} = 2t_4 = 4 \text{ mm}$. Jelikož aktivní délka je malá, navrhujeme průměr čepu jak pro dovolené smykové napětí $\tau_{D\check{c}} = 110 \text{ MPa}$, tak pro dovolený tlak ve stykových plochách $p_{D\check{c}} = 50 \text{ MPa}$. Největší síla působící na čep je síla R_{43max} , jejíž velikost získáme sečtením jejich složek

$$R_{43max} = \sqrt{R_{y43max}^2 + R_{z43max}^2}, \quad (103)$$

kde z Tab. 6 $R_{y43max} = 585 \text{ N}$ a $R_{z43max} = 190 \text{ N}$. Po dosazení dostaneme

$$R_{43max} = \sqrt{585^2 + 190^2} = 615 \text{ N}.$$

Smykové napětí působící na čep je dáno vztahem

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}, \quad (104)$$

kde F je radiální síla působící na čep a d průměr čepu. Z rovnice vyjádříme průměr a dosazením určíme stříhovou podmínku pro průměr čepu

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt{\frac{4R_{43max}}{\pi\tau_{D\check{c}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 615}{\pi \cdot 110}}$$

$$d_{\check{c}} \geq 2,7 \text{ mm}$$

Tlak ve stykových plochách čepu se určí podle

$$p = \frac{F}{l_a d}, \quad (105)$$

kde F je radiální síla působící na čep, l_a aktivní délka čepu a d průměr čepu. Z rovnice vyjádříme průměr a dosazením určíme podmínku na otlacení pro průměr čepu

$$d_{\check{c}} \geq \frac{R_{43max}}{l_{\check{c}a} p_{D\check{c}}} = \frac{615}{4 \cdot 50}$$

$$d_{\check{c}} \geq 3,1 \text{ mm}$$

Volíme tedy čepy o průměru vyhovujícím oběma podmínkám. S ohledem na proporce zařízení a příjemnější manipulaci volíme pro připevnění posuvu k základnímu rámu čep B - 8x35 - St, dle ISO 2341 a pro připevnění pohyblivého ramene ke svislému posuvu čep B - 8x60 - St, dle ISO 2341.

5.3.2 Šrouby

Velikosti šroubů jsme navrhli tak, aby byly určitě předimenzované. Různé velikosti šroubů se cenově příliš neliší a počet vyrobených zařízení bude malý, bylo by neefektivní přesně počítat potřebné průměry šroubu, nebo je kontrolovat. Zároveň předimenzování šroubů nebude mít výrazný vliv na cenu a funkci zařízení. Proto je vhodné zvolit odhadem takové šrouby, aby potřebné namáhání určitě vydrželi. Při tomto odhadu jsme vycházeli z velikosti šroubů pro montáž snímače, které jsou podle výrobce M12 [50]. Pro připevnění posuvného držáku snímače ráfkové, resp. kotoučové brzdy k pohyblivému rameni jsme zvolili šrouby M10, resp. M8. Ostatní velikosti šroubů jsou dány katalogovými a testovanými součástmi.

5.3.3 Snímač

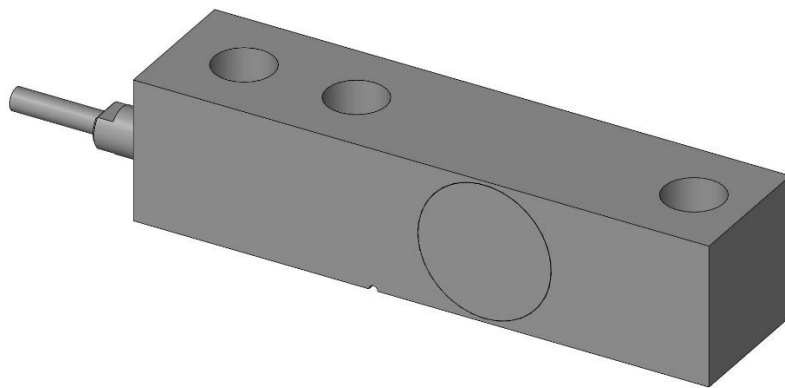
Vzhledem k největší vypočtené síle na snímač $F_{bn72max} = 5\,731$ (Tab. 6) volím snímač **H8C-C3-1.0t-4-W4** (Obr. 5.25) od společnosti Zemic [50]. Aby nedošlo k přetížení senzoru ohybovým momentem, porovnáme maximální momenty působící na snímač při provozu s momentem, způsobeným nominální zátěží $m_{Ns} = 1 \text{ t} = 1\,000 \text{ kg}$ Moment od nominální zátěže určíme jako

$$M_{Ns} = m_{Ns} g l_8, \quad (106)$$

kde $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ je tíhové zrychlení a l_8 je délka snímače z Tab. 5. Po dosazení dostaneme

$$M_{Ns} = 1\,000 \cdot 9,81 \cdot 91 = 892\,710 \text{ Nmm.}$$

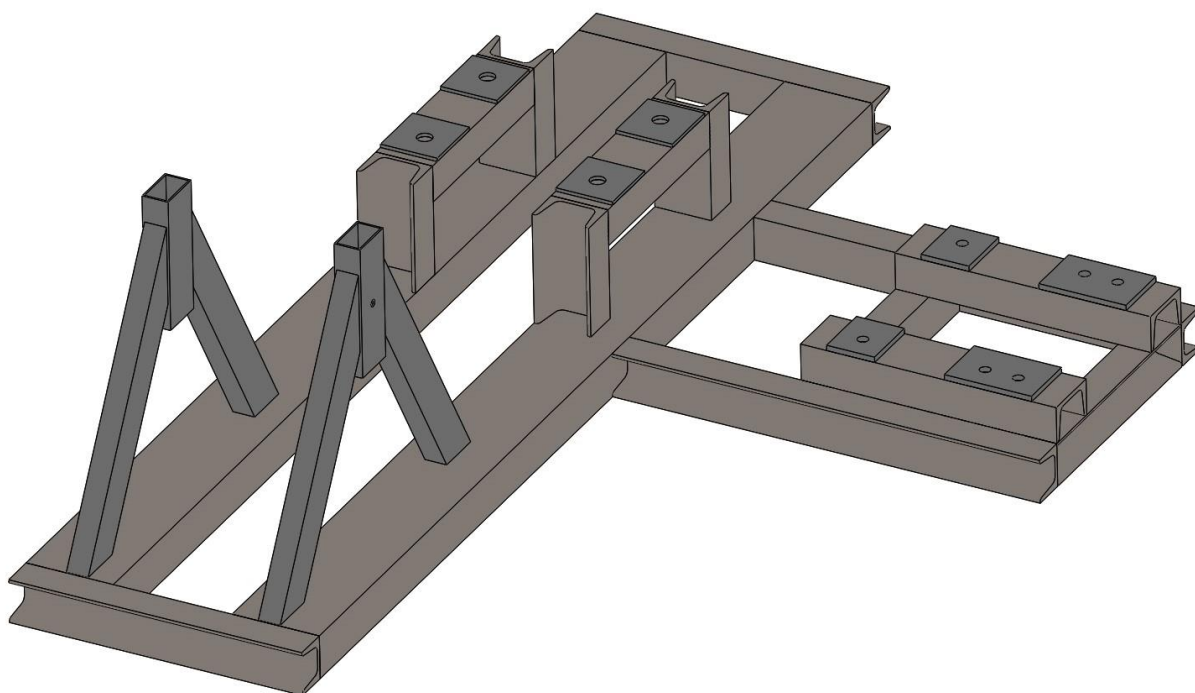
Při brzdění ráfkovými brzdami působí na snímač maximální ohybový moment velikosti $M_{63max} = 223\,577\text{ Nmm}$ (Tab. 6 a kap. 5.2.2) a při brzdění kotoučovými brzdami působí na snímač moment velikosti $M_{8max} = 707\,781\text{ Nmm}$ (kap.1.1.1). Oba tyto momenty jsou menší než moment od nominální zátěže a k přetížení senzoru tedy nedojde.



Obr. 5.25 – Snímač Zemic H8C-C3-1.0t-4-W4

6 Základní rám

Základní rám (Obr. 6.1) má za úkol nést jednotlivé prvky konstrukce a ustavit jejich vzájemnou polohu. Proto musí být dostatečně tuhý. Vhodnou technologií výroby základního rámu je svařování. Tvořen bude převážně tyčemi profilu U 100, U 65 a U 50 podle DIN 1026-1 [53]. Část pro zajištění svislého posuvu nosné konstrukce bude tvořena dutými obdélníkovými profily o rozměrech dle EN 10219 [53]. A pro ustavení přesné svislé polohy budou pod motorem a ložiskovými domky destičky z ploché tyče 60x8, dle ČSN EN 10058 [53], které se po navaření obrousí.

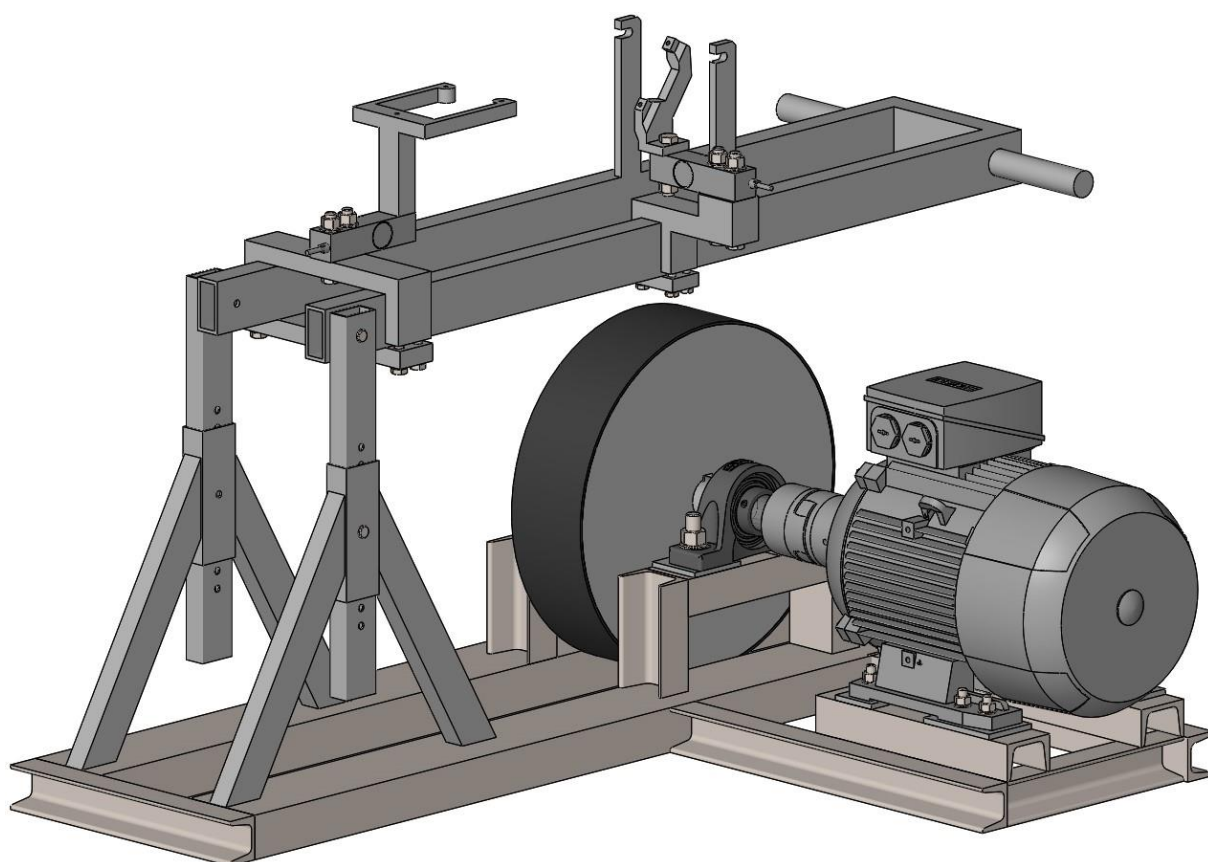


Obr. 6.1 - Základní rám

7 Závěr

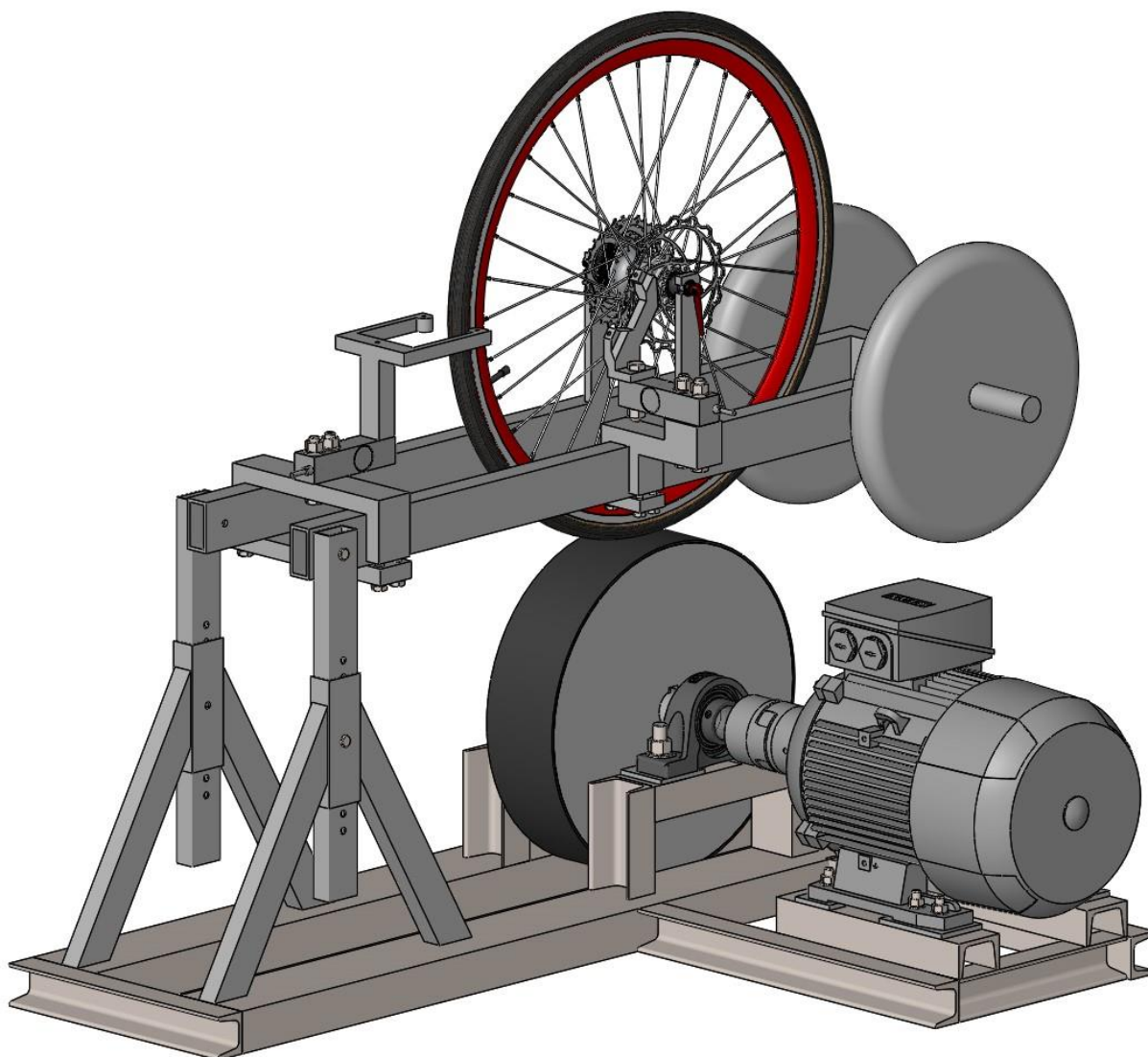
Na začátku této práce byla vytvořena rešerše brzd v dnešní době používaných na jízdních kolech. Zejména tedy ráfkových a kotoučových. U jednotlivých typů brzd byly popsány jejich součásti, využití a vlastnosti a princip jejich funkce a uchycení. Dále byly popsány parametry, podle kterých se dají různé brzdy srovnávat. Poté byla popsána základní problematika tření, kluzného i valivého, a třecích dvojic.

V dalších částech se práce zabývá samotným návrhem zkušebního stanoviště. Nejprve byly navrženy možnosti uspořádání pohonu zařízení, z nichž byl zvolen nejvhodnější. Následně byly navrženy jednotlivé součásti pohonu včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Dále byl navržen koncept nosné konstrukce testovaného kola a brzd, včetně umístění snímačů. Konečná podoba nosné konstrukce pak byla navržena podle odpovídajících pevnostních výpočtů vycházejících z analýzy silových poměrů v konstrukci. Jako poslední část stanoviště byl navržen svařovaný základní rám.



Obr. 7.1 - 3D model zkušebního stanoviště

Jako součást návrhu byl vytvořen 3D CAD model celého stroje, který je zobrazen na Obr. 7.1 a na (včetně modelu vzorku 26“ kola a dvou 20 kg závaží). Podle modelu byl vytvořen výkres sestavení a výrobní výkres hřídele. Výkresy jsou k práci přiloženy jako Příloha 1 a Příloha 2.



Obr. 7.2 - 3D model zkušebního stanoviště se vzorkem kola a závaží

Seznam tabulek

Tab. 1 - Orientační součinitele smykového tření vybraných materiálů [39]	- 23 -
Tab. 2 - Pozice, momenty a koeficienty vrubů.....	- 47 -
Tab. 3 -Napětí a bezpečnosti vrubů.....	- 47 -
Tab. 4 - Hodnoty veličin pro kontrolu torzní tuhosti	- 49 -
Tab. 5 - Délkové rozměry součástí	- 64 -
Tab. 6 - Velikosti reakcí v závislosti na velikosti testovaných kol a kotoučů	- 65 -

Seznam obrázků

Obr. 2.1 – Ráfková brzda na silničním bicyklu s karbonovým ráfkem [9].....	10 -
Obr. 2.2 –Pryžové brzdové špalky s cartridge [13].....	11
Obr. 2.3 – Korkové brzdové špalky [14].....	11
Obr. 2.4 – Caliper brzda s aktivací na straně a dvěma čepy [17].....	12
Obr. 2.5 - U-brzda pro BMX bicykl [18].....	12
Obr. 2.6 - Tradiční cantilever brzda [20].....	13
Obr. 2.7 - V-brzda [21].....	13
Obr. 2.8 - Kotoučová brzda předního kola bicyklu [22].....	- 14 -
Obr. 2.9 - Geometrie P.M. standardu pro přední brzdu [29].....	- 16 -
Obr. 2.10 - Geometrie P.M. standardu pro zadní brzdu [30].....	- 16 -
Obr. 2.11 - 3 typy brzdových destiček [34].....	- 17 -
Obr. 4.1 – Možnosti uspořádání pohonu.....	- 26 -
Obr. 4.2 – Rovnoměrný přímočarý pohyb po nakloněné rovině.....	28
Obr. 4.3 - Elektromotor Siemens 1LE1001-1CC32-2AA4 [43]	- 30 -
Obr. 4.4 – Schéma uspořádání třetího převodu.....	- 32 -
Obr. 4.5 - Pružná spojka T.E.A Technik GE-T 38-45 BB [47]	- 37 -
Obr. 4.6 - Silové poměry pohonu	- 38 -
Obr. 4.7 – Ložisková jednotka SYJ 40 TF [43]	39
Obr. 4.8 - Ložisko 1726208-2RS1 [43]	39
Obr. 4.9 - Hřídel	- 40 -
Obr. 4.10 - Zatížení hřídele v rovině x-y.....	- 41 -
Obr. 4.11 – Graf závislosti ohybového momentu v rovině x-z na poloze x	- 41 -
Obr. 4.12 - Zatížení hřídele v rovině x-z.....	- 42 -
Obr. 4.13 – Graf závislosti ohybového momentu v rovině x-z na poloze x	- 42 -
Obr. 4.14 - Rozměry hřídele s drážkou pro pero [3].....	- 42 -
Obr. 4.15 - Označení a polohy vrubů na hřídeli.....	46
Obr. 4.16 - Rozměry drážky pro pero	46
Obr. 4.17 - Rozměry zápichu.....	46
Obr. 4.18 - Rozměry osazení.....	- 48 -
Obr. 5.1 – Původní koncepční návrh zařízení	- 51 -

Obr. 5.2 - Upravený koncepční návrh zařízení.....	- 52 -
Obr. 5.3 - Číslování členů nosné konstrukce.....	- 53 -
Obr. 5.4 - Člen 2 [46]	- 53 -
Obr. 5.5 - Silové poměry členu 2 při brzdění ráfkovou brzdou.....	- 54 -
Obr. 5.6 - Člen 3.....	- 55 -
Obr. 5.7 - Silové poměry členu 3 při brzdění ráfkovou brzdou.....	- 55 -
Obr. 5.8 - Člen 5.....	- 56 -
Obr. 5.9 - Silové poměry členu 5.....	- 56 -
Obr. 5.10 - Člen 6.....	- 57 -
Obr. 5.11 - Silové poměry členu 6.....	- 57 -
Obr. 5.12 - Silové poměry členu 2 při brzdění kotoučovou brzdou.....	- 58 -
Obr. 5.13 - Silové poměry členu 3 při brzdění kotoučovou brzdou.....	- 59 -
Obr. 5.14 - Člen 7.....	- 60 -
Obr. 5.15 - Silové poměry členu 7.....	- 60 -
Obr. 5.16 - Člen 8.....	- 61 -
Obr. 5.17 - Silové poměry členu 8.....	- 61 -
Obr. 5.18 - Držák ráfkové brzdy.....	- 67 -
Obr. 5.19 - Posuvný držák snímače ráfkové brzdy.....	- 69 -
Obr. 5.20 - Držák kotoučové brzdy.....	- 70 -
Obr. 5.21 - Posuvný držák snímače kotoučové brzdy.....	- 70 -
Obr. 5.22 - Pohyblivé rameno	71
Obr. 5.23 - Svislá posuvná tyč.....	- 75 -
Obr. 5.24 - Silové poměry členu 4.....	- 75 -
Obr. 5.25 - Snímač Zemic H8C-C3-1.0t-4-W4.....	- 78 -
Obr. 6.1 - Základní rám.....	- 79 -
Obr. 7.1 - 3D model zkušebního stanoviště	- 80 -
Obr. 7.2 - 3D model zkušebního stanoviště se vzorkem kola a závaží.....	- 81 -

Seznam příloh

Příloha 1 - Výkres sestavy zkušebního stanoviště s kusovníkem

Příloha 2 - Výrobní výkres hřídele (pozice 2)

Seznam použitých zdrojů

- [1] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. doplněné vydání. Ostrava - Mariánské Hory: MONTANEX, 1999.
- [2] LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Praha: Scientia, spol s r.o., 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [3] KUGL, Otmar, HOUKAL, Jiří, TOMEK, Pavel, ZÝMA, Jiří. *PROJEKT - III. ročník*. Dotisk prvního vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000.
- [4] BOLEK, Alfred, KOCHMAN, Josef a kol. *Části strojů - 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989.
- [5] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008.
- [6] Joseph E. Shigley: *Konstruování strojních součástí*. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] FREDERICK E. GIESECKE. *Technical Drawing with Engineering Graphics*. 2014. ISBN 13: 9781292026183.
- [8] *Dynamická analýza bez VBA* [počítačový soubor, online]. Ústav konstruování, ČVUT [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/KC>
- [9] *Road Bike Reviews, bike parts and components reviews, buy and sell used bikes, forums, hot deals and more - roadbikereview.com* [online]. Copyright ©0 [cit. 14. 02. 2018]. Dostupné z: http://www.roadbikereview.com/reviews/wp-content/uploads/2018/02/direct_mount-25.jpg
- [10] *Bicycle brake* [online]. Wikipedia: The Free Encyclopedia © 2017 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle_brake
- [11] *How to Choose the Best Brakes for Your Road Bike | eBay*. [online]. Copyright © 1995 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/gds/How-to-Choose-the-Best-Brakes-for-Your-Road-Bike-/10000000177578741/g.html>
- [12] *Brake Pads buying guide - Chain Reaction Cycles*. *Chain Reaction Cycles - The Hub* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z:

<http://hub.chainreactioncycles.com/buying-guides/components/brake-pad-buying-guide/>

- [13] *AXIT – jízdní kola a díly* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: http://www.axit.cz/files/pimages/D133008_Shimano_brzdove_spalky_m70ct4.jpg
- [14] [online]. Copyright © [cit. 14. 02. 2018]. Dostupné z: https://www.czkola.cz/fotky3200/fotos/_vyr_68542213.jpg
- [15] The pros and cons of carbon fibre wheels | road.cc. *Cycling News | Bike Reviews* | road.cc [online]. Copyright © [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://road.cc/content/feature/171115-pros-and-cons-carbon-fibre-wheels>
- [16] Installing and Adjusting Caliper Brakes. *Sheldon Brown-Bicycle Technical Information* [online]. Copyright © 1997, 2008 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://www.sheldonbrown.com/calipers.html>
- [17] *Universal Cycles - The Largest Selection of Road and Mountain Bike Parts* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.universalcycles.com/images//attributes/large/108937.jpg>
- [18] *Discount Bikes & Cycles - Lowest Prices Guaranteed - Bikes24-7* [online]. [cit. 12. 02. 2018] Copyright © [cit. 14.02.2018]. Dostupné z: http://bikes24-7.com/2623-thickbox_default/diamondback-front-brake-bmx-alloy-u-brake-calliper-pads-black.jpg
- [19] Adjusting "U-Brake" Bicycle Brakes. [online]. Copyright © 1997, 2007 [cit. 12. 02. 2018] Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/canti-u.html>
- [20] [online]. Copyright © [cit. 14. 02. 2018]. Dostupné z: https://static.modernbike.com/Product_Images/large_17413.jpg
- [21] [online]. Copyright © [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://www.cyclingabout.com/wp-content/uploads/2011/10/180055.jpg>
- [22] [online]. Copyright ©VF [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://cdnmos-bikeradar.global.ssl.fastly.net/images/news/2015/12/03/1449186738232-nvl28sa4ulhi-1200-80.jpg>
- [23] The Geometry of Cantilever Brakes. [online]. Copyright © 1992, 2008 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/canti-u.html>

- [24] Basic thread concepts. *Park Tool* [online]. [cit. 12.02.2018] Dostupné z: <https://www.parktool.com/blog/repair-help/basic-thread-concepts#article-section-6>
- [25] Bicycle Disc Brakes. *Sheldon Brown-Bicycle Technical Information* [online]. Copyright © 2013 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/disc-brakes.html>
- [26] Road disc brakes: everything you need to know - BikeRadar. *Bikes, Bike Reviews, Cycling Routes, Race News - BikeRadar* [online]. Copyright © Immediate Media Company Ltd. 2018 [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://www.bikeradar.com/road/gear/article/disc-brakes-everything-you-need-to-know-bikeradar-45859/>
- [27] Disc Brake Mounting Standards. *Cool Bike Parts and Accessories from the Coast of Maine since 1976* [online]. Copyright © Bikeman 2018, all rights reserved. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.bikeman.com/bicycle-repair-tech-info/bikeman-tech-info/1638-51mm-international-standard-74mm-post-mount>
- [28] Disc brake - Wikipedia. [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Disc_brake
- [29] COBBA. *mtbr* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://forums.mtbr.com/attachments/brake-time/1110049d1481591182-rear-rotor-180mm-issue-rotor-edge-rubbing-caliper-housing-sm-ma-f180p-p2-adapter-rear-pm.jpg>
- [30] COBBA. *mtbr* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <http://forums.mtbr.com/attachments/brake-time/1110048d1481591180-rear-rotor-180mm-issue-rotor-edge-rubbing-caliper-housing-sm-ma-f180p-p2-adapter-front-pm.jpg>
- [31] *FeedTheHabit.com - Authentic Gear Reviews Since 1999* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.feedthehabit.com/mountain-biking/disc-brake-rotors-shimano-centerlock-or-iso-6-bolt/>
- [32] [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.linkedin.com/pulse/types-mountain-bike-disc-brake-pads-pros-cons-edward-aguilar>
- [33] Brake Pads - A break down of what you need to know - Pinkbike. *Mountain bike news, photos, videos and events - Pinkbike* [online]. Copyright © 2000 [cit. 12. 02.

- 2018]. Dostupné z: <https://www.pinkbike.com/news/brake-pad-information-2009.html>
- [34] [online]. Copyright © [cit. 14. 02. 2018]. Dostupné z: <http://3.bp.blogspot.com/B172WY6chhU/U6XLPG7sxII/AAAAAAAAAAxI/yKsjQp06WLU/s1600/sintered-semi-metallic-organic-pad-comparison.jpg>
- [35] *Vysoké učení technické v Brně* [online]. Copyright © [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6216
- [36] *Katalog D 81.1 SIMOTICS (2016)* [online]. Praha: Siemens, 2016. 206 s [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf
- [37] *Hřídlové spojky a klouby* [online]. T. E. A. Technik, 2009. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [38] *Mapy.cz. Mapy.cz* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: <https://en.mapy.cz/turisticka?planovani-trasy&x=14.9886473&y=50.7319720&z=16&rc=95hnkx1fruf3JE1&rs=coor&rs=coor&ri=&ri=&mrp=%7B%22c%22%3A132%7D&mrp=%7B%22c%22%3A132%7D&rt=&rt=>
- [39] Friction and Friction Coefficients. *Engineering ToolBox* [online]. [cit. 12. 02. 2018]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [40] Kenda Juggernaut Pro Rolling Resistance Review. *Bicycle Rolling Resistance | Rolling Resistance Tests* [online]. Copyright © Copyright [cit. 12. 05. 2018]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/fat-bike-reviews/kenda-juggernaut-pro-2016>
- [41] Vittoria Corsa Speed (open TLR) Rolling Resistance Review. *Bicycle Rolling Resistance | Rolling Resistance Tests* [online]. Copyright © Copyright [cit. 12. 05. 2018]. Dostupné z: <https://www.bicyclerollingresistance.com/road-bike-reviews/vittoria-corsa-speed-2016>

database for search [online]. Copyright © [cit. 09.06.2018]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=645

[50] H8C shearbeam loadcell. Zemic Europe: load cells, sensors and strain gauges for force measurement [online]. Copyright © 2018 Zemic Europe B.V. [cit. 10.06.2018]. Dostupné z: <https://www.zemiceurope.com/en/h8c.html>

[51] S355J2C / 1.0579 Non-alloy quality steel - equivalent, chemical composition, properties. European Steel and Alloy Grades / Numbers - free steel alloy database for search [online]. Copyright © [cit. 09.06.2018]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=146

[52] [online]. Copyright © [cit. 10.06.2018]. Dostupné z: <http://media0.obrabenikovo.cz/files/media0:571926fc1f8f5.pdf.upl/12050.pdf>

[53] Feron online - Vítejte. *Feron online - Vítejte* [online]. Copyright © 2017 Feron a.s. [cit. 09.06.2018]. Dostupné z: <https://online.feron.cz>

Software

[54] SOLIDWORKS 2015 x64 Edition

[55] MATLAB R2017a

[56] MS Word 2016

[57] MS Excel 2016