



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu
pro akcelerační zkušební stanoviště**

**Design of the cam shaft and its drive for the
acceleration test stand**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Petr JANÍK

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Janík** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **434246**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu pro akcelerační zkušební stanoviště

Název diplomové práce anglicky:

Design of the cam shaft and its drive for the acceleration test stand

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte koncepci a provedení vačkové hřídele a jejího pohonu pro akcelerační zkušební stanoviště automobilových bezpečnostních komponent. Vačková hřídel slouží k akceleraci zkušební vozíku. Podle požadavků na funkci a vyvážení navrhněte vačkovou hřídel se setrvačníky, uložení vačky a setrvačníků na hřídel a jejich vzájemnou vazbu s ohledem na tok momentů. Navrhněte uložení hřídele do rámu stanoviště a pohon hřídele.

Seznam doporučené literatury:

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů. SNTL Praha, 1989
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Spojé a části spojovací. ČVUT Praha, 1997
Švec, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. ČVUT Praha, 1999

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

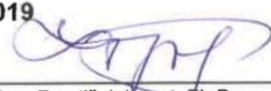
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

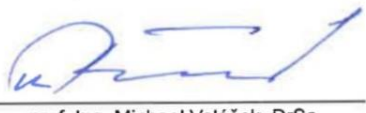
Datum zadání diplomové práce: **08.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **20.12.2019**


Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

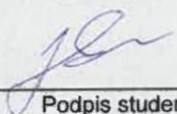

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu pro akcelerační zkušební stanoviště“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra Ph.D. a literaturu k tomu použitou jsem řádně uvedl v seznamu použité literatury na konci práce.

V Praze dne 27.6.2019

Petr Janík

.....

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou poděkovat panu Ing. Zdeňku Češpírovi Ph.D. za odborné vedení mé práce, za jeho rady a cenné připomínky při jejím zpracování. Dále bych rád poděkoval svým kolegům Bc. Karlu Mládkovi, Bc. Adamu Baborovi a Bc. Jakubu Petrásovi a také panu Ing. Jasoňovi Hamplovi za spolupráci na projektu, jímž se tato práce zabývá. V neposlední řadě bych rád poděkoval panu prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za zprostředkování možnosti spolupodílet se na tomto projektu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Petr JANÍK

Název BP: Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu pro akcelerační zkušební stanoviště

Anglický název: Design of the cam shaft and its drive for the acceleration test stand

Rok: 2019

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí DP: Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.

Konzultant: prof. Ing. Vojtěch Dynybyl Ph.D.
Ing. Marek Štádler

Bibliografické údaje: počet stran 74
počet obrázků 70
počet tabulek 13
počet příloh 5

Klíčová slova: Akcelerační zkoušky, bezpečnostní komponenty, vačková hřídel, vačka, setrvačníky

Keywords: Acceleration tests, safety components, cam shaft, cam, flywheels

Anotace: Práce se zabývá návrhem podstatné části zkušebního stanoviště pro akcelerační simulaci nárazových zkoušek automobilových bezpečnostních komponent, konkrétně návrhem vačkové hřídele a jejího pohonu. Nejprve bude nastíněna funkce celého zařízení, která klade rozměrové a jiné požadavky na návrh vačkové hřídele. Dále bude proveden návrh vačkové hřídele s ohledem na její vyvážení a prostorové poměry. Následně bude navrženo uložení hřídele do rámu a pohon vačkové hřídele.

Abstract: This thesis deals with the design of the important part of test stand for physically simulating crash tests of automobile safety components, realized by acceleration, namely with the design of the cam shaft and its drive. First the function of the whole device will be outlined with its dimensional and other requirements for the cam shaft. Next, the cam shaft will be designed with respect to its balance and spatial conditions. Then, mounting of the shaft to the frame and its drive will be solved.

OBSAH

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	4
2. Zkoušení pasivní bezpečnosti vozidel	5
2.1. Metody zkoušení pasivní bezpečnosti vozidel	5
2.2. Saňové zkoušky	6
2.2.1. Decelerační zkoušky	6
2.2.2. Akcelerační zkoušky	7
3. Rozbor funkčního vzorku akceleračního zkušební stanoviště.....	8
3.1. Popis funkce mechanického akceleračního zkušební stanoviště.....	8
3.2. Analýza nedostatků funkčního vzorku a jejich vliv na konstrukci nového prototypu	9
3.2.1. Nepřípustná špička zrychlení vozíku.....	9
3.2.2. Nároky na rám	10
3.2.3. Změna koncepce vozíku.....	11
3.3. Požadavek na vyměnitelnost vaček	12
3.4. Shrnutí změn	13
4. Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu	15
4.1. Rozbor funkce vačkové hřídele	15
4.2. Návrh vačkové hřídele se setrvačníky a výpočet jejího vyvážení	19
4.2.1. Princip výpočtu	19
4.2.2. Popis navrženého rotačního soustrojí	21
Vačka (index „V“).....	21
Rozběhový kotouč (index „RK“).....	22
Blokovací kotouč (index „BK“).....	23
Setrvačníky (indexy 1,2,3,4)	23
4.2.3. Výpočet vyvážení	25
4.2.4. Návrh geometrie a výpočty momentů setrvačnosti jednotlivých členů	27
4.2.4.1. Vačka	28
4.2.4.2. Setrvačníky	29
4.2.4.3. Rozběhový kotouč.....	31
4.2.4.4. Blokovací kotouč.....	32
4.2.4.5. Určení momentů setrvačnosti zbylých rotujících součástí	35
Hřidel	36
Pohon	36
KM matice	37
Ložiska	38
4.2.5. Shrnutí výsledků.....	40
4.3. Návrh uložení vačky a setrvačnicků na hřideli	42
4.3.1. Rozběh soustrojí	42
4.3.2. Brzdění soustrojí při kontaktu vačky s rolnou	44
4.3.2.1. Volba tvarových prvků pro propojení jednotlivých členů	46
4.3.2.2. Kontrola radiálních per mezi vačkou a rozběhovým kotoučem.....	47

4.3.2.3.	Návrh a kontrola kolíků spojujících setrvačnky	49
4.4.	Návrh uložení hřídele do rámu	52
4.4.1.	Rozbor zatížení v průběhu zkušební cyklu	53
4.4.2.	Kontrolní výpočty ložisek.....	55
4.4.3.	Kontrola hřídele soustrojí na ohyb	58
4.5.	Návrh pohonu.....	60
4.5.1.	Návrh řemenového převodu	61
	Volba typu řemene a výpočtového průměru malé řemenice d_p	61
	Volba průměru velké řemenice	62
	Volba osové vzdálenosti a délky řemene	62
	Volba počtu řemenů	63
	Výpočet potřebného předpětí řemenů, kontrola prokluzu a výpočet reakce do ložiska	65
5.	Závěr.....	68
	Seznam použité literatury	69
	Seznam obrázků	71
	Seznam tabulek	73
	Seznam příloh.....	74

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

a^i	$[m.s^{-2}]$	zrychlení vozíku v čase t^i
t^i	$[s]$	diskrétní hodnota času pro numerickou integraci a^i
n_0	$[min^{-1}]$	otáčky vačkové hřídele před katapultáží
J_{celk}	$[kg.m^2]$	celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí
m_{celk}	$[kg]$	celková hmotnost rotačního soustrojí
m	$[kg]$	urychlovaná hmotnost vozíku a pylonu
φ^i	$[^\circ]$	pootočení vačky od počátku stoupání v čase t^i
z^i	$[m]$	zdvih vačky v čase t^i
v^i	$[m.s^{-1}]$	rychlost vozíku v čase t^i
ω_i	$[rad.s^{-1}]$	úhlová rychlost soustrojí v čase t^i
$E_{k,v}^i$	$[J]$	kinetická energie vozíku v čase t^i
$E_{k,rot}^i$	$[J]$	kinetická renergie rotačního soustrojí v čase t^i
$m.E$	$[kg.m]$	nevyváženost (součin hmotnosti a excentricity těžiště)
m_i	$[kg]$	hmotnost členu i
E_i	$[m]$	excentricita těžiště členu i
t_i	$[m]$	tloušťka členu i
R_i	$[m]$	poloměr členu i
F_i	$[N]$	odstředivá síla působící na člen i
J_i	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti členu i (bez uvažování otvoru pro hřídel)
T_i		označení těžiště členu i
V		index označující vačku
RK		index označující rozběhový kotouč
BK		index označující blokovací kotouč
$1,2,3,4$		indexy označující jednotlivé setrvačníky
y_i	$[m]$	svislá vzdálenost těžiště členu i od spodní plochy vačky
$y_{RK+BK+1+2+3}$	$[m]$	svislá vzdálenost těžiště náhradního myšleného setrvačníku od spodní plochy vačky
y'_i	$[m]$	svislá vzdálenost těžiště členu i od těžiště náhradního myšleného setrvačníku
J_0	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti k ose procházející těžištěm
J	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti k ose rotace
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota materiálu
$J_{HŘ}$	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti celé hřídele
J_{OUT}	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti vyčnívajících částí hřídele
J_{RED}	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti redukovaný vůči otáčkám hřídele rotačního soustrojí
$\sum J_{POHON}$	$[kg.m^2]$	souhrnný moment setrvačnosti pohonu
$\sum J_{KM}$	$[kg.m^2]$	souhrnný moment setrvačnosti KM matic



$\Sigma J_{\text{LOŽISKA}}$	[kg.m ²]	souhrnný moment setrvačnosti ložisek
J_{setrv}	[kg.m ²]	souhrnný moment setrvačnosti setrvačnicků
J_{zbytek}	[kg.m ²]	souhrnný moment setrvačnosti zbylých součástí
M_m	[Nm]	jmenovitý moment motoru
i	[1]	kinematický převodový poměr řemenového převodu
η	[1]	účinnost řemenového převodu
M_h	[Nm]	moment přiváděný na hřídel soustrojí
p	[MPa]	tlak
τ	[N.mm ⁻²]	napětí ve střihu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
p_d	[MPa]	dovolená hodnota tlaku
τ_d	[N.mm ⁻²]	dovolená hodnota napětí ve střihu
h	[mm]	výška pera
b	[mm]	šířka pera
l_a	[mm]	funkční délka pera
M_{BR}	[Nm]	brzdový moment, tj. moment při nárazu
ε_{max}	[rad.s ⁻²]	maximální hodnota úhlového zpomalení
J_{BR}	[kg.m ²]	bržděný moment setrvačnosti
N	[N]	síla na bok pera
d_k	[mm]	průměr otvoru pro kolík/ průměr kolíku
R_r	[m]	roztečný poloměr otvorů pro kolíky
l_1	[m]	hloubka zapuštění kolíků
K	[1]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení kolíků
p_{MAX}	[MPa]	maximální hodnota tlaku působící na kolík
ε_h	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení hřídele rotačního soustrojí
$F_{A,TÍHA}$	[N]	tíhová síla působící na spodní ložisko
$m_{TÍHA}$	[kg]	hmotnost členů, jejichž tíha se zachycuje ve spodním ložisku
$F_{R,ŘEMEN}$	[N]	síla od předpětí řemene
$F_{R,NÁRAZ}$	[N]	maximální síla při nárazu
$F_{R,A}$	[N]	reakce do spodního ložiska
$F_{R,B}$	[N]	reakce do horního ložiska
S_0	[1]	součinitel statické bezpečnosti ložiska
P_0	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
C_0	[kN]	základní statická únosnost ložiska
P	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
L_{10}	[10 ⁶ otáček]	základní trvanlivost ložiska při spolehlivosti 90%
$L_{10,zk}$	[zk]	základní trvanlivost ložiska při spolehlivosti 90% v jednotkách provedených zkoušek

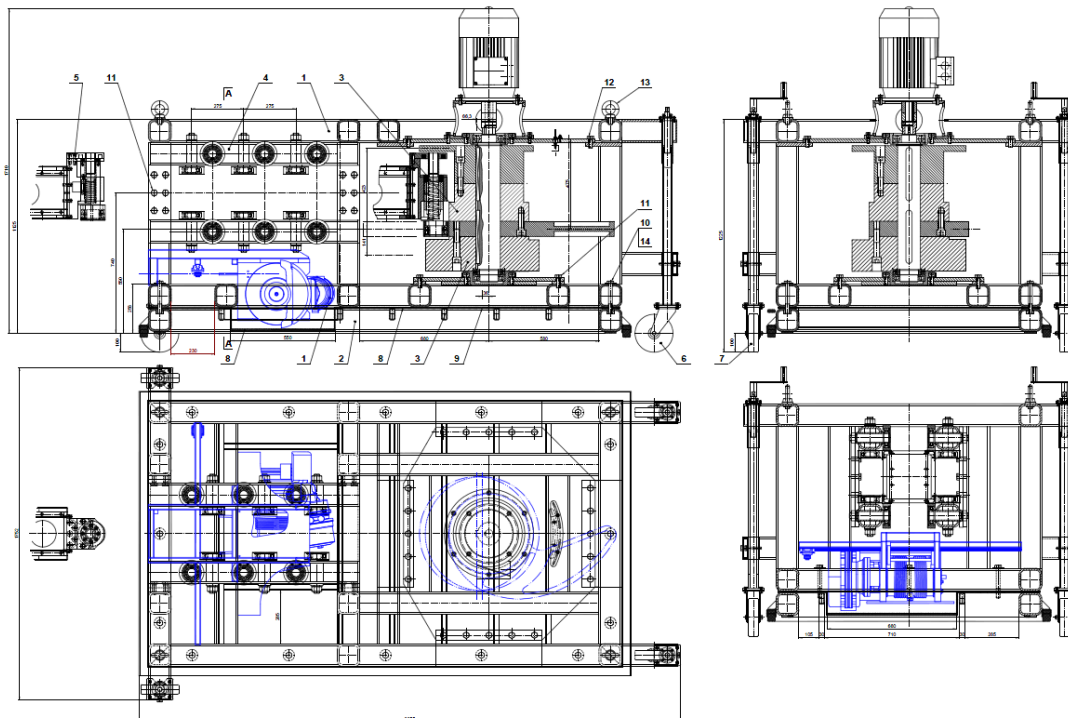


$M_{o,I}(x)$	$[Nm]$	ohybový moment v poli I.
$M_{o,II}(x)$	$[Nm]$	ohybové moment v poli II.
M_{MAX}	$[Nm]$	maximální hodnota ohybového momentu
σ_{MAX}	$[N.mm^{-2}]$	maximální hodnota ohybového napětí
W_o	$[mm^3]$	modul průřezu v ohybu
n_n	$[min^{-1}]$	hodnota jmenovitých otáček hřídele rot. soustrojí
n_m	$[min^{-1}]$	hodnota jmenovitých otáček hřídele motoru
c_2	$[1]$	součinitel provozního zatížení
P	$[kW]$	výkon motoru
d_p	$[mm]$	výpočtový průměr malé řemenice
D_p	$[mm]$	výpočtový průměr velké řemenice
ξ	$[1]$	součinitel skluzu
u	$[1]$	převodové číslo
i_G	$[1]$	geometrický převodový poměr
a_p	$[mm]$	osová vzdálenost řemenic
L_p	$[mm]$	výpočtová délka řemene
α	$[^\circ]$	úhel opásání malé řemenice
C_K	$[1]$	součinitel počtu řemenů v převodu
C_α	$[1]$	součinitel úhlu opásání
C_L	$[1]$	součinitel délky řemene
C_P	$[1]$	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu
N_o	$[kW]$	jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem
N	$[kW]$	přenášený výkon na hnacím hřídeli
Q_o	$[N]$	síla předpětí řemene
Q_1	$[N]$	síla v odlehčované větvi řemene
Q_2	$[N]$	síla v přitěžované větvi řemene
f	$[1]$	součinitel tření přepočtený vzhledem k drážce
f_o	$[1]$	součinitel tření mezi materiálem drážky a řemene
F	$[N]$	obvodová síla na řemenici
T_1	$[Nm]$	moment na hřídeli motoru
V	$[N]$	síla do ložiska od předpětí jednoho řemene
$V_{K=4}$	$[N]$	síla do ložiska od předpětí 4 řemenů

1. Úvod

Výrobci automobilů i dodavatelé v automobilovém průmyslu jsou v dnešním prostředí globalizovaného silně konkurenčního trhu vystaveni čím dál většímu tlaku na snižování ceny i doby vývoje automobilů a jednotlivých komponent. Klasické nárazové zkoušky (tzv. crash testy) tak již jejich potřebě nedostačují, a proto se začínají čím dál více uplatňovat nedestruktivní metody zkoušení automobilových komponent.

Tato práce se zabývá návrhem podstatné části zkušební stanoviště pro akcelerační simulaci nárazových zkoušek automobilových bezpečnostních komponent, konkrétně návrhem vačkové hřídele a jejího pohonu. Vývoj prototypu mechanického akceleračního zkušební stanoviště byl řešen v rámci projektu TH03010393 SETRVAČNÍKOVÝ SIMULÁTOR NÁRAZŮ VOZIDEL ve spolupráci firem DEKRA CZ a.s., Wstec s.r.o. a Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze. Projekt přitom navazuje na projekt TA03030221, ve kterém již byl ve spolupráci firem DEKRA CZ a.s. a Wstec s.r.o. uveden do provozu funkční vzorek mechanického akceleračního standu (viz Obr. 1). Ten měl ovšem několik zásadních nedostatků. Tento projekt se tedy zabývá optimalizací a rekonstrukcí funkčního vzorku, s přihlédnutím k jeho nedostatkům, a konstrukcí nového prototypu.



Obr. 1.: Výkres sestavení funkčního vzorku

2. Zkoušení pasivní bezpečnosti vozidel

Zkoušky pasivní bezpečnosti motorových vozidel hrají důležitou roli v procesu vývoje a schvalování motorových vozidel. Zkoušky mohou mít různou podobu, různé provedení, musí však splňovat náležitosti dané normou či předpisem, podle kterých je daná komponenta certifikována.

2.1. Metody zkoušení pasivní bezpečnosti vozidel

Asi nejnámější metodou zkoušení bezpečnosti je klasický crash test, tedy nárazová zkouška. Zkoušky tohoto typu se uplatní především při hodnocení bezpečnosti již „hotového“ automobilu jako celku, ale nehodí se příliš pro vývojové zkoušky jednotlivých komponent, které je potřeba otestovat několikrát již v průběhu vývoje. K těmto účelům se čím dál více využívají metody virtuální simulace v kombinaci s nedestruktivními zkouškami (viz níže).

Nárazové zkoušky se dnes provádí především dle metodiky Euro NCAP (The European New Car Assessment Programme), což je hvězdičkové hodnocení celkové bezpečnosti automobilu stanovené na základě určité sady zkoušek. Jednou ze základních zkoušek je například částečný čelní náraz do deformovatelné bariéry (název zkoušky Offset-Deformable Barrier, ODB) v rychlosti 64 km/h., který simuluje střet dvou stejně těžkých protijedoucích vozidel o rychlosti 50 km/h [1]. Ilustrace zkoušky je na Obr. 2:



Obr. 2.: Euro NCAP ODB test [1]

Celkové hodnocení bezpečnosti dle metodiky Euro NCAP je prováděno ve čtyřech důležitých kategoriích [2]:

- ochrana dospělých cestujících
- ochrana dětských cestujících
- ochrana chodců a cyklistů
- asistenty a systémy aktivní bezpečnosti

Zkouška ODB je nejdůležitější zkouškou z kategorie ochrany dospělých cestujících. Dalšími zkouškami jsou například zkouška plného čelního nárazu do nepoddajné překážky (Full Width Rigid Barrier) nebo bočního nárazu pohyblivé překážky (Side Mobile Barrier), která má simulovat boční náraz vozidla do zkoumaného vozidla [3].

2.2. Saňové zkoušky

Pro testování jednotlivých komponent při vývoji se ze zjevného důvodu nárazové zkoušky příliš nevyplatí. K těmto účelům se dnes tedy čím dál více využívají tzv. saňové zkoušky, kdy je testovaná komponenta umístěna na vozíku, který je veden po dráze. Měření probíhá buď při brždění nebo při urychlování vozíku. Podle toho se zkoušky dělí na decelerační a akcelerační.

Výhodou saňových zkoušek oproti crash testům jsou především jejich nízké náklady (nemusím vždy ničit celé auto) a dobrá opakovatelnost zkoušek (ve smyslu shodných okrajových podmínek i ve smyslu frekvence prováděných zkoušek).

2.2.1. Decelerační zkoušky

Decelerační zkoušky mají za úkol co nejpresněji nasimulovat podmínky reálného nárazu vozidla. Podmínky průběhu zkoušky pro její platnost (především požadovaný tvar decelerační křivky) se řídí různými předpisy a normami. Na Obr. 1 Obr. 3 je zobrazen rám vozidla pro upevnění zkoušených komponent takové zkoušky:



Obr. 3.: Rám vozidla pro upevnění zkoušených komponent na saňové dráze [4]

Deceleračními zkouškami se v ČR zabývají především dvě velké společnosti, a to DEKRA CZ a.s. a společnost TÜV SÜD Czech s.r.o. Druhá ze jmenovaných má k dispozici například zařízení pro saňové zkoušky, na kterém je možno dosáhnout zpomalení až 50 g a gradientu zpomalení 7 g/ms. Na tomto zařízení provádí zkoušky především dle předpisů EHK a EHS, ale i jiných [4].

2.2.2. Akcelerační zkoušky

Akcelerační zkoušky se v základu příliš neliší od zkoušek deceleračních. Namísto měření komponent při jejich zpomalování (nárazu) je jen měření prováděno při jejich urychlování (katapultáži). Zrychlení je tedy opačného směru, čemuž musí být uzpůsobeno upevnění zkoušených komponent na vozík.

Akcelerační zkoušky nejsou ještě zdaleka tak rozšířené, a to především z důvodu vysokých pořizovacích nákladů na zařízení (katapult), pomocí něž se akcelerace dosahuje. Ta jsou dnes především na hydraulické bázi a jedná se o velmi sofistikované a drahé stroje. Jedno takové zařízení od firmy Instron můžeme vidět na následujícím obrázku:



Obr. 4.: IST CSA Advanced Acceleration Systém [5]

V ČR touto technologií disponuje firma TÜV SÜD Czech s.r.o ve své laboratoři nedestruktivního dynamického testování DYCOT (Non-destructive DYNAMIC COMPONENT Testing system). Katapult je schopen vyvinout maximální sílu až 2,5 MN, zrychlení 90 g při 1 000 kg (35 g při 5 000 kg) s maximálním gradientem 14 g/ms [6].

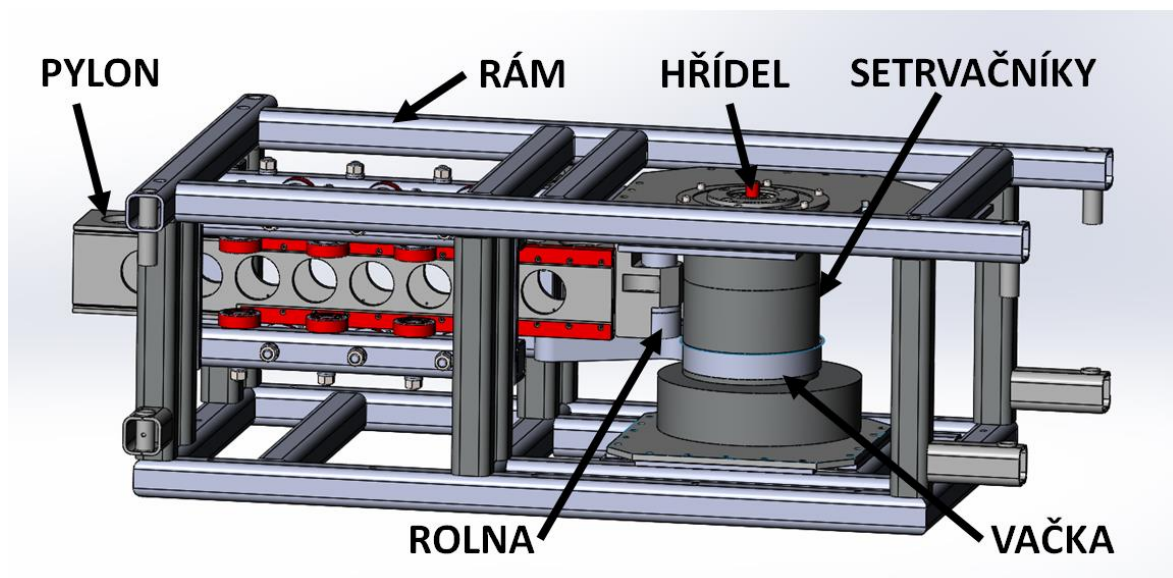
Firma DEKRA CZ a.s. se rozhodla vyvinout vlastní akcelerační zkušební stand (katapult), který bude pracovat na mechanickém principu. Zařízení nebude tak univerzální, jako v případě hydraulického katapultu (z hlediska generování libovolných pulzů), a nebude schopno vyvinout takové síly a zrychlení. Cena jeho výroby by však měla být v porovnání s cenou hydraulického katapultu přijatelná a zařízení bude umožňovat efektivní provádění několika základních zkoušek bezpečnostních komponent.

3. Rozbor funkčního vzorku akceleračního zkušebního stanoviště

V praktické části diplomové práce je nejdříve analyzován funkční vzorek akceleračního zkušebního stanoviště, který již byl ve spolupráci firem DEKRA CZ a.s. a Wstec s.r.o. uveden do provozu. Je proveden popis funkce jednotlivých jeho částí a rozbor jeho nedostatků a z nich plynoucích žádoucích úprav při konstrukci nového prototypu. Dále je proveden návrh vačkové hřídele se setrvačníky s přihlédnutím k novým požadavkům, návrh uložení hřídele do rámu a návrh pohonu hřídele.

3.1. Popis funkce mechanického akceleračního zkušebního stanoviště

Základní princip funkce obou zařízení je stejný, liší se však konstrukčním řešením některých částí. Na Obr. 5 je model funkčního vzorku s popisky hlavních částí:



Obr. 5.: Model funkčního vzorku s vyznačením důležitých částí

Základem mechanického akceleračního stanoviště je **vačka**, která je spolu se setrvačníky usazená na hřídeli, která je uložena do **rámu**. Vačka vyvozuje zrychlení vozíku podle akcelerační křivky, konkrétně průběhu zrychlení v čase, který vyhovuje příslušnému předpisu Evropské hospodářské komise OSN (dále jen předpis EHK). Při rozběhnutí rotačního soustrojí na požadované otáčky dojde k vystřelení **rolny**, která je součástí **pylonu** a před vysunutím se nachází nad úrovní vačky¹. Vystřelení je dosaženo pomocí stlačené pružiny, proti jejíž síle působí až do vystřelení síla elektromagnetu. Tento přesun je velmi rychlý a musí proběhnout na přesně definovaném úseku vačky, tj. před začátkem jejího stoupání. Rolna se pak odvaluje po válcové části vačky až do začátku jejího stoupání, kdy ji začne vačka odstrkávat a tím vyvozovat její zrychlení. Kinetická rotační energie rotačního soustrojí se tak přes rolnu přenesou na pylon, který je pevně spojen s **vozikem**, a přemění se na kinetickou energii pohybu vozíku a pylonu. Pylon je přitom veden rámem pomocí

¹ U nového prototypu je tomu naopak. Rolna se vystřeluje nahoru a před vystřelením je tedy pod úrovní vačky.

rotačních kladek umístěných na rámu². Na vozíku jsou pak umístěny příslušné testované součásti a měřicí zařízení.

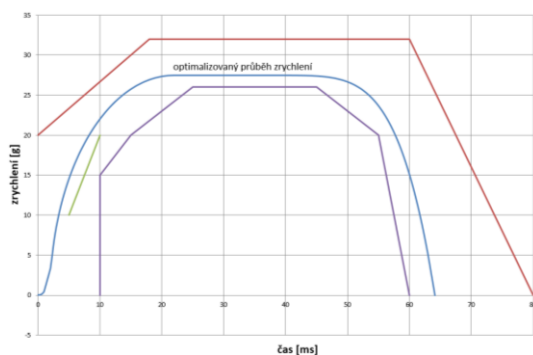
Funkce mechanického akceleračního standu je dobře vidět na videu v příloze (Příloha 1), kde se ovšem jedná o animaci funkce již nového prototypu. Video je oproti skutečné zkoušce 25,5x zpomaleno (20 ot/min namísto 510 ot/min).

3.2. Analýza nedostatků funkčního vzorku a jejich vliv na konstrukci nového prototypu

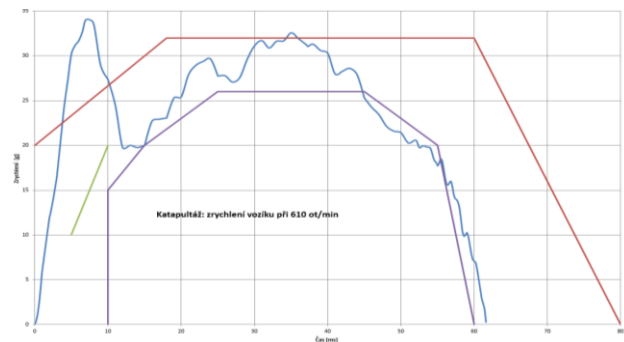
Jak již bylo řečeno, funkční vzorek měl několik nedostatků. Jejich vyřešení se stalo základním požadavkem na konstrukci nového prototypu, který jinak z původního funkčního vzorku vychází.

3.2.1. Nepřípustná špička zrychlení vozíku

Akcelerační zkoušky se řídí předpisy EHK, které určují možný rozptyl, ve kterém se musí akcelerační křivka nacházet. Funkční vzorek byl určen ke zkouškám pásů při čelním nárazu, který se řídí předpisem EHK 16. Na Obr. 6 je znázorněn ideální průběh zrychlení vozíku, který vyhovuje předpisu (akcelerační křivka se nachází v mezích stanovených předpisem) a na jaký byla navržena vačka. Naměřená akcelerační křivka ovšem z koridoru určeného předpisem na několika místech vybočuje (viz Obr. 7), nejvýraznější je špička zrychlení hned v počátku procesu (prvních 10 milisekund), následovaná rychlým propadem. Průběh akcelerační křivky tedy není vyhovující.



Obr. 6.: Navržená akcelerační křivka



Obr. 7.: Naměřená akcelerační křivka

Analýza tohoto problému se zabývala především hypotézou, že špička zrychlení je způsobena přílišnými vůlemi ve vedení pylonu a ohybovou deformací pylonu, kterou umožňuje velká vzdálenost prvních opěrných kladek od čela pylonu (tedy i rolny) při kontaktu s vačkou. Následně se ukázalo, že problém by mohl být způsoben také umístěním tlumičů rolny³, které nebyly umístěny v jedné rovině s osou rotace rolny, což v kombinaci s vůlemi ve vedení rolny mohlo způsobit vychýlení osy rolny ze svislého směru a špatný kontakt mezi rolnou a vačkou. Z analýzy problému tedy vyplývají tři základní požadavky na konstrukci nového pylonu:

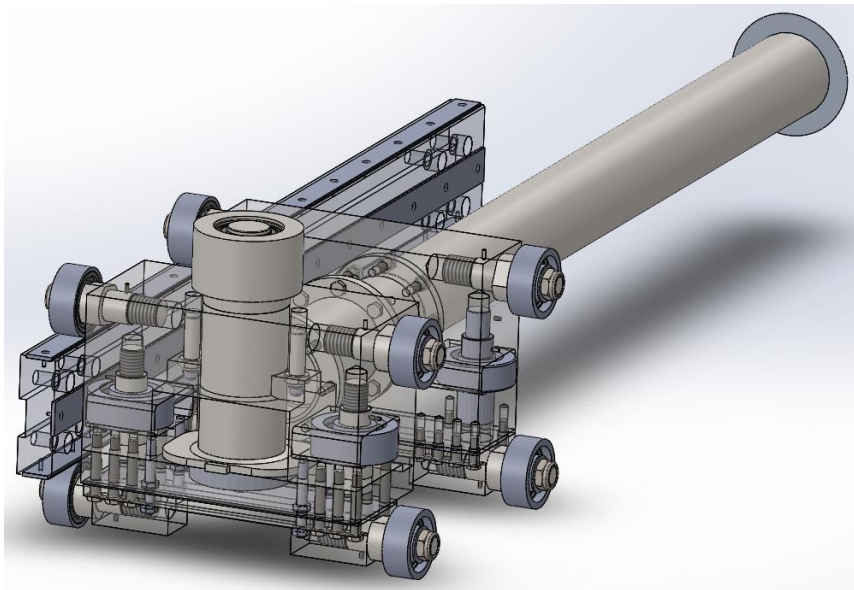
² U nového prototypu je pylon samostatnou částí oddělenou od vozíku (je pouze prostředníkem) a kladky jsou naopak jeho součástí a odvalují se po lištách, které jsou součástí rámu.

³ Rolna je po výstřelu a přejití do horní polohy brzděna párem malých tlumičů.

- minimalizace vůlí ve vedení pylonu,
- snížení vzdálenosti mezi prvními opěrnými kladkami pylonu a rolnou,
- umístění tlumičů rolny do jedné roviny s jeho osou.

Dalším požadavkem je změna směru, kterým se vystřeluje rolna (nově nahoru), což souvisí s požadavkem na vyměnitelnost vaček, který bude detailněji rozebrán později.

Konstrukce pylonu nového prototypu se značně liší od konstrukce funkčního vzorku a je vidět na Obr. 8. Pylon se skládá ze dvou hlav, které jsou spojeny trubkou. Z druhé hlavy (tj. té vzdálenější od rotačního soustrojí) pak vede další trubka až k vozíku, kde je zakončena kulovým vrchlíkem, kterým při výstřelu urychluje vozík (u prototypu tedy není pylon pevně spojen s vozíkem). Na obou hlavách jsou po stranách nově umístěny kladky (u funkčního vzorku byly kladky naopak na rámu), které zajišťují vedení pylonu po lištách rámu. Součástí první hlavy je pak také rolna a její vystřelovací mechanismus, který je stejně jako u funkčního vzorku realizován stlačenou pružinou a elektromagnetem. Rolna je nyní nově umístěna tak, aby její osa byla v jedné rovině s osami předních kladek, čímž je maximálně splněn požadavek na snížení vzdálenosti mezi prvními opěrnými kladkami pylonu a rolnou a odstraněn problém s ohybem pylonu. Tlumiče rolny jsou také dle požadavku umístěny do jedné roviny s osou rolny.



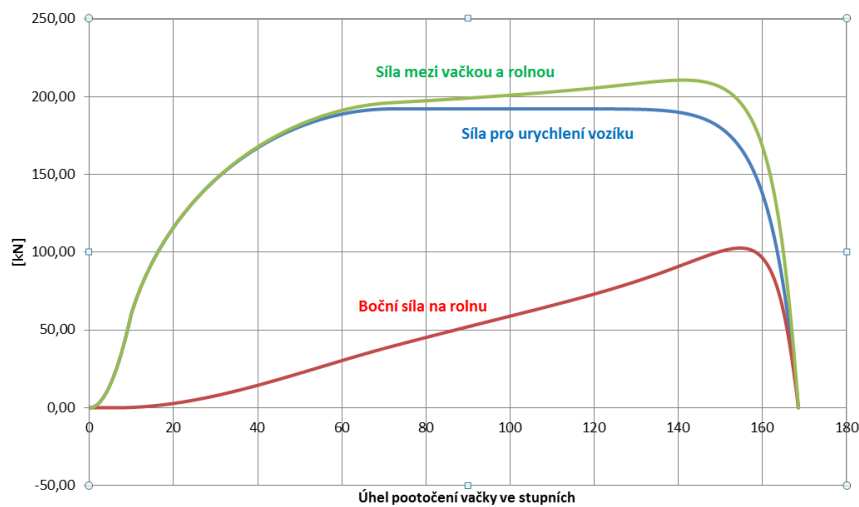
Obr. 8.: Pylon nového prototypu

Přestavba pylonu také nově přináší potřebu brzdit pylon, který již není pevně spojen s vozíkem. Toho je docíleno pomocí tlumičů umístěných na rámu, do kterých pylon narazí čelní plochou druhé hlavy poté, co urychlí vozík. Urychlení probíhá na vzdálenosti odpovídající zdvihu vačky (asi 74 cm), poté pylon ještě krátký úsek volně jede (asi 10 cm), než narazí do tlumičů na rámu. Tím je definována potřebná délka vedení pylonu.

3.2.2. Nároky na rám

Aby byly splněny předpoklady pro odstranění problému zmíněného výše, musí být také zajištěna dostatečná tuhost rámu, aby bylo dostatečně tuhé vedení pylonu a nemohlo

docházet k jeho kroucení či ohybu. Na rolnu totiž působí kromě síly ve směru zrychlení pylonu, která generuje klopný moment a snaží se pylon ohýbat, také vcelku značná boční síla, která generuje krouticí moment a snaží se pylonem otočit kolem jeho osy (viz Obr. 9).



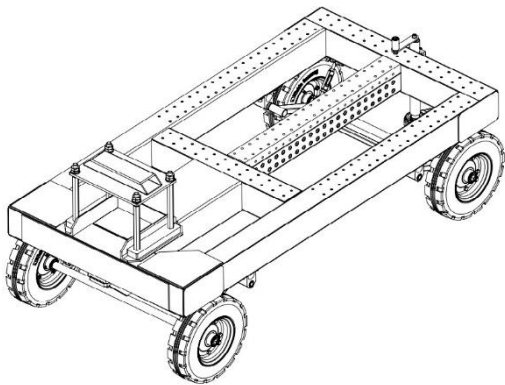
Obr. 9: Průběh sil působících na rolnu pro zkoušku pásů podle předpisu EHK 16

Pro urychlení vozíku je však síla ještě významnější. Ta se přes rolnu a vačku přenáší na hřídel a reakcemi v ložiscích pak opět do rámu. Pro zachycení reakcí při katapultáži je navíc rám k podlaze přichycen pomocí podtlaku, vyvozovaného vývěvou. Jak se ukázalo v MKP analýze rámu, zatížení od tohoto podtlaku je značné a spolu s tíhou vačkové hřídele klade ještě větší požadavky na tuhost rámu.

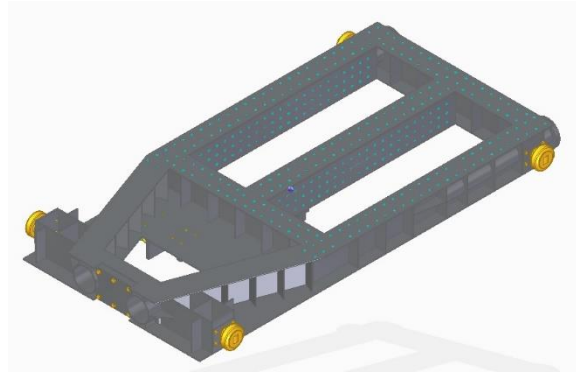
3.2.3. Změna koncepce vozíku

Vozík funkčního vzorku byl opatřen pneumatikami a nebyl žádným způsobem veden v přímém směru jízdy (Obr. 10). Přesnost směru jízdy (a tedy i směru působení zrychlení na měřené součásti) závisela pouze na počátečním ustavení vozíku. Dalším nedostatkem bylo brzdění vozíku, které bylo zajišťováno pomocí lana taženého za vozíkem a navinutého na brzděný naviják. Tento systém se neosvědčil, neboť při něm docházelo k velkým úhlovým zrychlením navijáku, což způsobovalo extrémní namáhání brzděného lana a časté poruchy. Manipulace s lanem při jeho opětovném navijení byla navíc obtížná a časově náročná.

Pro odstranění výše zmíněných nedostatků byla opět změněna celá koncepce vozíku (viz Obr. 11). Ten je namísto pneumatik opatřen kladkami, kterými je veden po dráze, což je svařovaná ocelová konstrukce, která je šrouby připojena k rámu (není přímo jeho součástí). Zde tedy vznikl celý jeden nový konstrukční celek, který nebyl u funkčního vzorku přítomen. Brzdění je namísto lana s navijákem realizováno pomocí hydraulicky řízené třecí brzdy svírající lištu. Dráha je dále opatřena prvky pro nouzové brzdění pro případ selhání třecí brzdy. Tyto prvky jsou tvořeny polyuretanovými vložkami, které jsou vloženy do trubek umístěných v konstrukci vozíku, a ocelovými tyčemi umístěnými na konstrukci dráhy. Tyče jsou zakončeny „olivami“ o větším průměru, kterými proniknou do polyuretanových vložek a zastaví tak vozík.



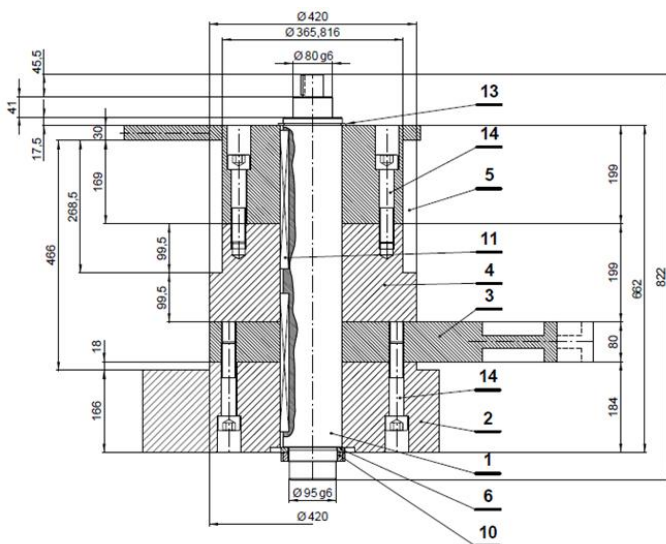
Obr. 10.: Vozík funkčního vzorku



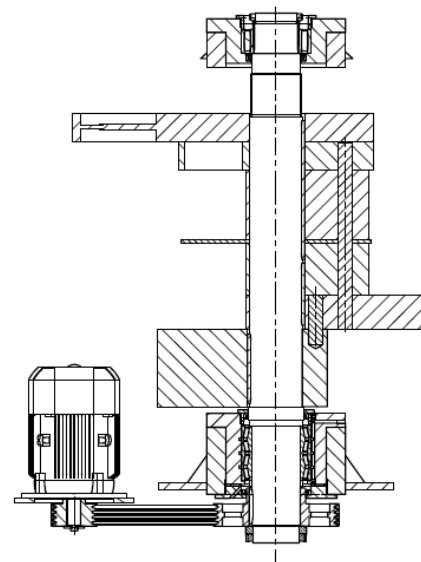
Obr. 11.: Vozík nového prototypu

3.3. Požadavek na vyměnitelnost vaček

Novinkou oproti funkčnímu vzorku je požadavek na univerzálnost prototypu z hlediska vykonávaných zkoušek. Funkční vzorek byl určen pouze ke zkouškám pásů dle předpisu EHK 16, zatímco na novém prototypu mají být prováděny také zkoušky dětských sedaček podle předpisu EHK 44 a to jak pro čelní náraz, tak náraz zezadu. Celkem má tedy prototyp sloužit ke třem různým zkouškám, z nichž každá má svůj požadovaný tvar akcelerační křivky (vyhovující předpisu). Akcelerace je přitom dosahováno prostřednictvím vačky, jejíž tvar je definován tvarem akcelerační křivky a každé zkoušce tak přísluší vlastní vačka. Proto je třeba zajistit snadnou vyměnitelnost vaček mezi jednotlivými zkouškami.



Obr. 12.: Rotační soustrojí funkčního vzorku



Obr. 13.: Rotační soustrojí nového prototypu

Na Obr. 12 zobrazeno rotační soustrojí funkčního vzorku (bez pohonu a uložení do rámu). Jak je zde vidět, vačka (pozice 3) je umístěna mezi setrvačnýmiky ve spodní části soustrojí, což je ideální stav z hlediska konstrukce pylonu a vystřelovacího mechanismu rolny (rolna se vystřeluje dolů) a také příznivější stav z hlediska vyvážení (bude řešeno později). Soustrojí je poháněno přírubovým motorem, umístěným nad vačkou a připojeným

přímo na hřídel (bez převodu, viz Obr.1). Na Obr. 13 je pak vidět soustrojí nového prototypu, kde je vačka umístěna nahoře nad ostatními setrvačníky, aby byla snadno odnímatelná. To s sebou kromě komplikace výpočtů vyvážení soustrojí a požadavku na snadnou demontáž horního ložiska nese také potřebu přemístění pohonu soustrojí a zařazení převodu mezi motor a hřídel. Cílem práce je tedy návrh rotačního soustrojí, jeho uložení a pohonu při respektování těchto požadavků.

3.4. Shrnutí změn

Na závěr této kapitoly je uveden stručný seznam hlavních změn, k nimž došlo při konstrukci nového prototypu:

Univerzálnost prototypu

Konstrukce rotačního soustrojí a jeho uložení do rámu umožňuje snadnou vyměnitelnost vaček.

Změna vedení pylonu

Lišty pro vedení pylonu jsou součástí rámu, zatímco kladky pro vedení pylonu jsou nově součástí pylonu. První sada kladek je navíc umístěna tak, aby jejich osy ležely v jedné rovině s osou vystřelovací rolny.

Rozdělení pylonu a vozíku

Pylon není součástí vozíku a po vykonání akcelerace je brzděn hydraulickými tlumiči.

Rolna se vystřeluje směrem nahoru

Z důvodu umístění vačky (nově nahoře) se rolna vystřeluje nahoru, nikoliv dolů. Další změnou je zde umístění axiálních tlumičů rolny, které jsou umístěny tak, aby jejich osy ležely v jedné rovině s osou rolny.

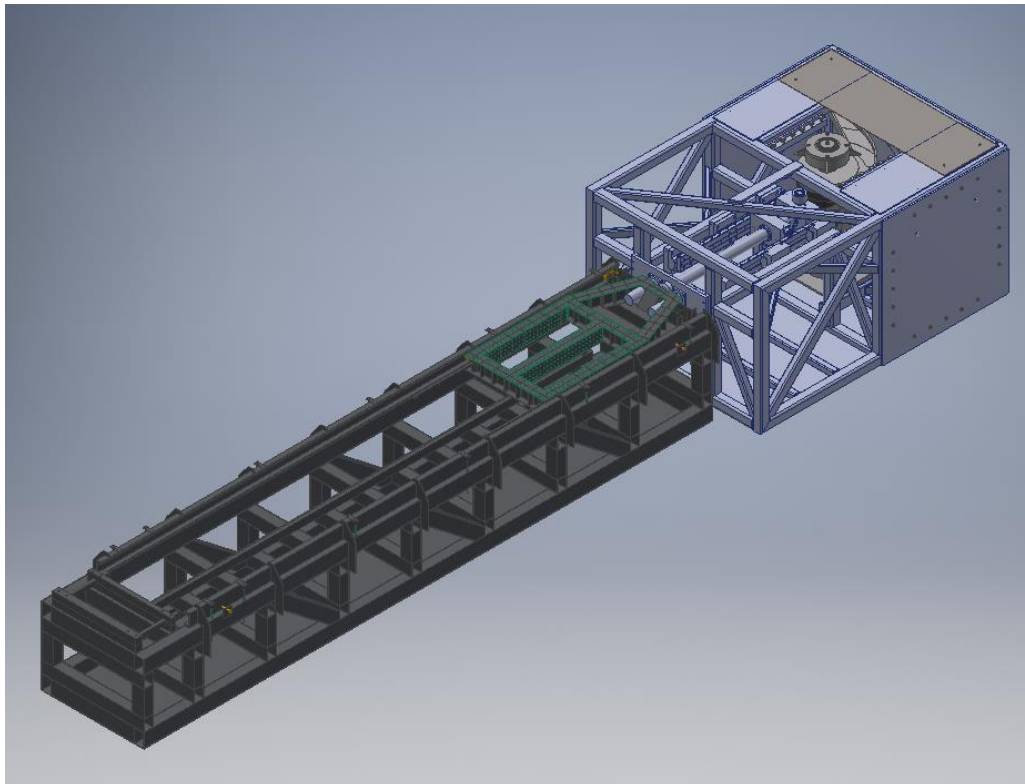
Přemístění motoru a zařazení převodu mezi motor a hřídel

Z požadavku na vyměnitelnost vaček vyplynula také potřeba změnit umístění motoru. Z toho důvodu byl mezi motor a hřídel zařazen řemenový převod a motor byl přemístěn na desku připevněnou k rámu ve spodní části konstrukce (viz Obr. 13).

Změna vedení vozíku a jeho brždění

Vozík je kladkami veden po kolejové dráze a je zastavován hydraulickou třecí brzdou. Dráha je novým konstrukčním celkem, který nebyl u funkčního vzorku přítomen.

Výsledná podoba nového prototypu je na Obr. 14:



Obr. 14.: Výsledná podoba nového prototypu

4. Návrh vačkové hřídele a jejího pohonu

Konstrukce nového prototypu akceleračního standu byla rozdělena do čtyř funkčních celků, z nichž každým se zabývá jeden ze studentů Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze v rámci své diplomové práce. Těmito funkčními celky jsou:

- Vozík a jeho dráha⁴,
- Pylon,
- Rotační soustrojí vačkové hřídele,
- Rám.

Tato práce se zabývá právě návrhem rotačního soustrojí vačkové hřídele. Hlavními body postupu návrhu jsou:

- Návrh vačkové hřídele se setrvačnický a výpočty jejího vyvážení,
- Návrh uložení vačky a setrvačnicků na hřídeli a řešení toku zpomalovacích momentů,
- Návrh uložení hřídele do rámu,
- Návrh pohonu.

4.1. Rozbor funkce vačkové hřídele

Před samotným návrhem rotačního soustrojí vačkové hřídele bude nejprve blíže popsána jeho funkce. Vačková hřídel je důležitým prvkem celého zařízení, neboť vyvozuje zrychlení vozíku. Zrychlení vozíku přitom musí vyhovovat předpisu EHK příslušejícímu té které zkoušce. Předpis vymezuje jakýsi koridor, ve kterém se musí akcelerační křivka nacházet (viz například Obr. 6 pro zkoušku pásů podle předpisu EHK16). Pro každou ze tří zkoušek tedy byla navržena akcelerační křivka tak, aby optimálně využila ohraničení dané příslušným předpisem, a z ní pak vypočten tvar funkční části vačky pro příslušnou zkoušku. Tímto výpočtem se zabýval pracovník z firmy DEKRA CZ a.s. a bude zde jen zjednodušeně nastíněn. Základními vstupními hodnotami pro výpočet jsou:

- Požadovaná hodnota zrychlení vozíku a^i v čase t^i (akcelerační křivka)
- Urychlovaná hmotnost vozíku a pylonu⁵ m
- Celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí J (včetně momentu setrvačnosti pohonu, redukovaného vůči otáčkám hřídele)⁶
- Otáčky vačkové hřídele před katapultáží n_0
- Poloměr válcové části vačky, poloměr rolny
- Další rozměry a součinitele pro výpočet pasivních odporů⁷

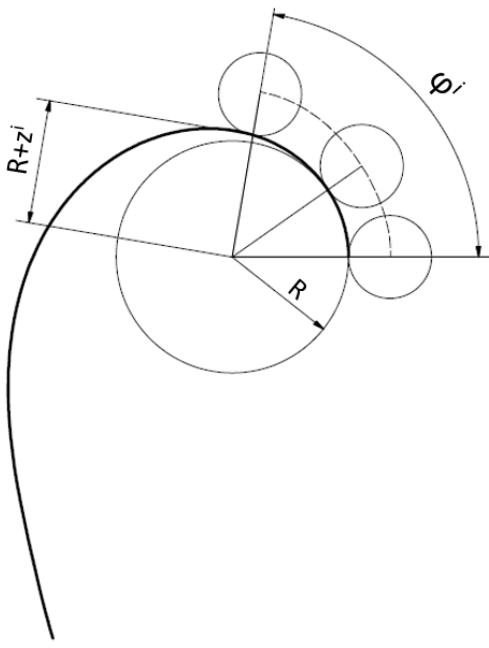
⁴ Sem patří také spouštěcí mechanismus brzdy. Brzda samotná je pak řešena dalším studentem v rámci bakalářské práce.

⁵ Z předběžného návrhu hřídele a vozíku byla odhadnuta jejich hmotnost. Dále je požadována určitá užitečná hmotnost vozíku. Součet těchto hmotností je celková urychlovaná hmotnost, pro kterou je počítána vačka a je jí tedy třeba dodržet.

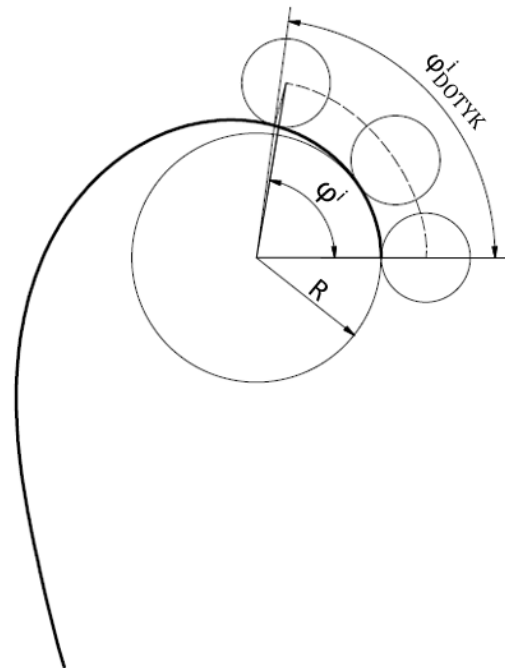
⁶ Stejně jako u hmotnosti vozíku je zde hodnota celkového momentu setrvačnosti pevně dána a musí být při konstrukci vačkové hřídele dodržena.

⁷ Výpočet uvažuje odpor vzduchu proti urychlovanému vozíku, proti rotaci vačky, dále odpor valení rolny po vačce a další vlivy.

Výpočet vychází z přenosu kinetické energie rotačního pohybu soustrojí na translační kinetickou energii soustavy pylon – vozík, k němuž dochází skrze rolnu, která je ve správný moment⁸ vystřelena do roviny vačky a odvaluje se nejdříve po válcové části vačky a následně po jejím stoupajícím aktivním úseku. Pro lepší názornost je vzájemný pohyb vačky a rolny uvažován tak, jako by vačka stála a rolna „běžela“ po jejím aktivním úseku. Ve skutečnosti se vačka otáčí a odstrkuje rolnu, která tak koná posuvný pohyb ve směru spojnice své osy a osy rotace vačky a dále rotační pohyb kolem své osy (vzájemný odval vačky a rolny). Před začátkem stoupání vačky (tj. před začátkem aktivního úseku vačky) se rolna valí po válcové části vačky o poloměru R a kinetická energie soustavy je rovna kinetické energii rotačního pohybu rotačního soustrojí⁹, dané otáčkami vačkové hřídele n^i a momentem setrvačnosti celého soustrojí J_{celk} . Při náběhu rolny na aktivní úsek vačky začne vačka odstrkávat rolnu (s ní pylon a vozík) a udávat jí zrychlení. Kinetická energie rotačního soustrojí se mění na kinetickou energii translačního pohybu soustavy pylon – vozík. V čase t^i je pootočení vačky od počátku stoupání φ^i a dráha uražená soustavou pylon – vozík je rovna zdvihu vačky z^i . Tím je definován tvar jejího aktivního úseku, který je v následujícím obrázku zobrazen jako tučně zvýrazněná křivka:



Obr. 15.: Geometrie pro zjednodušený výpočet funkčního tvaru vačky



Obr. 16.: Geometrie respektující „nekuhovitost“ funkční části vačky

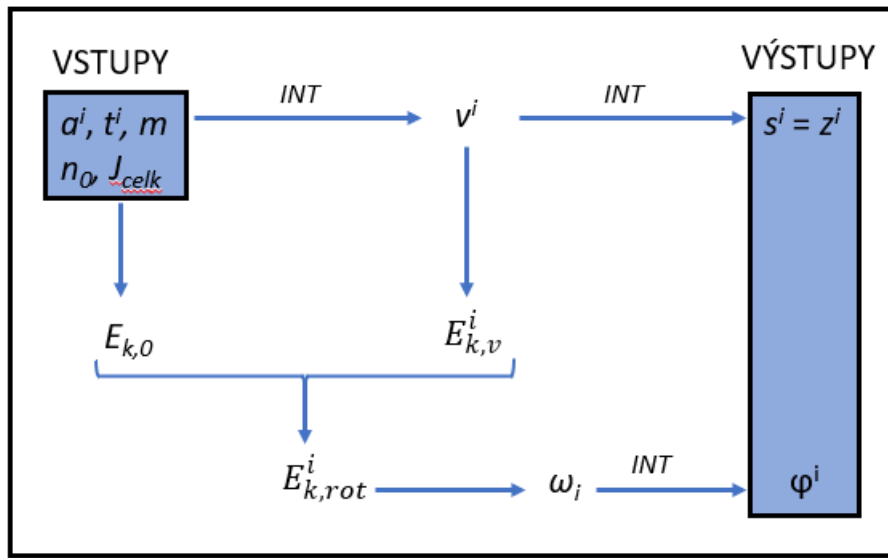
Postup výpočtu zdvihu vačky z^i příslušejícího úhlu stoupání φ^i je tedy následující. Z požadovaného zrychlení vozíku a^i v čase t^i je možno integrací¹⁰ spočítat jeho rychlost v^i a

⁸ K vystřelení rolny musí dojít v takový moment, aby se rolna stihla přemístit do své funkční polohy (roviny vačky) na válcovém úseku vačky, tedy před začátkem stoupání vačky (zároveň po jeho konci). Jde o velmi krátký časový okamžik, jelikož rychlost rotace vačky je 510 ot/min. Proto bylo navrženo také mechanické blokování výstřelu rolny v nevhodný okamžik, aby nedošlo ke kolizi (bude rozebráno později).

⁹ Energie rotace rolny kolem své osy je oproti ostatním zanedbatelná a není ve výpočtech uvažována.

¹⁰ K výpočtu je využíváno numerické integrace/derivace s inkrementem času $\Delta t=0,1$ ms.

její integrací dráhu s^i uraženou vozíkem, která je rovna zdvihu vačky z^i v daném momentu. Z rychlosti v^i lze spočítat kinetickou energii vozíku $E_{k,v}^i$. Ta je rovna úbytku kinetické energie rotačního soustrojí. Z počáteční kinetické energie rotačního soustrojí vypočtené pro definované otáčky před nárazem n_0 pak můžeme spočítat aktuální kinetickou energii rotačního soustrojí $E_{k,rot}^i$. Z té pak aktuální úhlovou rychlost soustrojí ω_i a z té následně integrací úhel pootočení vačky φ^i . Výsledkem je tedy zdvih vačky z^i příslušející úhlu pootočení vačky od počátku stoupání φ^i . Pro lepší názornost je zařazeno schéma výpočtu:



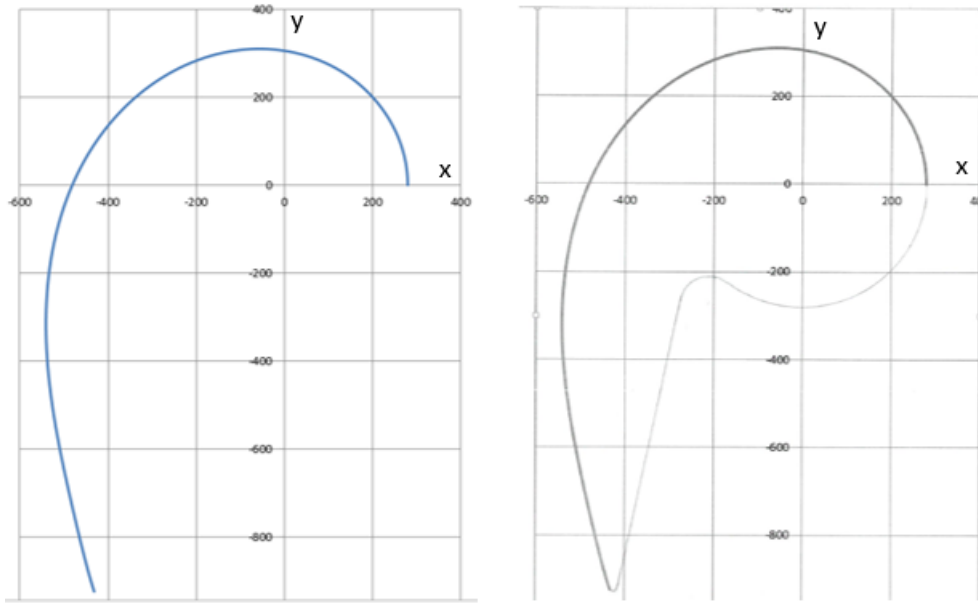
Obr. 17.: Schéma postupu výpočtu geometrie funkční části vačky

Je nutno říci, že postup výpočtu popsáný výše je zjednodušený. Bod dotyku vačky a rolny totiž neleží přímo na spojnici jejich os (břit odbíhá od kružnice o poloměru R o zdvih z). Při úhlu otočení vačky o úhel φ^i , kterému přísluší zdvih břitu z^i , tak spojnice osy vačky a bodu dotyku vačky s rolnou svírá s rovinou počátku stoupání vačky úhel φ_{DOTYK}^i , (viz Obr. 16). Přesný postup výpočtu, který tuto skutečnost respektuje, je tak výrazně komplikovanější. Pro nastínění principu výpočtu je však tento zjednodušený postup dostačující.

Pro tři různé zkoušky tak byly výpočtem navrženy funkční tvary jim příslušejících vaček. Ty pak byly doplněny na své finální tvary s válcovou částí pro přechod rolny do funkční polohy v rovině vačky. Při návrhu přitom musela být respektována podmínka, aby všechny tři vačky měly stejný součin hmotnosti a excentricity těžiště $m.E^{11}$ (tzv. shodnou nevyváženost), aby bylo možno navrhnout ostatní prvky hřídele (setrvačníky, rozběhový kotouč, blokovací kotouč, viz dále) tak, aby byla vačková hřídel při rotaci vyvážená při použití kterékoliv z vaček. Doplnění aktivních úseků vaček na jejich finální tvary měl na starost zaměstnanec Ústavu konstruování a částí strojů FS ČVUT v Praze.

¹¹ Odstředivé síly působící na jednotlivé členy při rotaci jsou úměrné součinům jejich hmotností a excentricit těžiště $m.E$.

Na následujícím obrázku je uvedeno doplnění funkčního tvaru vačky pro zkoušku dětských zádržných systému při čelním nárazu podle předpisu EHK44 (tzv. velká vačka):



Obr. 18: Doplnění aktivního úseku vačky pro zkoušku dětských zádržných systému při čelním nárazu podle předpisu EHK44 na její finální tvar

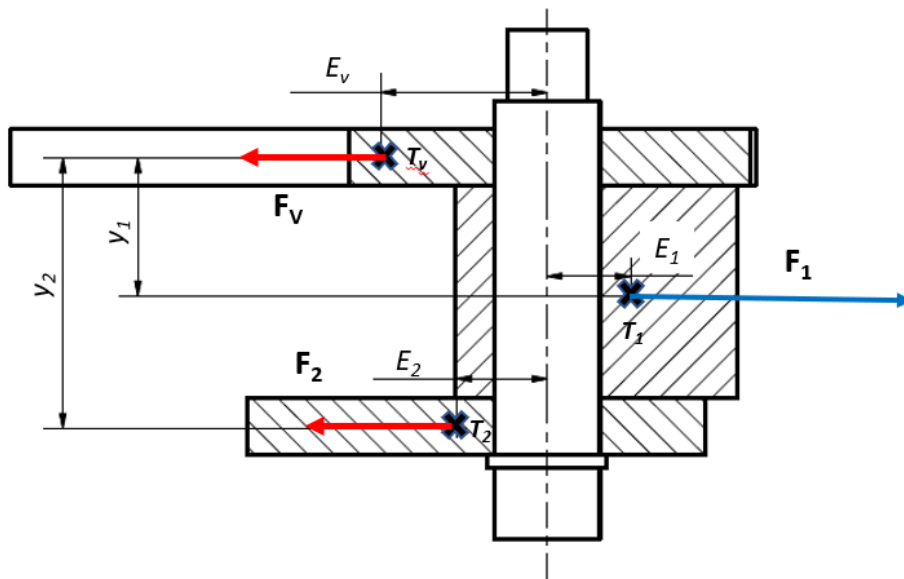
Další důležitou skutečností, která plyne z návrhu funkčních tvarů vaček, je potřeba dorovnání celkového momentu setrvačnosti rotačního soustrojí na požadovanou hodnotu, ze které byly funkční tvary vaček počítány. Aby byla zajištěna univerzálnost soustrojí pro všechny tři vačky, byly všechny tři vačky počítány pro stejný celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí. Protože však má každá vačka jiný požadovaný tvar své funkční části a zároveň už je návrh „svázan“ požadavkem na totožnost hodnot nevyvážeností $m.E$ všech vaček, budou mít vačky nutně různé momenty setrvačnosti. Návrh rotačního soustrojí byl tedy počítán pro velkou vačku (největší moment setrvačnosti) a zbylé dvě vačky byly doplněny každá o svůj doplňkový kotouč, který dorovnáva celkový moment setrvačnosti na požadovanou hodnotu.

4.2. Návrh vačkové hřídele se setrvačníky a výpočet jejího vyvážení

Návrh geometrie setrvačnicků a jejich rozložení na hřídeli, vycházející z výpočtu vyvážení soustrojí při rotaci a požadavku na celkový moment setrvačnosti soustrojí, je hlavní náplní této práce a byl prováděn v součinnosti s pracovníkem z firmy DEKRA CZ a.s. Na přesnost výpočtů byl přitom kladen veliký důraz. Vyvážení soustrojí je nezbytné z hlediska jeho uložení. Hmotnosti jednotlivých setrvačnicků, a tedy i odstředivé síly na ně působící (skrže ně na hřídel), jsou značné a ložiska by tak při nepřesném výpočtu vyvážení byla namáhána velkým periodickým zatížením. Neméně důležité je splnění podmínky celkového momentu setrvačnosti $J_{\text{celk}}=60 \text{ kgm}^2$, pro kterou byly vačky navrhovány a která je tak základní podmínkou pro funkčnost celého zařízení z hlediska dosažení požadované akcelerační křivky. Setrvačníky zde vedle funkce vyvažovací mají funkci rezervoárů kinetické energie potřebné pro urychlení pylonu a vozíku.

4.2.1. Princip výpočtu

Návrh členů rotačního soustrojí vychází ze silové a momentové rovnováhy odstředivých sil působících na hřídel. Pro zjednodušený případ, kdy by nebyly rozměry setrvačnicků limitovány prostorovými poměry celého zařízení, ani podmínkou celkového momentu setrvačnosti, je působení odstředivých sil na soustrojí znázorněno v následujícím obrázku¹²:



Obr. 19.: Geometrie zjednodušeného soustrojí pro popis principu výpočtu

kde:

E_i ... excentricita těžiště členu (setrvačnicku/vačky) od osy rotace,

y_i ... svislá vzdálenost těžiště členu od těžiště vačky,

¹² Zobrazení sil v obrázku (i v obrázcích následujících) je provedeno v soustavě pevně spojené s hřídelí a odstředivé síly jsou tak pro výpočty vyvážení uvažovány jako síly statického zatížení.

F_i ... odstředivá síla působící na setrvačnick/vačku,

T_i ... označuje těžiště členu,

indexy 1,2 značí setrvačnický, index „V“ vačku.

V uvedeném případě by rovnice pro silovou, respektive momentovou, rovnováhu byly následující:

$$\sum F_i = 0: F_V - F_1 + F_2 = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_i = 0: F_1 \cdot y_1 - F_2 \cdot y_2 = 0 \quad (2)$$

Nejjednodušší řešením by v tomto případě bylo přidat shodně nevyvážený setrvačnick se stejnou hodnotou odstředivé síly, jakou má vačka, a mezi něj a vačku setrvačnick s dvojnásobnou a opačně orientovanou nevyvážeností. Výsledky by pak byly následující:

$$F_2 = F_V; F_1 = 2F_V; y_2 = 2y_1. \quad (3)$$

Odstředivé síly F_i se přitom spočtou:

$$F_i = f(m_i, E_i) = m_i a_{d,i} = m_i \omega^2 E_i, \quad (4)$$

kde úhlová rychlost soustrojí je rovna:

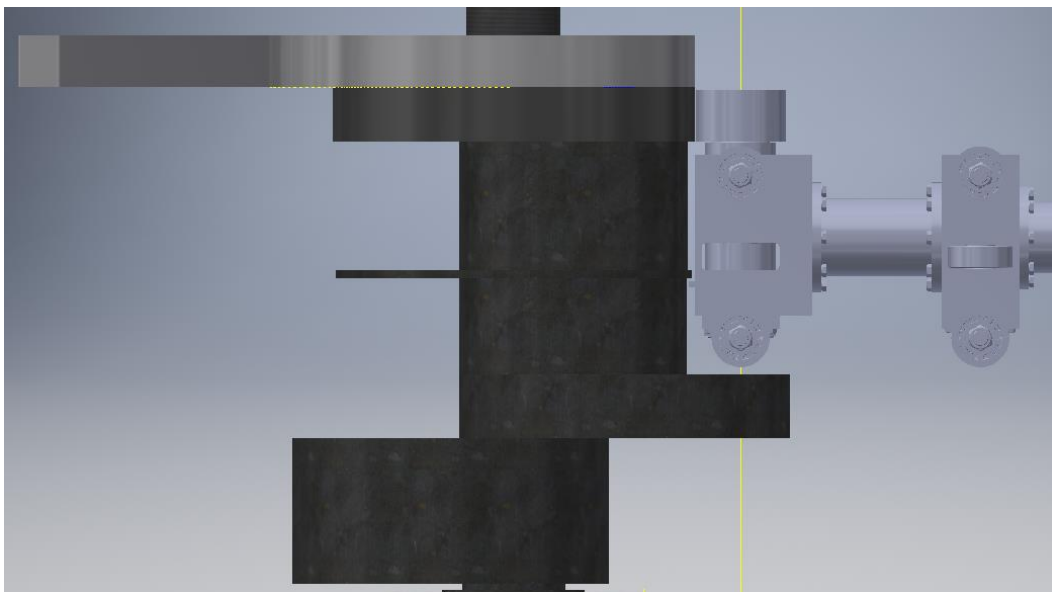
$$\omega = 2\pi n / 60. \quad (5)$$

Jelikož otáčky hřídele (a tedy i úhlová rychlost) všech rotačních součástí jsou stejné, lze namísto rovnováhy sil počítat pro vyvážení s rovnováhou součinnů $m \cdot E$ (v textu nazýváno „nevyvážeností“). Výsledky výpočtu silové, respektive momentové, rovnováhy pak lze přepsat ve tvaru:

$$m_2 \cdot E_2 = m_V \cdot E_V; m_1 \cdot E_1 = 2m_V \cdot E_V; y_2 = 2y_1 \quad (6)$$

a určí nám tak geometrii jednotlivých členů.

Podoba reálného soustrojí se však od zjednodušeného případu značně liší:

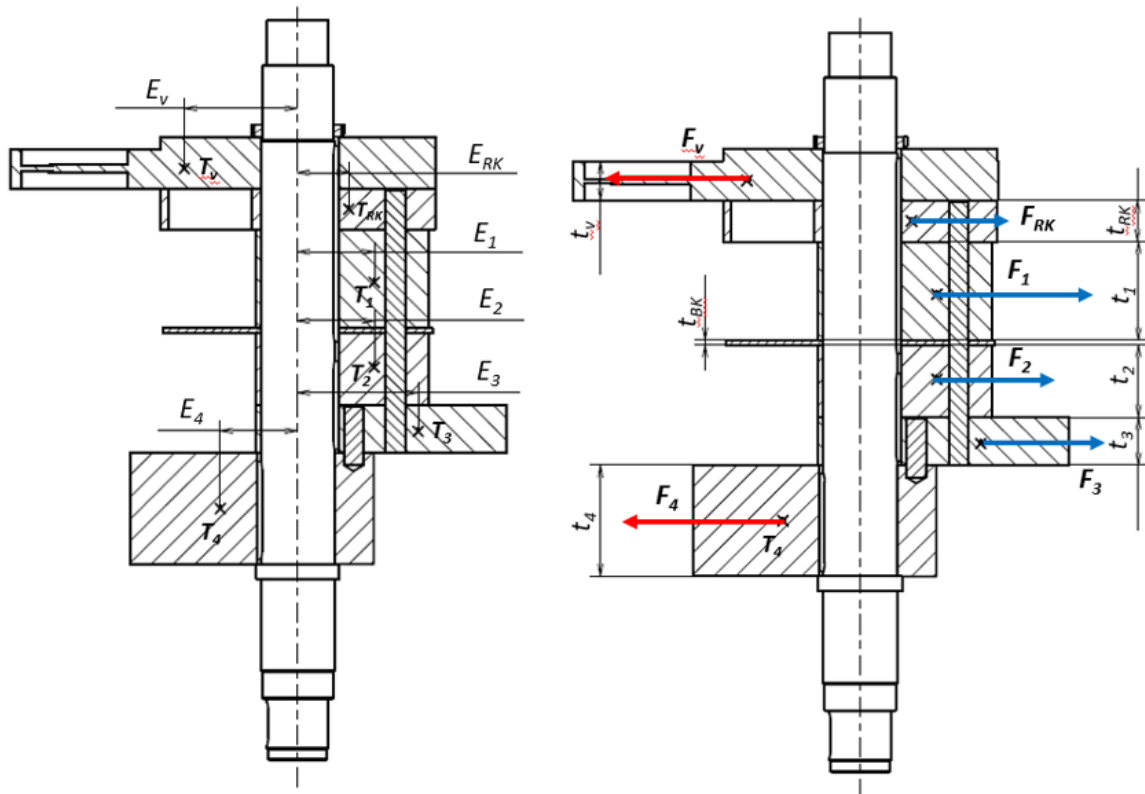


Obr. 20.: Prostorové poměry mezi hlavou pylonu a rotačním soustrojím

Důvodem je, že rozměry jednotlivých členů reálného soustrojí jsou limitovány prostorovými poměry zařízení, kde „překáží“ hlava pylonu. Při výpočtu vyvážení, potažmo rozměrů jednotlivých členů, musíme navíc dbát na podmínku dodržení celkového momentu setrvačnosti $J_{\text{celk}}=60 \text{ kgm}^2$.

4.2.2. Popis navrženého rotačního soustrojí

Oproti zjednodušenému případu (viz výše) je v konkrétním řešení rotačního soustrojí několik členů navíc, což je dáno jak prostorovými poměry, tak funkcí soustrojí. Podobu konkrétního řešení můžeme vidět na následujícím obrázku:



Obr. 21.: Rozměry pro výpočet vyvážení rotačního soustrojí s vyznačením působících sil

kde:

$E_i...$ excentricita těžiště členu (setrvačníku/vačky/kotouče) od osy rotace,

$t_i...$ tloušťka členu,

$F_i...$ odstředivá síla působící na člen,

$T_i...$ těžiště členu.

Indexy pak odpovídají jednotlivým členům, které budou nyní popsány.

Vačka (index „V“)

Vačka je funkčním členem rotačního soustrojí. Její tvar je definován požadovaným tvarem akcelerační křivky navržené tak, aby optimálně využila ohraničení dané příslušným

předpisem EHK. Její těžiště je tedy excentricky uloženo mimo osu rotace (excentricita těžiště vačky E_V). Této excentricitě pak odpovídá odstředivá síla při rotaci soustrojí:

$$F_V = f(m_V, E_V) = m_V a_d = m_V \omega^2 E_i. \quad (7)$$

Hlavním úkolem je tedy vykompenzovat tuto sílu a její klopné účinky na soustavu pomocí setrvačníků, které zároveň musí respektovat prostorové poměry (nesmí kolidovat s hlavou pylonu). Dalším požadavkem je dodržení souhrnného momentu setrvačností celé rotační soustavy $J_{\text{celk}}=60 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, pro něž byla vačka navrhována. Momenty setrvačnosti jednotlivých částí soustavy jsou přitom opět závislé na své excentricitě a hmotnosti, závislost na excentricitě je zde ovšem kvadratická:

$$J_V = f(m_V, E_V^2). \quad (8)$$

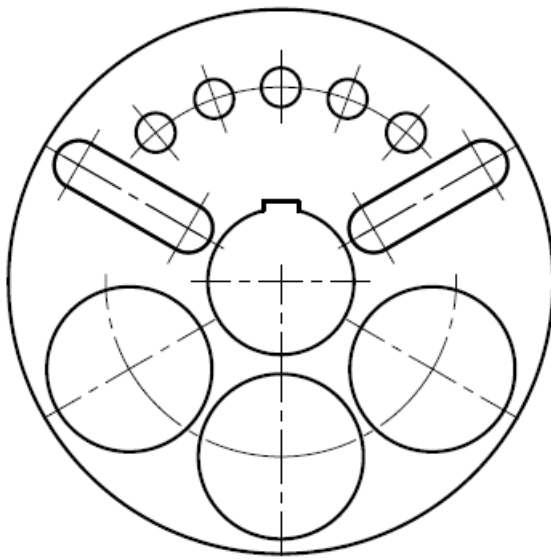
Se změnou excentricity jednotlivých členů se tak mění jak odstředivé síly a vyvážení, tak celkový moment setrvačnosti. Tyto dvě hlediska je tedy třeba sladit.

Rozběhový kotouč (index „RK“)

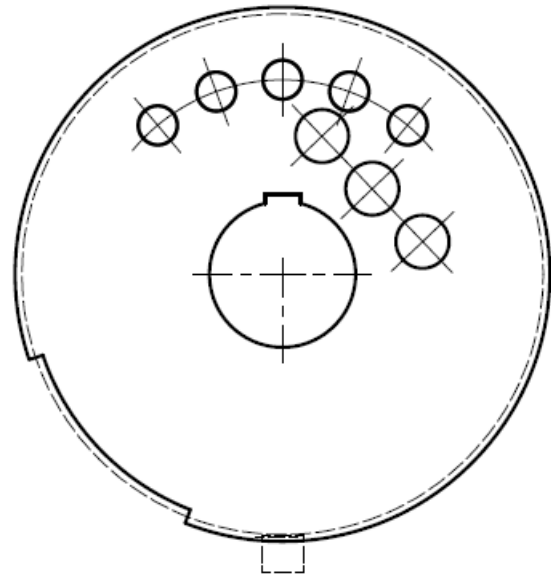
Rozběhový kotouč je válec, jež má totožnou osu rotace s osou rotace hřídele. Jeho vnější průměr je totožný s průměrem válcového („neaktivního“) úseku vačky. Při rozběhu soustavy se vystřelovací rolna odvaluje po rozběhovém kotouči. Při dosažení požadovaných otáček (510 min^{-1} pro velkou vačku) je pak rolna vystřelena nahoru do své funkční polohy, tj. do roviny vačky.

K vystřelení rolny musí dojít v takový moment, aby se rolna stihla přemístit do své funkční polohy (roviny vačky) na válcovém úseku vačky, tedy před začátkem stoupání vačky (zároveň po jeho konci). Vzhledem k rychlosti rotace vačky jde o velmi krátký časový okamžik, jemuž přísluší krátký úhlový úsek. Aby nemohlo dojít k vystřelení rolny v nevhodný okamžik a ke kolizi rolny s vačkou (tj. k čelnímu nárazu rolny na již stoupající vačku), bylo navrženo také mechanické blokování výstřelu rolny v nevhodný okamžik pomocí tzv. blokovacího kotouče.

Rozběhový kotouč je sice válec souosý s hřídelí, pomocí odlehčovacích otvorů je však dosaženo určité excentricity jeho těžiště, aby se také mohl podílet na vyvážení excentricity těžiště vačky. Otvory jsou umístěny symetricky vzhledem k rovině dané osou hřídele a polohou těžiště vačky, aby tak těžiště kotouče leželo také v této rovině, a pouze v jedné polovině rozběhového kotouče, tedy pouze na jednu stranu od hřídele. Odstředivá síla tak působí opačným směrem než síla působící na vačku a nevyváženost je opačného směru než nevyváženost vačky, tzv. protinevyváženost (odstředivá síla na rozběhový kotouč viz Obr. 21). Podoba rozběhového kotouče s odlehčovacími otvory je na Obr. 22:



Obr. 22.: Rozběhový kotouč



Obr. 23.: Blokovací kotouč

Kromě odlehčovacích otvorů a středového otvoru pro hřídel má rozběhový kotouč také díry pro kolíky a drážky pro radiální pera, tedy prvky pro přenos krouticího momentu. Důvod volby tohoto propojení kotouče s vačkou a setrvačníky bude rozebrán později.

Blokovací kotouč (index „BK“)

Mechanické blokace vystřelení rolny v nevhodný okamžik je dosaženo pomocí tzv. blokovacího kotouče. Kotouč má o něco větší průměr než setrvačníky nad ním a pod ním (setrvačníky s indexy 1 a 2), aby vyčníval ven ze setrvačnicků, a dále výřez odpovídající úhlovému úseku, kdy je možno rolnu bezpečně vystřelit (ve smyslu správného náběhu rolny na vačku, viz výše). Součástí rolny je výstupek umístěný před vystřelením rolny pod úroveň blokovacího kotouče. Ten přesahuje do blokovacího kotouče a umožní vystřelit rolnu pouze na úseku, kde má blokovací kotouč vybrání (viz Obr. 23, kde jsou blokovací výstupek rolny a k němu tečná kružnice znázorněny přerušovanou čarou).

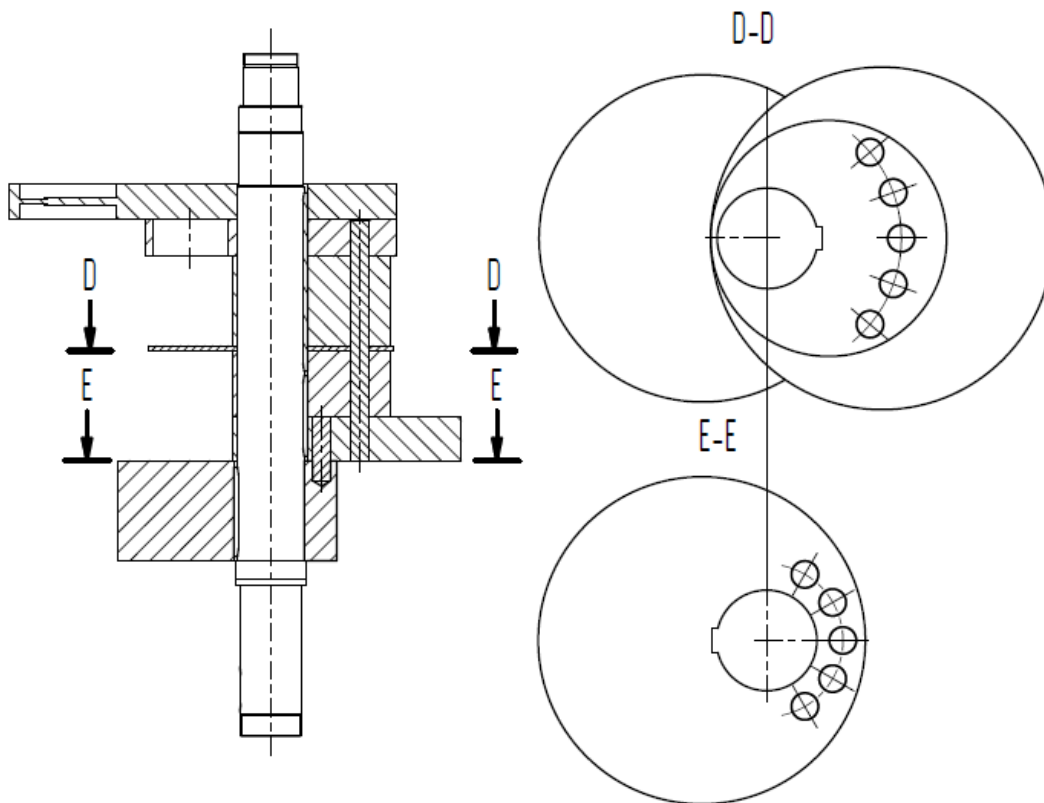
Vyvážení blokovacího kotouče je provedeno staticky. Směr jeho nevyváženosti (poloha těžiště) je totiž dán požadavky na blokaci a jeho těžiště tedy neleží v rovině dané polohou těžiště vačky a osou hřídele. Blokovací kotouč má tedy otvory, které jsou svým součinem $m \cdot E$ adekvátní výřezu kotouče. Kromě těchto vyvažovacích otvorů jsou opět přítomny otvory pro kolíky pro propojení se setrvačníky.

Setrvačníky (indexy 1,2,3,4)

Setrvačníky s indexy 1, 2 a 3 mají nevyváženost orientovanou v opačném směru, než je nevyváženost vačky. Setrvačníky 1 a 2 se liší pouze tloušťkou, jinak jsou identické (jsou rozděleny blokovacím kotoučem, jinak by mohly tvořit jeden setrvačnick). Jejich rozměry jsou dány prostorovými poměry. V ideálním případě by to byly válce o větším průměru s velkou excentricitou těžiště, abychom protinevyváženost realizovali na kratším úseku hřídele a redukovali tak výšku soustavy. Jejich geometrie, tj. průměr a excentricita, je však

omezena hlavou pylonu (viz Obr. 20). Parametry setrvačnicků jsou tedy navrženy tak, aby bylo dosaženo maximální možné excentricity při dodržení minimální stanovené „tloušťky stěny“ setrvačnicku (nejmenší vzdálenost mezi povrchem hřídele a povrchem setrvačnicku), která byla stanovena jako 10 mm. Celková tloušťka setrvačnicků 1 a 2 spolu s blokovacím kotoučem je pak dána výškou hlavy pylonu.

Jakmile to prostorové poměry dovolují, je zařazen setrvačnick 3, jehož průměr a excentricita již nejsou limitovány hlavou pylonu. Díky větší excentricitě těžiště je tak možno dosáhnout potřebné protinevyváženosti na krátkém úseku. Větší excentricita těžiště i průměr setrvačnicku 3 jsou patrné z následujícího obrázku:



Obr. 24.: Setrvačnický rotačního soustrojí

Posledním setrvačnickem je setrvačnick označený indexem 4, který má jako jediný svoji nevyváženost orientovanou shodně s vačkou, aby bylo možno dosáhnout momentové rovnováhy. Z Obr. 24 řezu E-E vidíme, že má menší excentricitu, za to větší tloušťku než setrvačnický s opačnou nevyvážeností. Právě tloušťka setrvačnicku 4 je jakýmsi uzavíracím členem výpočtu vyvážení rotačního soustrojí.

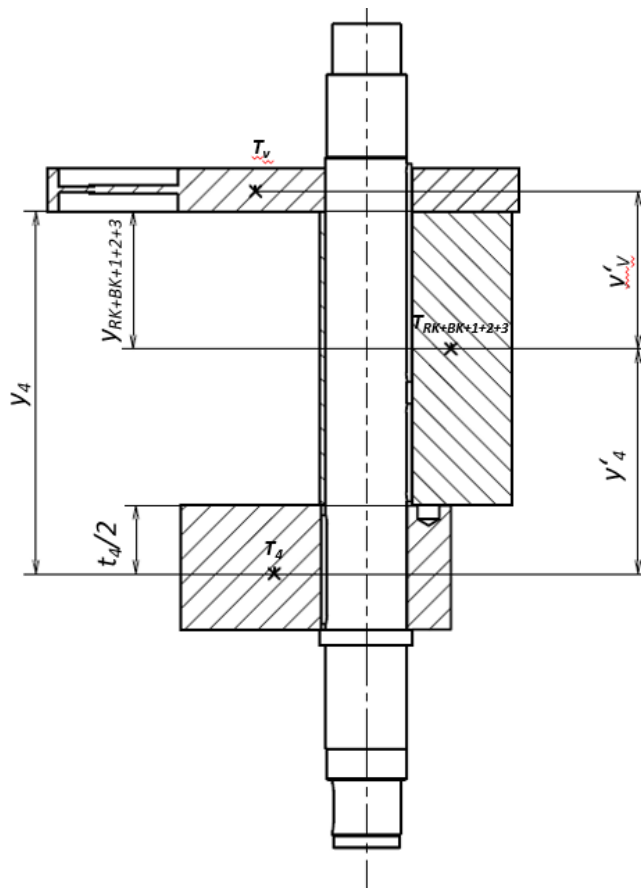
U všech setrvačnicků jsou kromě otvoru pro hřídel opět přítomny i otvory pro kolíky. Původně bylo uvažováno i o odlehčovacích otvorech v některých setrvačnicích (podobně jako u rozběhového kotouče) z důvodu doladění momentu setrvačnosti na požadovanou hodnotu (odlehčovací otvory snižují moment setrvačnosti, ale zvyšují nevyváženost). K jejich využití ale nakonec nebylo nutno přistoupit.

4.2.3. Výpočet vyvážení

Jak již bylo řečeno výše, rozměry členů RK, 1, BK, 2 jsou dány prostorovými poměry, jsou omezeny hlavou pylonu. Aby byla konstrukce co nejnižší, potřebovali bychom protinevyváženost umístit co nejbližší k vačce, tj. udělat setrvačnick s co největší excentricitou a malou tloušťkou. To však není kvůli hlavě pylonu možné a nevyváženost je nutno doplnit ještě setrvačnickem 3 s větší excentricitou. Zároveň je třeba brát v úvahu požadavek na celkový moment setrvačnosti $60\text{kg}\cdot\text{m}^2$. Abychom dosáhli momentové rovnováhy, je potřeba s navýšením t_3 či změnou jeho excentricity (tj. obecně změnou jeho rozměrů) opět dorovnat tloušťku t_4 či jeho excentricitu (obecně rozměry) tak, aby došlo k vyrovnání součinů $m\cdot E$, potažmo odstředivých sil.

Postup je tedy následující: hledat polohu těžiště setrvačnicku 4 (tedy i jeho tloušťku) jako závislou na rozměrech ostatních setrvačnicků. Zde přitom dojde k zacyklení, tedy závislosti t_4 na sobě samé (úloha je 1x staticky neurčitá), a je proto nutno k výsledku dospět „iteračním“ postupem, tedy vhodně navolit parametry tak, aby došlo k vyrovnání „požadovaného součinu“ $m\cdot E$ setrvačnicku 4 a součinu $m\cdot E$ reálně dosahovaného.

Prvním krokem je zjednodušení úlohy tím, že se protinevyváženost shrne do jednoho myšleného setrvačnicku o stejných odstředivých účincích a vypočte se souřadnice jeho těžiště vzhledem ke spodní ploše vačky (tedy převedení na jednoduchý příklad viz výše). Tato souřadnice je v následujícím obrázku označena jako $y_{\text{RK+BK+1+2+3}}$:



Obr. 25.: Zjednodušení rotačního soustrojí pro výpočet vyvážení

Ze srovnání obou obrázků a z požadavku na ekvivalentnost účinků odstředivých sil (klopných momentů) dostáváme následující rovnici:

$$y_{RK+BK+1+2+3} \cdot (F_{RK} + F_1 + F_2 + F_3) = F_{RK} \cdot \frac{1}{2} t_{RK} + F_1 \left(t_{RK} + \frac{1}{2} t_1 \right) + F_2 \left(t_{RK} + t_1 + t_{BK} + \frac{1}{2} t_2 \right) + F_3 \left(t_{RK} + t_1 + t_{BK} + t_2 + \frac{1}{2} t_3 \right), \quad (9)$$

z níž pak vyjádříme žádanou souřadnici jako:

$$y_{RK+BK+1+2+3} = \frac{F_{RK} \cdot \frac{1}{2} t_{RK} + F_1 \left(t_{RK} + \frac{1}{2} t_1 \right) + F_2 \left(t_{RK} + t_1 + t_{BK} + \frac{1}{2} t_2 \right) + F_3 \left(t_{RK} + t_1 + t_{BK} + t_2 + \frac{1}{2} t_3 \right)}{(F_{RK} + F_1 + F_2 + F_3)}. \quad (10)$$

Výpočet momentové rovnováhy je pak následně prováděn k rovině určené touto souřadnicí (souřadnicová soustava značená čárkovaně).

První rovnicí pro výpočet vyvážení je podmínka rovnováhy všech sil působících na soustavu, tj. odstředivých sil působících na jednotlivé setrvačníky. Jak již bylo řečeno výše, díky shodné úhlové rychlosti všech členů je možno rovnici zapsat ve tvaru, kde figurují pouze jednotlivé nevyváženosti, tedy součiny $m \cdot E$:

$$m_V \cdot E_V + m_4 \cdot E_4 = m_1 \cdot E_1 + m_2 \cdot E_2 + m_3 \cdot E_3 + m_{RK} \cdot E_{RK}. \quad (11)$$

Z této rovnice pak dostaneme *požadovaný součin* $m_4 \cdot E_4$ jako:

$$m_4 \cdot E_4 = m_1 \cdot E_1 + m_2 \cdot E_2 + m_3 \cdot E_3 + m_{RK} \cdot E_{RK} - m_V \cdot E_V. \quad (12)$$

Druhou výchozí rovnicí pro výpočet je rovnice momentové rovnováhy vzhledem k rovině určené souřadnicí $y_{RK+BK+1+2+3}$, která určuje nulovou souřadnici nové čárkované soustavy. Momentovou rovnováhu tedy můžeme zapsat ve tvaru (opět s pokrácením úhlových rychlostí):

$$y'_V \cdot m_V \cdot E_V = y'_4 \cdot m_4 \cdot E_4, \quad (13)$$

kde:

$$y'_V = y_{RK+BK+1+2+3} + \frac{t_V}{2}. \quad (14)$$

Z rovnice (13) pak následně vyjádříme souřadnici y'_4 :

$$y'_4 = \frac{y'_V \cdot m_V \cdot E_V}{m_4 \cdot E_4}. \quad (15)$$

Pomocí té pak můžeme vyjádřit souřadnici těžiště T_4 setrvačníku 4 od spodní plochy vačky jako:

$$y_4 = y'_4 + y_{RK+BK+1+2+3} \quad (16)$$

a následně pro tloušťku t_4 setrvačníku 4 psát:

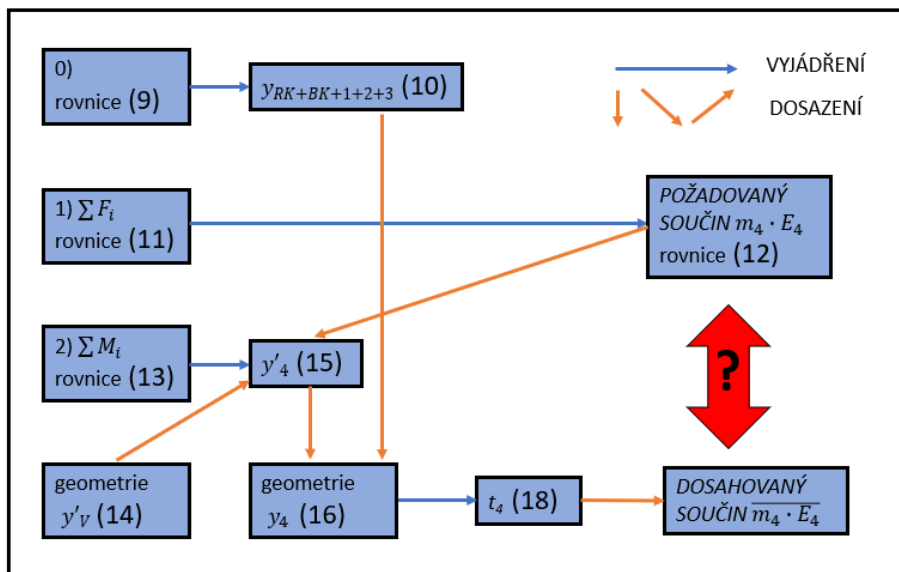
$$\frac{t_4}{2} = y_4 - (t_{RK} + t_1 + t_{BK} + t_2 + t_3) \quad (17)$$

$$\rightarrow t_4 = 2(y_4 - (t_{RK} + t_1 + t_{BK} + t_2 + t_3)). \quad (18)$$

Tloušťku setrvačníku t_4 jsme tedy vyjádřili jako závislou na rozměrech ostatních setrvačníků a souřadnici těžiště od spodní plochy vačky y_4 . Ta je ovšem závislá na souřadnici

y'_4 (rovnice (16)) a přes ni implicitně na hmotnosti setrvačnicku m_4 (rovnice (15)). Přitom hmotnost m_4 je opět závislá na tloušťce setrvačnicku t_4 a úloha je zacyklená.

Tento problém se vyřeší již výše zmíněným „iteračním“ postupem. Do rovnice (15) se dosadí z rovnice (12) pro požadovanou hodnotu součinu $m_4 \cdot E_4$, která vychází z podmínky silové rovnováhy ve vodorovném směru. Postupným dosazením pak dostaneme tloušťku setrvačnicku t_4 příslušející požadované hodnotě součinu $m_4 \cdot E_4$. Pomocí spočtené tloušťky setrvačnicku pak můžeme spočítat dosahovaný součin $\overline{m_4 \cdot E_4}$ ¹³ a porovnat ho se součinem požadovaným $m_4 \cdot E_4$. Změnou geometrie jednotlivých setrvačnicků pak musíme dosáhnout takového stavu, aby se tyto dva členy rovnaly¹⁴. Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel (Příloha 2) a jeho postup by měl být lépe patrný z následujícího schématu:



Obr. 26.: Schéma výpočtu vyvážení

Výše zmíněný postup výpočtu se nezatěžoval podmínkou celkového požadovaného momentu setrvačnosti, na něž byly vačky navrženy. Při výpočtu je tedy kromě srovnání $\overline{m_4 \cdot E_4}$ a $m_4 \cdot E_4$ také nutno dosáhnout celkového momentu setrvačnosti $J_{celk}=60 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Moment setrvačnosti rotačních součástí je přitom funkcí druhé mocniny excentricity těžiště (rovnice (8)) a je tedy citlivější na změny excentricity. Konkrétní postup výpočtu momentů setrvačnosti a návrhu geometrie jednotlivých setrvačnicků bude následovat.

4.2.4. Návrh geometrie a výpočty momentů setrvačnosti jednotlivých členů

V této části práce bude blíže rozebrán návrh geometrie (z ní výpočty součinů $m \cdot E$ pro výpočty vyvážení výše) a postup výpočtu momentů setrvačnosti jednotlivých členů. Všechny tyto výpočty jsou přitom vřazeny přímo do výpočtu vyvážení provedeného v programu Microsoft Excel (Příloha 2). Geometrii některých členů lze tak brát jako vstupy pro výpočet vyvážení (především členy RK, BK, 1, 2), jiné jako výstupy (setrvačnický 3 a 4).

¹³ Samotné výpočty nevyváženosti $m \cdot E$ (geometrie členů) stejně jako výpočty momentů setrvačnosti jednotlivých součástí budou uvedeny samostatně v kapitole 4.2.5.

¹⁴ V praxi lze měnit pouze celkovou geometrii setrvačnicku 3 a dále průměr a excentricitu setrvačnicku 4 (tloušťka je dána výpočtem). Geometrie ostatních setrvačnicků je vymezena hlavou pylonu.

Ve skutečnosti byla geometrie navržena částečně (na základě prostorových poměrů) a pak pomocí výpočtu vyvážení popsáno výše byla geometrie dořešena tak, aby bylo dosaženo požadovaného celkového momentu setrvačnosti $J_{\text{celk}}=60 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Dále bylo nutno počítat s prostorem pro tvarové prvky pro propojení setrvačnicků, sloužící k přenosu krouticího momentu z vačky na setrvačníky při nárazu (tj. při kontaktu rolny s vačkou a následném zpomalení rotačního soustrojí), jejichž návrh bude popsán později. Zde je nutno říci, že otvory pro kolíky či drážky pro radiální pera nejsou při výpočtech vyvážení uvažovány, neboť se předpokládá jejich úplné vyplnění kolíky, respektive pery. Může tedy dojít k určité malé odchylce reálného stavu od toho počítaného (například u spojení pomocí těsných per, kde je ve skutečnosti v drážce nad perem předepsána jistá vůle), avšak tento rozdíl je zanedbatelný (ověření pomocí CAD softwaru viz níže).

Pro výpočty momentů setrvačnosti a hmotností je také nutno znát materiálové charakteristiky materiálu součástí, především jeho hustotu. Jako materiál všech součástí rotačního soustrojí byla zvolena klasická konstrukční ocel o hustotě $\rho=7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

4.2.4.1. Vačka

Aby byla zajištěna univerzálnost soustrojí pro všechny tři vačky, byly funkční tvary všech tří vaček počítány pro stejný celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí. Protože však má každá vačka jiný požadovaný tvar své funkční části a zároveň mají všechny tři vačky stejnou požadovanou hodnotu součinu $m\cdot E$, stejnou tloušťku a průměr svých válcových částí ($t_v=80 \text{ mm}$, $R_v=280 \text{ mm}$)¹⁵, budou mít vačky nutně různé momenty setrvačnosti:

Tab. 1: Hodnoty momentů setrvačnosti a nevyvážeností jednotlivých vaček

	$J_{\text{PLNÝ}} [\text{kgm}^2]$	$m\cdot E [\text{kgm}]$
Velká	24,2259	24,7974
Střední	19,3734	24,7966
Malá	17,7211	24,7977

Návrh rotačního soustrojí byl tedy počítán pro velkou vačku (předpis EHK 44) a zbylé dvě vačky byly doplněny každá o svůj doplňkový kotouč, který dorovná celkový moment setrvačnosti na požadovanou hodnotu. Tyto doplňující kotouče jsou válcové kotouče o stejném průměru, jako je průměr válcové části vačky, a jejich moment setrvačnosti vzhledem k ose procházející těžištěm se tedy spočte podle vzorce:

$$J_0 = \frac{1}{2} m \cdot R^2 = \frac{1}{2} \pi \cdot R^2 \cdot t \cdot \rho \cdot R^2 = \frac{1}{2} \pi \cdot R^4 \cdot t \cdot \rho, \quad (19)$$

z čehož pro požadovanou tloušťku kotouče plyne:

$$t = \frac{2J_0}{\pi \cdot R^4 \cdot \rho}, \quad (20)$$

¹⁵ Tloušťka vačky je navržena v souladu s geometrií rolny a musí být tedy pro všechny vačky stejná. Průměr válcové části vaček zase musí být stejný, protože s ohledem k němu je navrhován průměr rozběhového kotouče pod vačkou, který musí být také univerzální pro všechny vačky.

kde J_0 je požadovaný moment setrvačnosti doplňkového kotouče, který je dán rozdílem momentů setrvačnosti velké vačky $J_{VELKÁ}$ a vačky, pro níž je doplňkový kotouč počítán J_i :

$$J_{0,i} = J_{VELKÁ} - J_i. \quad (21)$$

Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých vaček byly získány z jejich CAD modelů a jsou zapsány v následující tabulce spolu s momenty setrvačnosti svých doplňkových kotoučů:

Tab. 2: Hodnoty momentů setrvačnosti vaček a jejich doplňkových kotoučů

Kotouče doplňující moment setrvačnosti				
	Vačka	Odpovídající kotouč		
		$J_{PLNÝ}$ [kgm ²]	J [kgm ²]	R [m]
Velká	24,2259	0,0173	0,28	0,00023
Střední	19,3734	4,8698	0,28	0,06459
Malá	17,7211	6,5221	0,28	0,0865

V tabulkách výše je moment setrvačnosti vaček označen indexem „PLNÝ“. Ten odkazuje na to, že hodnota momentu setrvačnosti je uváděna pro plnou vačku, tedy vačku bez otvoru pro hřídel. Filozofie výpočtu je totiž taková, že se počítá s momentem setrvačnosti plné vačky a setrvačnicků, protože otvor pro hřídel bude vždy vyplněn hřídelí¹⁶ (moment setrvačnosti je aditivní k dané ose). Stejně se dá uvažovat i pro součiny $m.E$ jednotlivých členů, což bude ukázáno později.

Dále vidíme, že v tabulce jsou též kolonky pro doplňující kotouč velké vačky, hodnoty požadovaného momentu setrvačnosti a jeho tloušťky jsou však zanedbatelné. To je dáno tím, že moment setrvačnosti dorovnávacích kotoučů nebyl počítán přímo vůči velké vačce, ale vůči momentu setrvačnosti celého soustrojí. Původně se totiž počítalo s tím, že bude třeba zařadit dorovnávací kotouč i pro velkou vačku, aby bylo možno dosáhnout požadovaného celkového momentu setrvačnosti rotačního soustrojí. To však nebylo nakonec potřeba a hodnoty doplňujícího kotouče pro velkou vačku se tak blíží nule.

4.2.4.2. Setrvačnický

Setrvačnický jsou válce uloženy excentricky vůči ose hřídele. Jejich moment setrvačnosti se tak spočte za pomoci Steinerovy věty:

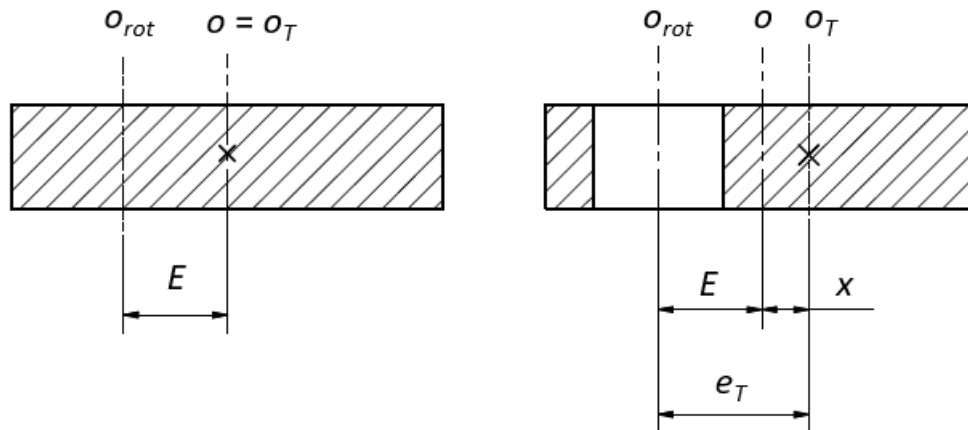
$$J = J_0 + m \cdot E^2, \quad (22)$$

kde J_0 je moment setrvačnosti válce k ose procházející těžištěm, který se spočte podle rovnice (19), E je excentricita těžiště plného válce od osy rotace a m jeho hmotnost. Při výpočtu se tedy neuvažuje otvor pro hřídel, protože ten bude vyplněn hřídelí.

Při výpočtu nevyváženosti $m.E$ by se mohlo zdát, že výpočet bez uvažování otvoru pro hřídel je chybný, neboť odebrání hmoty otvoru má za následek posun těžiště o vzdálenost x (viz Obr. 27) a mělo by tedy ovlivnit i hodnotu součinu $m.E$. Jak však bude následně ukázáno,

¹⁶ Pro celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí se tak dále nesmí počítat s momentem setrvačnosti celé hřídele, ale pouze s momentem setrvačnosti těch částí, které vyčnívají ven ze setrvačnicků a vačky.

oba přístupy k výpočtu (tzn. s otvorem pro hřídel a bez otvoru) jsou ekvivalentní a vlastnost aditivnosti platí též pro hodnoty součinů $m \cdot E$.



Obr. 27.: Posun těžiště vlivem uvažování otvoru pro hřídel

Na Obr. 27 vlevo je setrvačnick bez otvoru pro hřídel, kde geometrická osa válce o je shodná s osou procházející těžištěm setrvačnicku o_T a jejich vzdálenost od osy rotace o_{rot} je E , což je výpočtová excentricita těžiště. Při odebrání hmoty otvoru však dojde k posunu těžiště o vzdálenost x a celková excentricita těžiště od osy rotace je tak rovna e_T , která je součtem výpočtové excentricity E a posunu těžiště x (Obr. 27 vpravo). Nevyváženost setrvačnicku N při uvažování otvoru pro hřídel se tak rovná:

$$N = (M - m) \cdot e_T = (M - m) \cdot (E + x), \quad (23)$$

kde M je hmotnost setrvačnicku bez otvoru¹⁷ pro hřídel a m je hmotnost hmoty odebrané tímto otvorem. Přitom výpočty nevyvážeností jsou počítány pro plný setrvačnick, tedy:

$$N = M \cdot E. \quad (24)$$

Pro důkaz ekvivalentnosti obou přístupů odvodíme posun těžiště od geometrické osy válce podle obecného vztahu pro polohu těžiště:

$$x = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} = \frac{0 \cdot M + E \cdot m}{M - m} = \frac{E \cdot m}{M - m} \quad (25)$$

a po dosazení do rovnice (23) dostáváme:

$$\begin{aligned} N &= (M - m) \cdot e_T = (M - m) \cdot (E + x) = (M - m) \cdot \left(E + \frac{E \cdot m}{M - m} \right) = \\ &= (M - m) \cdot E + (M - m) \cdot \frac{E \cdot m}{M - m} = M \cdot E - m \cdot E + E \cdot m = \\ &= M \cdot E. \end{aligned} \quad (26)$$

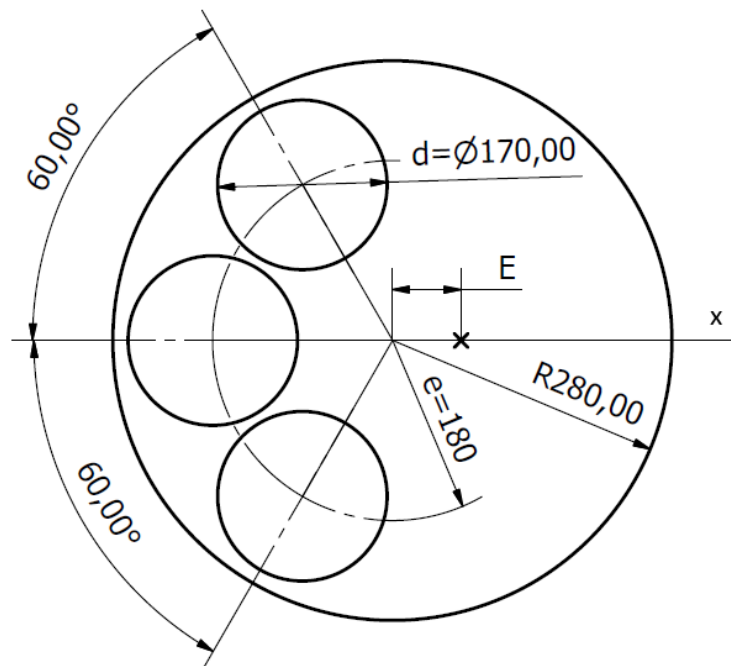
Vidíme tedy, že oba přístupy jsou ekvivalentní a pro výpočet nevyváženosti setrvačnicků (a stejně tak rozběhového kotouče a vačky) je možno neuvažovat otvor pro hřídel.

¹⁷ Označení „ M “ zde bylo zavedeno, aby došlo k odlišení hmotnosti členu bez otvoru pro hřídel (M) a hmotnosti hmoty odebrané otvorem pro hřídel (m). Ve výpočtech vyvážení v předchozí kapitole jsou ale všechny hmotnosti brány pro plné členy, tedy bez otvoru pro hřídel, přestože jsou označena „ m “. Označení „ M “ tam bylo použito pro moment. Dále zavádíme pro potřeby rovnic označení N pro nevyváženost.

Výpočty setrvačnicků jsou implementovány do výpočtu v programu Microsoft Excel a jejich výsledky budou souhrnně uvedeny v kapitole 4.2.5.

4.2.4.3. Rozběhový kotouč

Rozběhový kotouč je válec souosý s osou hřídele a jeho průměr je shodný s průměrem válcového úseku vačky ($R_{RK}=R_V=280$ mm), aby mohlo dojít k plynulému přechodu rolny z kotouče na vačku. Jeho tloušťka je pak dána tloušťkou vačky, potažmo rolny (je jen o něco málo větší, aby nemohlo dojít k axiální kolizi vačky a rolny před výstřelem; $t_{RK}=84$ mm). Vnější geometrie kotouče je tedy dána. Pro dosažení určité nevyváženosti jsou však zařazeny ještě odlehčovací otvory o průměru d a excentricitě od osy rotace e , viz následující obrázek:



Obr. 28.: Geometrie rozběhového kotouče

Moment setrvačnosti kotouče se díky aditivnosti k dané ose (osa válce a zároveň osa rotace) spočte jako rozdíl momentu setrvačnosti plného kotouče a momentů setrvačnosti jednotlivých otvorů vůči této ose:

$$J_{RK} = J_0 - 3j, \quad (27)$$

kde J_0 je moment setrvačnosti plného válce spočtený podle rovnice (19) a j je moment setrvačnosti hmoty odpovídající jednomu otvoru vůči ose rotace. Ten se spočte pomocí Steinerovy věty jako:

$$j = j_0 + m \cdot e^2, \quad (28)$$

kde j_0 je moment setrvačnosti odebrané hmoty otvoru vůči její ose (ose válce), spočtený podle rovnice (19), m je hmotnost hmoty odebrané otvorem a e je vzdálenost osy otvoru od osy rotace.

Hodnota nevyváženosti $m \cdot E$ je u rozběhového kotouče určena pouze odlehčovacími otvory, jelikož osa kotouče je shodná s osou rotace. Vytvořením otvorů v kotouči dojde

k posunu těžiště mimo osu rotace o neznámou vzdálenost $E=E_{RK}$ (tj. excentricita těžiště od osy rotace ve směru osy x)¹⁸. Ta se dle obecného vztahu pro výpočet polohy těžiště spočte jako:

$$E_{RK} = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} = \frac{0 \cdot M + m \cdot e + 2m \cdot e \cdot \cos 60^\circ}{M - 3m}, \quad (29)$$

kde M je hmotnost kotouče před odebráním hmoty otvorů. Pro nevyváženost rozběhového kotouče pak můžeme psát:

$$\begin{aligned} N_{RK} &= m_{RK} \cdot E_{RK} = (M - 3m) \cdot E_{RK} = \\ &= (M - 3m) \cdot \frac{0 \cdot M + m \cdot e + 2m \cdot e \cdot \cos 60^\circ}{M - 3m} = \\ &= m \cdot e + 2m \cdot e \cdot \cos 60^\circ \end{aligned} \quad (30)$$

a nevyváženost celého kotouče se tak rovná součtu nevyvážeností daných jednotlivými otvory (platí aditivnost, stejně jako u momentu setrvačnosti).

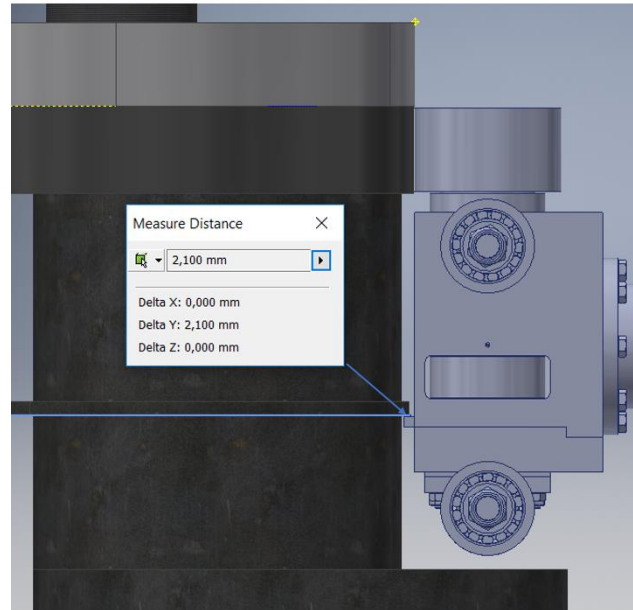
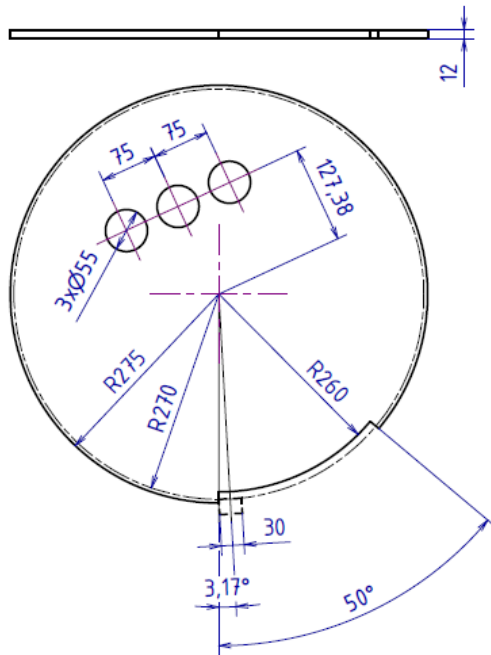
Rozběhový kotouč byl tedy navržen na základě vnějších požadavků na jeho geometrii. Přidáním otvorů pro dosažení určité nevyváženosti jsme dospěli k jeho definitivní geometrii, která je vstupem pro výpočet vyvážení v programu Microsoft Excel. Výsledky výpočtů a hodnoty geometrických parametrů všech členů budou uvedeny souhrnně v kapitole 4.2.5.

4.2.4.4. Blokovací kotouč

Blokovací kotouč je kotouč souosý s hřídelí, který má na určitém úseku vybrání, jímž musí při výstřelu rolny nahoru projít její blokovací výstupek, čímž je zajištěna blokace vystřelení rolny v nesprávný čas (funkce blokovacího kotouče spolu s blokovacím výstupkem rolny byla blíže popsána v kapitole 4.2.2). Úhel vybrání blokovacího kotouče pro průchod blokovacího výstupku rolny je tedy navržen na základě úhlového pootočení soustrojí φ při otáčkách před nárazem n_0 (510 min^{-1}) za čas τ , za který rolna (respektive její blokovací výstupek) urazí potřebnou vzdálenost, aby nedošlo ke kolizi blokovacího výstupku a čela vybrání blokovacího kotouče. Tato vzdálenost je rovna součtu tloušťky kotouče t_{BK} , která byla zvolena jako 12 mm (viz Obr. 29), a vzdáleností, které musí výstupek rolny urazit pod blokovacím kotoučem a nad ním. Vůle mezi výstupkem a blokovacím kotoučem byla přitom navržena 2,1 mm (viz Obr. 30) a výpočtová vzdálenost, které musí výstupek dosáhnout nad blokovacím kotoučem (určitá rezerva), byla zvolena 1 mm. Vzdálenost h , kterou musí výstupek rolny urazit, se pak spočte:

$$h = t_{BK} + 2,1 + 1 = 12 + 2,1 + 1 = 15,1 \text{ mm}. \quad (31)$$

¹⁸ Otvory jsou schválně umístěny symetricky vůči rovině dané osou x a osou rotace, aby se jejich nevyváženosti v jiném směru než ve směru x vykompenzovaly.



Obr. 29.: Výstupek rolny vs. blokovací kotouč

Obr. 30.: Vůle mezi výstupkem rolny a blokovacím kotoučem

Čas τ , za který výstupek (a s ním hmota celé rolny) musí urazit vzdálenost h , byl spočten pracovníkem z firmy DEKRA CZ a.s. z charakteristiky pružiny vystřelující rolnu nahoru a jeho hodnota je $\tau=12,69$ ms. Pro tento čas byla následně spočtena hodnota pootočení soustrojí:

$$\varphi = n_0 \cdot \tau \text{ [}^\circ/\text{ms]}, \quad (32)$$

kde n_0 je hodnota otáček soustrojí v jednotkách $[\text{}/\text{ms}]$, tedy:

$$n_0 = \frac{n_0[\text{ot}/\text{min}]}{60 \cdot 10^3} \cdot 360 = \frac{510}{60 \cdot 10^3} \cdot 360 = 3,06 \text{ }^\circ/\text{ms}, \quad (33)$$

a pro úhel pootočení pak dostáváme:

$$\varphi = n_0 \cdot \tau = 3,06 \cdot 12,69 = 38,83 \text{ }^\circ. \quad (34)$$

Úhel φ by byl pro vybrání v kotouči dostačující, pokud bychom počítali s nulovou šířkou výstupku. Musíme k němu tedy ještě přičíst úhel θ , který odpovídá šířce výstupku a který lze z geometrie na Obr. 29 spočíst jako:

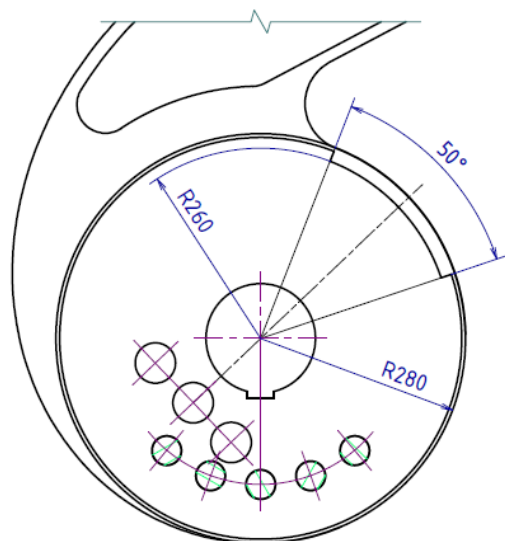
$$\theta = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{15}{270} \right) = 6,36 \text{ }^\circ. \quad (35)$$

Dále musíme počítat s tím, že spuštění vystřelovacího mechanismu (čímž je vlastně zánik magnetického pole elektromagnetu) nemůže být provedeno s naprostou přesností. Rozptyl úhlu, na kterém by mělo dojít ke spuštění vystřelení, byl na základě konzultací s odborníky stanoven pracovníkem z firmy DEKRA CZ a.s. jako 2° . Celkový potřebný úhel vybrání pak dostáváme součtem úhlu pootočení soustrojí φ , úhlu θ a tohoto rozptylu:

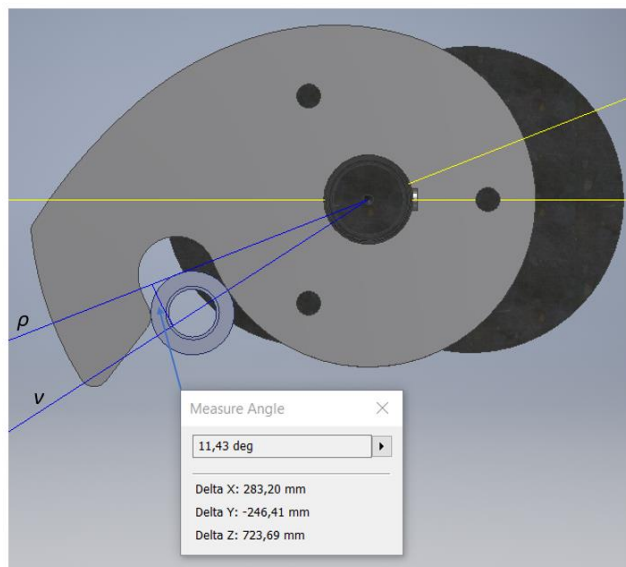
$$\varphi + \theta + 2^\circ = 38,83 + 6,36 + 2 = 47,19 \text{ }^\circ, \quad (36)$$

kteřý byl následně pro určitou bezpečnost ještě navýšen na finální hodnotu 50° .

Na Obr. 31 je znázorněno ustavení blokovacího kotouče vůči vačce:



Obr. 31.: Blokovací kotouč vs. vačka



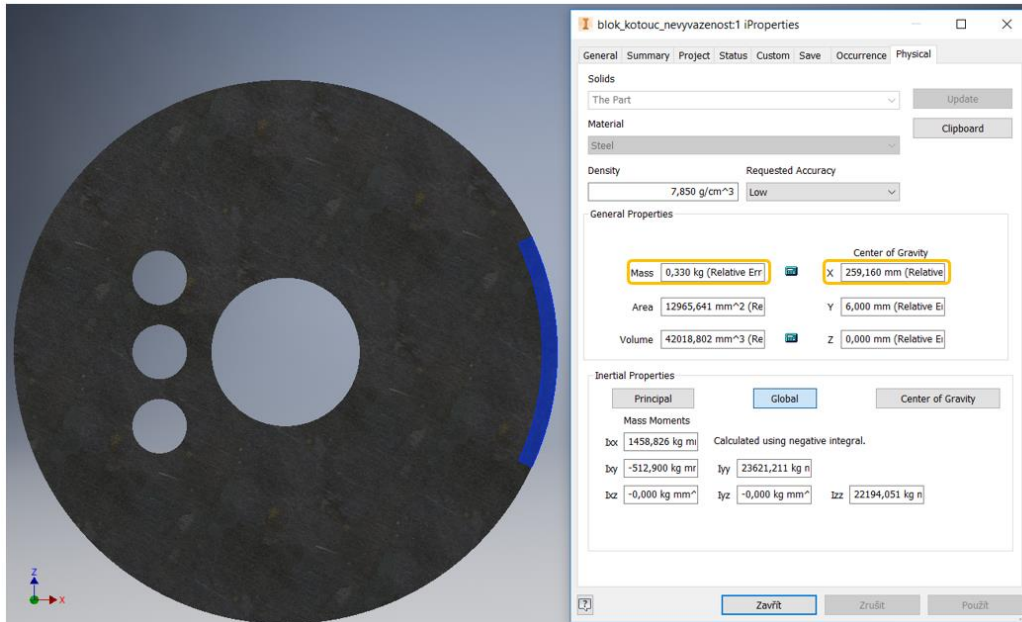
Obr. 32.: Vačka vs. rolna

Jak vidíme, blokovací kotouč je ustaven tak, že počátek jeho vybrání 50° je shodný s počátkem válcového úseku vačky. V momentě, kdy je osa rolny (a tedy i jejího blokovacího výstupku) v jedné rovině s osou vačky a čelem vybrání, dojde k vystřelení rolny. Mezi výstupkem rolny a blokovacím kotoučem je přitom svislá vzdálenost 2,1 mm (Obr. 30). Než urazí rolna tuto vzdálenost, musí dojít k dostatečnému pootočení soustrojí, aby nedošlo k axiálnímu nárazu výstupku na blokovací kotouč (tj. pootočení odpovídající polovině šířky výstupku, tedy úhel $\theta/2$, jehož hodnota je $3,18^\circ$). To by mělo za následek nežádoucí blokaci výstřelu rolny. Větším problémem je však nebezpečí axiálního nárazu samotné rolny na vačku¹⁹. Zde je svislá vzdálenost mezi horní rovinou rolny a spodní plochou vačky ještě menší a to 2 mm. Na Obr. 32 je rolna v pozici tečné jak na válcový úsek vačky, tak na její nos. Je tedy v pozici, kdy nejdříve je možný její přechod z rozběhového kotouče na vačku. Této pozici odpovídá rovina v , která je dána osou rolny/bodem dotyku rolny s válcovým úsekem vačky a osou hřídele. S rovinou ρ , která je zase dána počátkem válcového úseku vačky/vybrání blokovacího kotouče a osou hřídele, svírá úhel $11,43^\circ$. To je úhel, o který se musí soustrojí stihnout pootočit, než rolna urazí dráhu 2 mm. Pracovník z firmy DEKRA CZ a.s. opět určil hodnotu pootočení soustrojí za dobu, za kterou rolna urazí vzdálenost 2 mm (integrací průběhu zrychlení). Její hodnota je přibližně rovna 20° a k axiální kolizi rolny a „nosu“ vačky tedy nedojde.

Dalším problémem, který je třeba u blokovacího kotouče řešit, je jeho vyvážení při rotaci. Vybrání pro průchod blokovacího výstupku rolny posune těžiště kotouče mimo osu rotace. Jelikož je však jeho ustavení vůči vačce provedeno s ohledem na požadavek blokovaní, neleží těžiště kotouče ve stejné rovině jako těžiště vačky a setrvačnicků,

¹⁹ To je problém, kterému se obecně snažíme použitím blokovacího kotouče zabránit a to tak, že vybrání blokovacího kotouče začíná až na válcovém úseku vačky. Zde ovšem navíc překáží zahnutý „nos“ vačky, jehož tvar je dán požadavkem na tvar aktivní části vačky a požadavkem na hodnotu jejího součinu $m.E$. Nejnepříznivější situace je v případě malé vačky, viz Obr. 32.

odstředivá síla na něj působí jiným směrem a není tak možné ho zahrnout do celkového výpočtu vyvážení. Proto je jeho vyvážení provedeno staticky, a to odebráním otvorů (symetricky k ose vybrání kotouče, viz Obr. 31), které budou mít společnou nevyváženost ekvivalentní s nevyvážeností vybrání kotouče (posun těžiště zpět do osy rotace). Na Obr. 33 je zobrazen blokovací kotouč s doplněním hmoty vybrání a výpisem jejich parametrů:



Obr. 33.: Parametry vybrání blokovacího kotouče

Z výpisu parametrů (z hodnot označených žlutě) můžeme spočítat její nevyváženost:

$$N = m \cdot E = 0,33 \cdot 259,16 = 85,5228 \text{ kg} \cdot \text{mm}, \quad (37)$$

kde hmotnost m odpovídá ve výpisu označení „Mass“ a excentricita těžiště E je souřadnice „X“ polohy těžiště „Center of Gravity“. Pro vyvážení byly navrženy 3 otvory o průměru $d=55$ mm, jejich tloušťka (tloušťka kotouče) je $t=12$ mm a hustota materiálu je $\rho=7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$. Hmotnost jednoho otvoru m_o spočteme jako:

$$m_o = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} \cdot 12 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 0,2238 \text{ kg} \cdot \text{mm}, \quad (38)$$

z čehož můžeme spočítat potřebnou vzdálenost otvorů od roviny kolmé k ose vybrání:

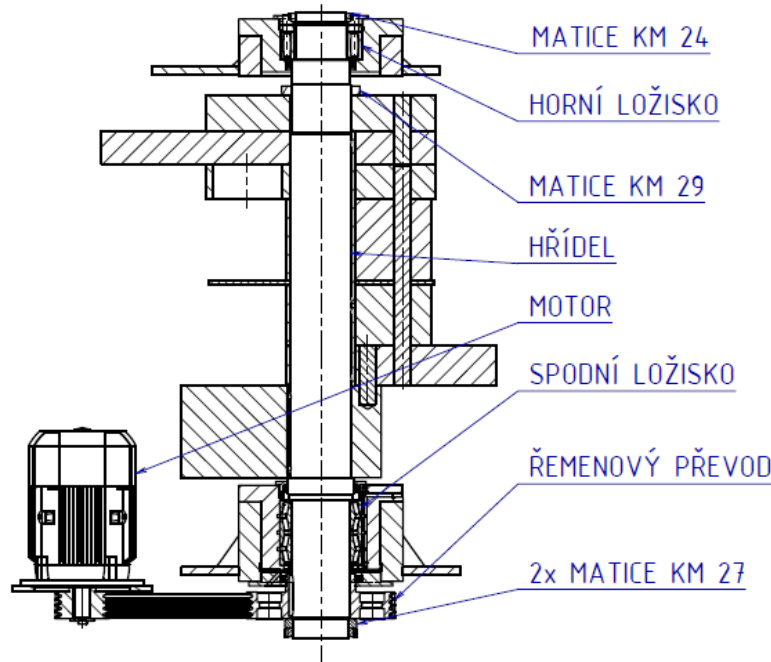
$$e_o = \frac{N}{3 \cdot m_o} = \frac{85,5228}{3 \cdot 0,2238} = 127,378 \text{ mm}. \quad (39)$$

Rozměry a rozmístění vyvažovacích otvorů v blokovacím kotouči je zakótováno na Obr. 29. Moment setrvačnosti blokovacího kotouče bez uvažování otvoru pro hřídel je $J_{BK}=0,809 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

4.2.4.5. Určení momentů setrvačnosti zbylých rotujících součástí

Protože celkový moment setrvačnosti je zásadní pro správnou funkci rotačního soustrojí z hlediska dosažení požadovaného tvaru akcelerační křivky, byl na jeho vyčíslení kladen velký důraz. Proto jsou dopočítávány i momenty setrvačnosti některých součástí, jejichž hodnoty jsou zdánlivě zanedbatelné. Nejzásadnější je v tomto ohledu moment

setrvačnosti řemenového převodu a motoru, dalšími pak jsou momenty setrvačnosti hřídele, ložisek a KM matic, viz Obr. 34:



Obr. 34.: Zbylé rotující součásti

Hřídel

Jak bylo řečeno dříve, ve výpočtech momentů setrvačnosti setrvačníků, kotoučů i vačky nebyly uvažovány otvory pro hřídel. To znamená, že moment setrvačnosti těch částí hřídele, které jsou schované v těchto členech, je již započítán a zbývá připočítat moment setrvačnosti vyčnívajících částí hřídele J_{OUT} . Toho je dosaženo odečtením momentu setrvačnosti válce, jehož výška H je rovna součtu tloušťek všech členů, od momentu setrvačnosti celé hřídele $J_{HŘ}$:

$$J_{OUT} = J_{HŘ} - J_{IN} = J_{HŘ} - \frac{1}{2} \pi \cdot R_{HŘ}^4 \cdot H \cdot \rho. \quad (40)$$

Zde poloměr hřídele $R_{HŘ}$ byl zvolen $R_{HŘ}=75$ mm. Hodnotu momentu setrvačnosti celé hřídele jsme získali z CADu jako $J_{HŘ}=0,537$ kg.m². Samotný výpočet je opět součástí Přílohy 2 a výslednou hodnotou je $J_{OUT}=0,204$ kg.m²⁰, viz Tab. 3:

Tab. 3: Moment setrvačnosti vyčnívajících částí hřídele

$J_{HŘ}$ [kg.m ²]	H [mm]	J_{OUT} [kg.m ²]
0,533637	0,84559232	0,2037269

Pohon

Pohon se skládá z asynchronního elektromotoru, napájeného frekvenčním měničem, a převodu klínovým řemenem o převodovém poměru $i=2,87$ (návrh pohonu bude popsán v samostatné kapitole). Zatímco moment setrvačnosti velké řemenice můžeme zjistit rovnou z výpisu parametrů modelu v CADu, momenty setrvačnosti malé řemenice a motoru musíme redukovat vůči otáčkám hřídele, tedy:

$$J_{RED} = J \cdot \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} = J \cdot i^2. \quad (41)$$

Co se týče řemene, zde vycházíme z převodu kinetické energie obíhajícího řemene na rotační kinetickou energii myšleného náhradního kotouče o momentu setrvačnosti J , tedy:

$$\frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2, \quad (42)$$

kde m je hmotnost řemene, $m=0,6 \text{ kg}^{20}$, a v je rychlost jeho translačního pohybu, která lze spočítat jako:

$$v = \omega \cdot R_p. \quad (43)$$

Zde R_p je výpočtový poloměr řemenice, tedy polovina výpočtového průměru řemenice D_p a jeho hodnota je rovna $R_p=177,5 \text{ mm}=0,1775 \text{ m}$ (blíže u návrhu pohonu). Dosazením (43) za levou stranu rovnice (42) dostáváme:

$$\frac{1}{2} m \cdot \omega^2 \cdot R_p^2 = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2, \quad (44)$$

z čehož pro výsledný moment setrvačnosti myšleného náhradního kotouče můžeme psát:

$$J = m \cdot R_p^2 = 0,6 \cdot 0,1775^2 = 0,0189 \text{ kg} \cdot \text{m}^2. \quad (45)$$

Momenty setrvačnosti jednotlivých členů redukované vůči otáčkám hřídele (když je to potřeba, tj. malá řemenice a motor) jsou v Tab. 4. Celkový moment setrvačnosti pohonu je $\sum J_{POHON}=0,6714 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Tab. 4: Momenty setrvačností členů pohonu

	J [kg.m ²]	i [-]	J _{RED} [kg.m ²]
Řemenice velká	0,389561	1,00	0,389561
Řemenice malá	0,00986	2,87	0,08136016
Motor	0,022	2,87	0,18153383
Řemen	0,0189	-	0,0189
$\sum J_{POHON}$			0,671355

KM matice

Momenty setrvačnosti KM matic vzhledem k ose rotace byly pouze odečteny z modelů v CADu. Celková hodnota momentů setrvačnosti všech KM matic je $\sum J_{KM}=0,0399 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, viz Tab. 5:

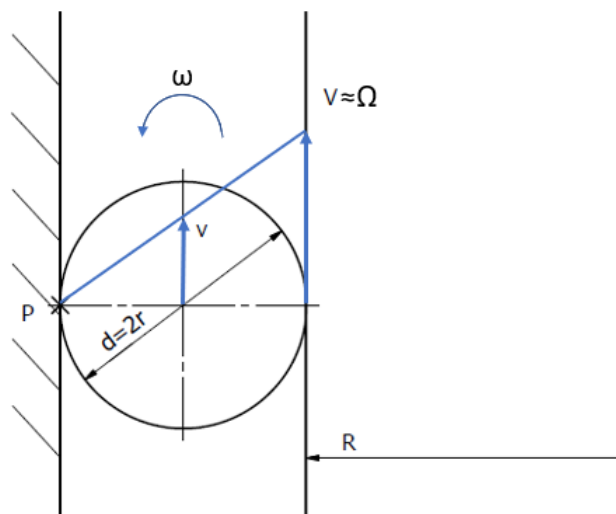
²⁰ Řemenový převod je realizován pomocí 4 řemenů a tato hodnota hmotnosti je hmotnost všech 4 řemenů.

Tab. 5: Momenty setrvačnosti KM matic

	$J(1)$ [kg.m ²]	n [-]	$J(n)$ [kg.m ²]
KM 24	0,005332	1	0,005332
KM 27	0,009787	2	0,019574
KM 29	0,014988	1	0,014988
$\sum J_{KM}$			0,039894

Ložiska

Do momentu setrvačnosti ložisek musíme zahrnout především momenty setrvačnosti vnitřních kroužků ložisek a u horního ložiska pak ještě moment setrvačnosti kuželového pouzdra ložiska. Pokud chceme být precizní, musíme dále počítat také s momentem setrvačnosti valivých tělísek. Ty konají složený rotační pohyb, kdy obíhají zaprvé kolem osy hřídele a dále pak rotují kolem své vlastní osy. Pohyb valivých tělísek je valivě kluzný, pro přibližný výpočet je však uvažován jako čistě valivý. Dalším zjednodušením, které je pro výpočet uvažováno, je konstatování, že poloměr vnitřního kroužku ložiska R je dostatečně velký, aby bylo možno na pohyb tělíska pohlížet jako na pohyb po přímce, namísto po kružnici, viz Obr. 35 (jde vlastně o jakési rozvinutí ložiska):



Obr. 35.: Složený pohyb valivých tělísek

Za výše uvedených předpokladů pak lze pohyb tělíska převést na složený pohyb, kdy je tělíska unášeno vnitřním kroužkem ložiska, jehož rychlost V odpovídá úhlové rychlosti Ω ²¹ a poloměru vnitřního kroužku R , a koná tak valivý pohyb po pevném vnějším kroužku ložiska s okamžitým pólem pohybu P . Valivý pohyb je složením translačního pohybu hmoty m o rychlosti v a rotace tělíska úhlovou rychlostí ω kolem okamžitého pólu pohybu P . Z ekvivalence kinetické energie tohoto pohybu a pohybu rotačního úhlovou rychlostí Ω tak získáme příčinek momentu setrvačnosti valivých tělísek k celkovému momentu setrvačnosti ložiska. Kinetická energie složeného pohybu tělíska se spočte:

²¹ Symbol Ω zde značí úhlovou rychlost otáčení rotačního soustrojí, symbol ω je pak použit pro úhlovou rychlost vlastní rotace tělíska kolem pólu pohybu P .

$$E_k = E_{k,trans} + E_{k,rot} = \frac{1}{2}m \cdot v^2 + \frac{1}{2}j \cdot \omega^2. \quad (46)$$

Z Obr. 35 můžeme rychlost translačního pohybu tělíska v vyjádřit jako:

$$v = \frac{V}{2} = \frac{\Omega \cdot R}{2}. \quad (47)$$

Pro úhlovou rychlost rotace tělíska kolem pólu pohybu P dále můžeme psát:

$$\omega = \frac{V}{2r} = \frac{\Omega \cdot R}{2r}, \quad (48)$$

kde r je poloměr tělíska. Dosazením vztahů do rovnice (46) dostáváme finální vztah pro kinetickou energii tělíska:

$$E_k = \frac{1}{2}m \cdot \left(\frac{\Omega \cdot R}{2}\right)^2 + \frac{1}{2}j \cdot \left(\frac{\Omega \cdot R}{2r}\right)^2. \quad (49)$$

Z ekvivalence kinetické energie pak vyjádříme moment setrvačnosti myšleného náhradního tělíska rotujícího úhlovou rychlostí Ω :

$$E_k = \frac{1}{2}J_{EKV} \cdot \Omega^2 = \frac{1}{2}m \cdot \left(\frac{\Omega \cdot R}{2}\right)^2 + \frac{1}{2}j \cdot \left(\frac{\Omega \cdot R}{2r}\right)^2. \quad (50)$$

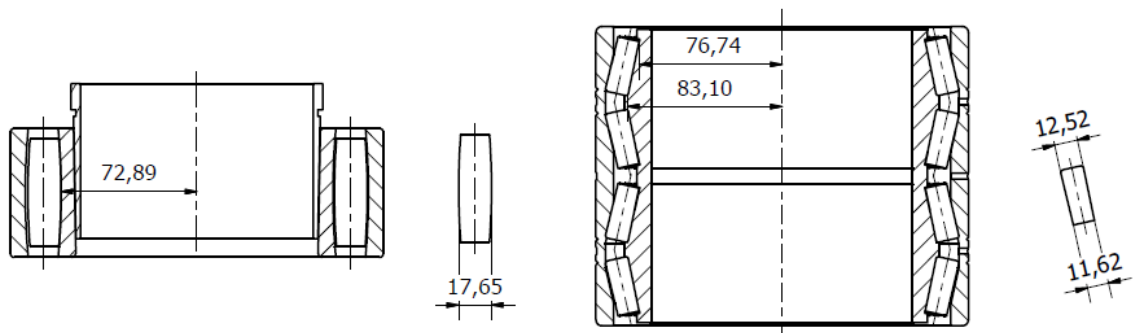
$$\rightarrow J_{EKV} = \frac{m \cdot R^2}{4} + \frac{j \cdot R^2}{4 \cdot r^2}. \quad (51)$$

Zde je nutno dodat, že moment setrvačnosti j je moment setrvačnosti tělíska vzhledem k pólu pohybu a je tedy nutno ho dopočítat za pomoci Steinerovy věty jako:

$$j = j_0 + m \cdot r^2, \quad (52)$$

kde j_0 je moment setrvačnosti tělíska vzhledem k jeho ose, m jeho hmotnost a r jeho poloměr.

Výpočtové rozměry²² valivých tělísek a vnitřních kroužků ložisek jsou na Obr. 36, kde je vlevo toroidní naklápěcí ložisko CARB s kuželovým pouzdrům (horní ložisko), vpravo pak čtyřřadé kuželíkové ložisko v uspořádání TQO (spodní ložisko):



Obr. 36.: Rozměry pro výpočet momentů setrvačnosti valivých tělísek

²² Rozměry pro výpočet byly určitým způsobem zjednodušeny. Poloměry vnitřních kroužků ani tělísek totiž nejsou konstantní. U horního ložiska byly průměry brány ve střední rovině ložiska (min. R a max. r), u spodního ložiska byl výpočtový průměr/poloměr stanoven jako průměrná hodnota krajních hodnot (střední hodnota).

Další parametry pro výpočet (momenty setrvačnosti j a hmotnosti m valivých tělísek) byly odečteny z výpisu parametrů jednotlivých součástí v CADu a jsou spolu s výpočtovými rozměry (Obr. 36) a spočtenými momenty setrvačnosti valivých tělísek zapsány v následující tabulce:

Tab. 6: Výpočet momentů setrvačnosti valivých tělísek

	m [kg]	r [mm]	j_0 [kg.mm ²]	n [-]	j [kg.mm ²]	R [mm]	J_{EKV} [kg.mm ²]	$J_{EKV,n}$ [kg.mm ²]
CARB	0,102	8,83	3,7	23	11,65283	72,89	333,99	7681,81
TQO	0,027	6,03	0,5	160	1,481744	79,92	108,19	17309,59

Výsledné hodnoty momentů setrvačnosti ložisek jsou pak součtem momentů setrvačnosti n valivých tělísek $J_{ekv,n}$ a momentů vnitřních kroužků ložisek J (u horního ložiska započítána i kuželová vložka), které byly opět odečteny z CADu. Výsledné celkové momenty setrvačnosti ložisek J_{TOT} jsou zapsány v Tab. 7:

Tab. 7: Výsledné momenty setrvačnosti ložisek

	J [kg.m ²]	$J_{EKV,n}$ [kg.m ²]	J_{TOT} [kg.m ²]
CARB	0,0126	0,0077	0,0203
TQO	0,0339	0,0173	0,0512
$\Sigma J_{LOŽISKA}$			0,0716

4.2.5. Shrnutí výsledků

Na závěr této kapitoly, zabývající se výpočtem vyvážení rotačního soustrojí a návrhem geometrie jednotlivých členů, budou souhrnně uvedeny výsledky všech výpočtů s komentářem a srovnáním některých důležitých hodnot vypočtených s těmi získanými z CAD softwaru. Všechny tabulky a spočtené hodnoty jsou výpisem z Přílohy 2.

Rozměry všech setrvačnicků a kotoučů jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 8: Rozměry a charakteristiky členů rotačního soustrojí

	Rozběhový kotouč	Kotouče protisměrně nevyvážené			shodně nevyvážený	blokovací kotouč
		vrchní	spodní	doplňkový		
INDEX	RK	1	2	3	4	BK
t [m]	0,0840	0,1990	0,1480	0,0980	0,2246	0,0120
R [m]	0,2800	0,1765	0,1765	0,2560	0,2445	-
$m_{PLNÝ}$ [kg]	117,510	152,884	113,703	158,389	331,110	16,521
m [kg]	105,857	125,279	93,172	144,795	299,954	14,856
E [m]	45,8527	0,0915	0,0915	0,1710	0,0969	0
$m.E$ [mmkg]	5388,14	13988,89	10403,79	27084,55	32084,55	0
J [kgm ²]	4,7168	3,5837	2,6653	9,7833	12,9183	0,8043
$J_{PLNÝ}$ [kgm ²]	4,7495	3,6613	2,7230	9,8216	13,0059	0,8090
$\Sigma J_{PLNÝ}$ [kgm ²]	34,7703					

Pro úplnost jsou v tabulce uvedeny jak hodnoty pro členy bez otvoru (tj. výpočtové hodnoty, index „PLNÝ“) tak hodnoty s otvorem pro hřídel, tedy ty reálné.

Momenty setrvačnosti zbylých součástí, včetně vyčnívajících částí hřídele, jsou souhrnně uvedeny v Tab. 9:

Tab. 9: Momenty setrvačnosti zbylých součástí

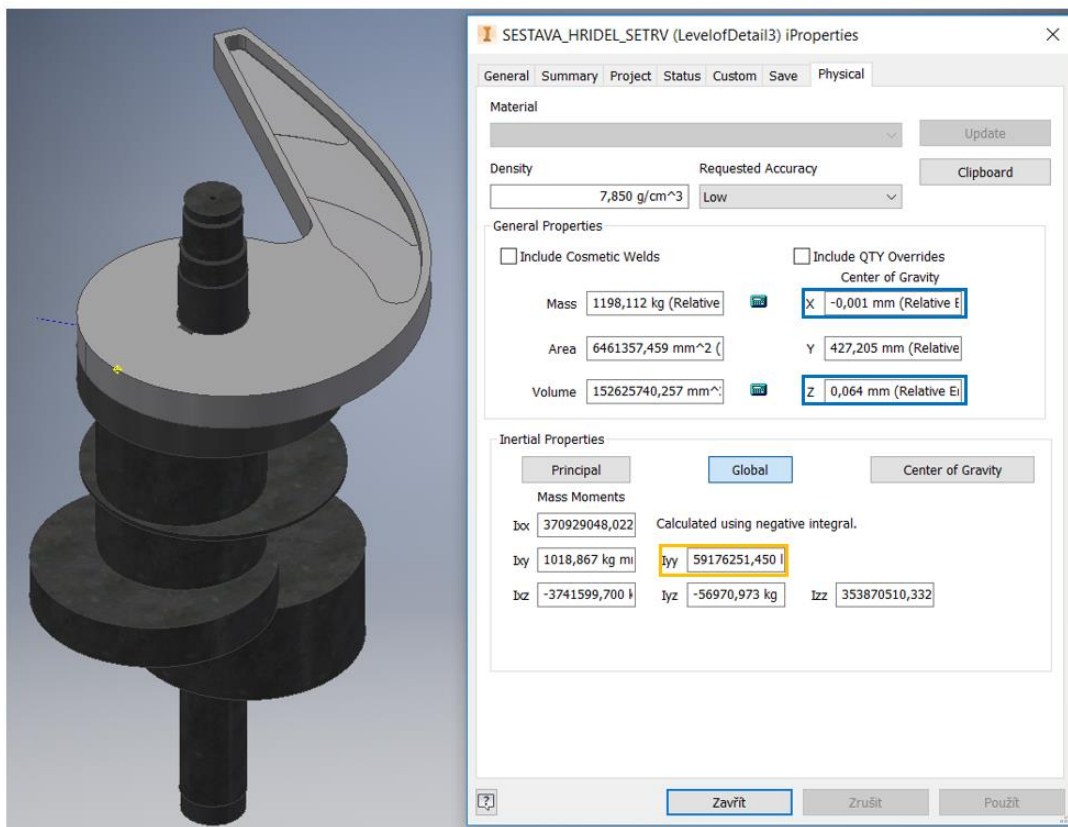
	Hřídel	Pohon	KM matice	Ložiska	Σ
J [kg.m ²]	0,2037	0,6714	0,0399	0,0716	0,9865

Celkový moment setrvačnosti rotačního soustrojí je roven součtu momentu setrvačnosti vačky, setrvačnicků a kotoučů a zbylých rotujících součástí. V Tab. 10 je součet uveden pro velkou vačku (v Příloze 2 pole S46, případně I93):

Tab. 10: Celkový moment rotačního soustrojí (pro velkou vačku)

J _{VAČKA} [kgm ²]	J _{SETRV} [kgm ²]	J _{ZBYTEK} [kgm ²]	Σ
24,2259	34,7703	0,9865	59,9827

K zadané hodnotě celkového momentu setrvačnosti 60 kg.m² jsme se tedy přiblížili velmi přesně. K dalšímu zhodnocení či kontrole slouží výpis parametrů pro sestavu vačky a setrvačnicků na hřídeli z CAD softwaru, viz. Obr. 37:



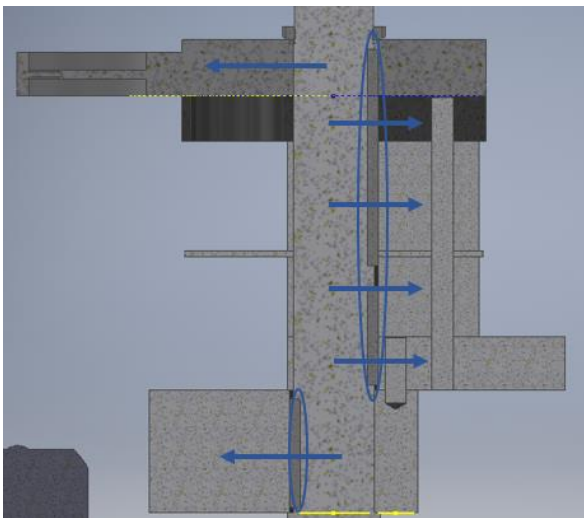
Obr. 37.: Výpis hodnot z CADu pro ověření

Moment setrvačnosti této sestavy je na obrázku zvýrazněn žlutě a jeho hodnota je 59,176 kg.m². Ekvivalentní hodnota daná výpočtem (v Příloze 2 pole S45) je 59,200 kg.m². Hodnoty se sobě tedy velmi dobře blíží, čímž je možno ověřit správnost postupu návrhu a výpočtu vyvážení rotačního soustrojí. Dále na obrázku vidíme modře označeny souřadnice těžiště rotačního soustrojí vůči ose rotace, jejichž hodnoty jsou v řádech setin milimetrů. To poukazuje na fakt, že bylo dosaženo velmi přesného vyvážení soustrojí.

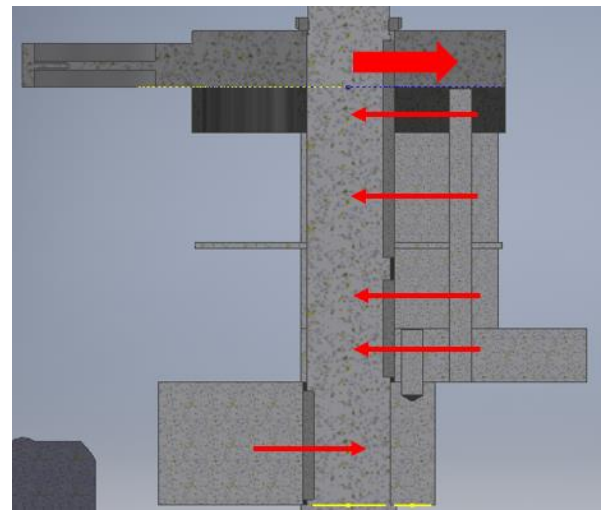
4.3. Návrh uložení vačky a setrvačnicků na hřídeli

Uložení členů rotačního soustrojí na hřídel bylo navrženo pomocí těsných per. Výhodou například oproti nalisování setrvačnicků na hřídel je jejich jednoduché ustavení do správných funkčních poloh ve smyslu jejich vzájemného natočení. Díky středění pomocí per je možné ustavit setrvačnický a vačku vůči sobě tak, aby jejich těžiště ležela v jedné rovině s velmi dobrou přesností (což je stav, se kterých ve výpočtech vyvážení počítáme).

Hlavním „úkol“ per je přenést krouticí moment z hřídele na setrvačnický při rozběhu soustrojí a uvést je tak do pohybu. Protože rozběh bude probíhat relativně pomalu (bude řízen pomocí frekvenčního měniče) a přes každé pero se bude urychlovat pouze hmota odpovídajícího setrvačnicku (viz Obr. 38), nebude jejich zatížení nijak zvlášť veliké a pera rozběhový moment v pořádku přenesou. Jiná situace však nastane při výstřelu rolny a jejím následném kontaktu s vačkou, kdy celá soustava bude skrze vačku zpomalovat. Pokud by měla pera na hřídeli zajišťovat i brždění členů soustrojí, musela by hřídel zpomalovaná vačkou zpomalit také všechny ostatní členy. Úsek pera odpovídající vačce by tak musel přenést brzdny moment potřebný pro zpomalení hmoty celého soustrojí (viz Obr. 39). Proto bylo přistoupeno k vzájemnému propojení jednotlivých členů pomocí tvarových prvků.



Obr. 38.: Tok momentů při rozběhu



Obr. 39.: Tok momentů při brždění

4.3.1. Rozběh soustrojí

Jak již bylo řečeno, elektromotor pohánějící soustrojí bude napájen z frekvenčního měniče a bude tak možné dobře řídit jeho rozběh. Zde se počítá s regulací na konstantní moment, jehož jmenovitá hodnota pro zvolený elektromotor²³ je $M_m=36 \text{ Nm}$. Mezi motor a hřídel soustrojí je zařazen řemenový převod s převodem $i=2,87$ a odhadovanou účinností $\eta=0,92$. Moment přiváděný na hřídel tak můžeme spočítat jako:

$$M_h = M_m \cdot \eta \cdot i = 36 \cdot 0,92 \cdot 2,87 = 95,0544 \text{ Nm.} \quad (53)$$

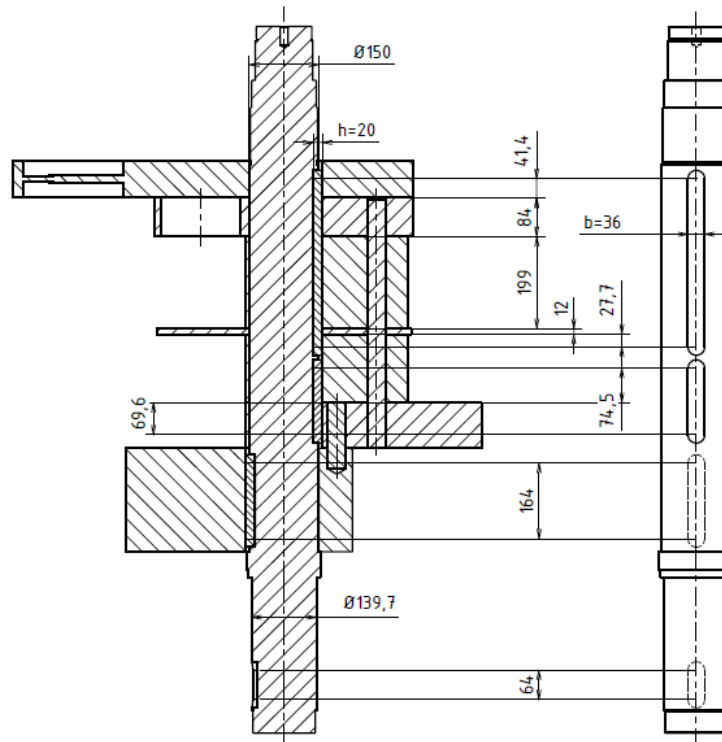
²³ Volbě pohonu se bude blíže věnovat samostatná kapitola práce.

Při rozběhu soustrojí se moment musí nejdříve přenést přes pero řemenice na hřídel a následně pak skrze pera z hřídele na jednotlivé setrvačníky a vačku. Hmota celého soustrojí se tedy urychluje přes pero řemenice, které tak musí přenést celkový krouticí moment $M_h=95,0544 \text{ Nm}$ spočtený výše. Kontrola pera na otačení (p) respektive na stříh (τ) se provede podle obecných vztahů např. podle [7]:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_d, \quad (54)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a} \leq \tau_d, \quad (55)$$

kde d je průměr hřídele, b šířka pera, h výška pera a l_a funkční délka pera. Všechna pera na hřídeli jsou pera ČSN 02 2562 36x20xl, tedy pera o šířce $b=36 \text{ mm}$, výšce $h=20 \text{ mm}$. Na následující obrázku jsou pak zakótovány funkční délky l_a jednotlivých per (popřípadě úseky funkčních délek příslušející jednotlivým setrvačnickům):



Obr. 40.: Funkční délky jednotlivých per










Funkční délka pera řemenice řemenového převodu (spodní pero na průměru $d=139,7 \text{ mm}$) je $l_a=64 \text{ mm}$. Hodnoty napětí a otačení pera se tedy spočtou:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 95,0544 \cdot 1000}{139,7 \cdot 20 \cdot 64} = 2,13 \text{ MPa} \leq p_d, \quad (56)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 95,0544 \cdot 1000}{139,7 \cdot 36 \cdot 64} = 0,59 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_d. \quad (57)$$

Vidíme, že hodnoty jsou jen velmi malé a s rezervou vyhovují hodnotám dovoleného tlaku, které jsou uvedeny v tabulce na Obr. 41, a dovoleného napětí ve stříhu, které se podle [7] pohybují v rozmezí $\tau_d=40 \div 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Tab. X.
Hodnoty tlaku p_D [MPa]

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obr. 41.: Hodnoty dovoleného tlaku na boku per pro různé režimy namáhání [7, str.119]

4.3.2. Brzdění soustrojí při kontaktu vačky s rolnou

Pokud by byly setrvačníky na hřídeli uloženy pouze pomocí per a nebyly s vačkou jinak propojeny, nastal by při „nárazu“²⁴ tok momentů podle Obr. 39 a hmota celého soustrojí (kromě hmoty vačky) popsána momentem setrvačnosti $J_{BR} = 35,757 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ by se tak brzdila prostřednictvím pera vačky o funkční délce $l_a = 41,4 \text{ mm}$ na průměru $d = 150 \text{ mm}$ (viz Obr. 40). Brzdny moment M_{BR} je závislý na velikosti momentu strvačnosti brzděné hmoty a na úhlovém zpomalení, jehož maximální hodnota je $\varepsilon_{max} = 860,1773 \text{ s}^{-2}$, a spočte se:

$$M_{BR} = J_{BR} \cdot \varepsilon_{max} = 35,757 \cdot 860,1773 = 30757,20 \text{ Nm.} \quad (58)$$

Výpočet per se pak provede stejně jako v předchozím případě a jeho výsledky jsou zapsány v Tab. 11 (Příloha 2, pole (F-G)x(73-77)):

Tab. 11: Hodnoty tlaku a napětí ve střihu pera vačky

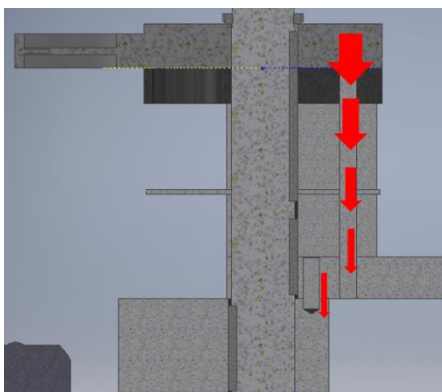
	1 pero	3 pera
J_{BR} [kg.m ²]	35,757	35,757
M_{BR} [N.m]	30 757,20	10252,39997
τ [N.mm ⁻²]	275,16	91,72
p [MPa]	990,57	330,19

Vidíme, že v takovémto případě by hodnoty tlaku a napětí dosahovaly excesivních hodnot, a to i v případě, že by bylo spojení provedeno například pomocí tří per. Bylo sice uvažováno i o jiných možnostech uložení vačky na hřídeli, ty však byly vzápětí zavrhnuty. Spojení pomocí nalisování nepřichází v úvahu kvůli požadavku na vyměnitelnost vačky a ze stejného důvodu bylo upuštěno i od návrhu spojení pomocí drážkování²⁵. Proto bylo přistoupeno k variantě vzájemného propojení vačky a setrvačnicků pomocí tvarových prvků, tedy kolíků a v případě propojení vačky a rozběhového kotouče pomocí radiálních per. Tímto způsobem je z toku momentů při brzdění hřídel vynechána a soustava se nemusí

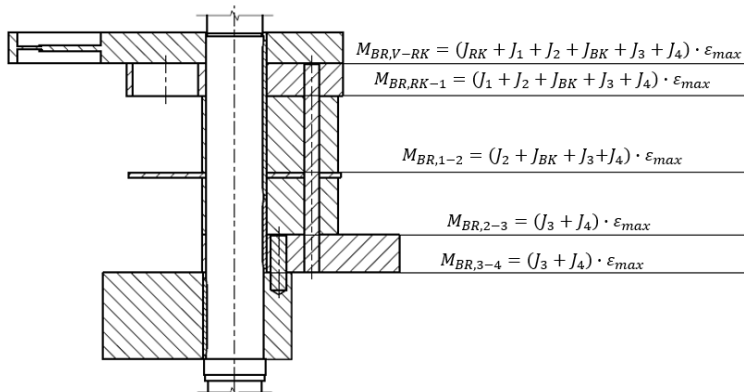
²⁴ Nárazem je myšlen počátek kolizního kontaktu rolny a vačky po výstřelu rolny do roviny vačky, tj. počátek stoupání vačky a urychlování soustavy rolno-pylon-vozik.

²⁵ I kdyby drážkování vyhovělo kontrolním výpočtům, pravděpodobně by časem došlo k jistému otlačení a deformaci a výměna vačky by pak nebyla možná. To v případě pera nehrozí, neboť je možné ho nahradit (není přímo tvarovým prvkem hřídele, jako drážkování).

zpomalovat skrze pero vačky²⁶ a následně pera jednotlivých setrvačníků, ale brzdí se prostřednictvím tvarových prvků přímo mezi vačkou a setrvačníky. Tok momentů při takovémto propojení setrvačníků je zobrazen na Obr. 42:



Obr. 42.: Tok brzdného momentu při propojení členů tvarovými prvky



Obr. 43.: Brzdné momenty mezi jednotlivými členy rotačního soustrojí

Obr. 42 ilustruje skutečnost, že brzdný moment působící na tvarové prvky mezi jednotlivými členy se vzdáleností od vačky klesá. Zatímco tvarové prvky mezi vačkou a rozběhovým kotoučem musí přenést moment potřebný pro zpomalení momentů setrvačnosti $J_{RK} + J_1 + J_2 + J_{BK} + J_3 + J_4$, u tvarových prvků mezi rozběhovým kotoučem a setrvačником 1 už je zpomalován pouze moment setrvačnosti $J_1 + J_2 + J_{BK} + J_3 + J_4$, viz Obr. 43. Hodnoty brzděných momentů setrvačnosti a příslušných brzdných momentů, spočtených podle rovnice (58), jsou zapsány v následující tabulce, jež je součástí Přílohy 2 (pole (E-K)x(70-72)):

Tab. 12: Momenty působící na spojovací prvky mezi jednotlivými členy soustrojí

	V-RK	RK-1	1.-2.	2.-3.	3.-4.
J_{BR} [kg.m ²]	34,47158303	29,75482529	25,3668554	22,7016038	12,9182835
M_{BR} [Nm]	29651,67322	25594,42528	21819,9932	19527,4043	11112,0143

Největší brzdný moment tedy působí na spojovací prvky mezi vačkou rozběhovým kotoučem. Protože je ale propojení ostatních členů (RK-1, 1-2 atd.) realizováno jiným způsobem (odůvodnění viz níže), je nutno překontrolovat také propojení rozběhového kotouče a setrvačнику 1 a dále pak propojení setrvačníků 3 a 4, kde se propojení opět liší (kolíky na menším poloměru).

Přes pero vačky se budou i nadále zpomalovat momenty setrvačnosti zbylých součástí soustrojí²⁷, tedy moment setrvačnosti hřídele, pohonu, ložisek a KM matic (hodnoty viz kapitola 4.2), a hodnota brzdného momentu bude:

$$M_{BR} = J_{BR} \cdot \varepsilon_{max} = (J_{HR} + \sum J_{KM} + \sum J_{LOŽISKA} + \sum J_{POHON}) \cdot \varepsilon_{max} = 1,316 \cdot 860,1773 = 1132,37 \text{ Nm.} \quad (59)$$

²⁶ Nadále se uvažuje, že se přes pero vačky zpomalují momenty setrvačnosti hřídele, pohonu, ložisek a KM matic.

²⁷ Tyto momenty setrvačnosti se budou pravděpodobně částečně zpomalovat i přes pera ostatních členů a namáhání pera vačky bude menší. Pero vačky je ovšem nejrizikovější, a proto je uvažován tento nejnejpříznivější případ, kdy je celá zbylá hmota zpomalována prostřednictvím pera vačky.

Kontrola pera se pak opět provede podle rovnic (55) a (56) a její výsledky jsou zapsány v následující tabulce (Příloha 2, pole Ex(73-77)):

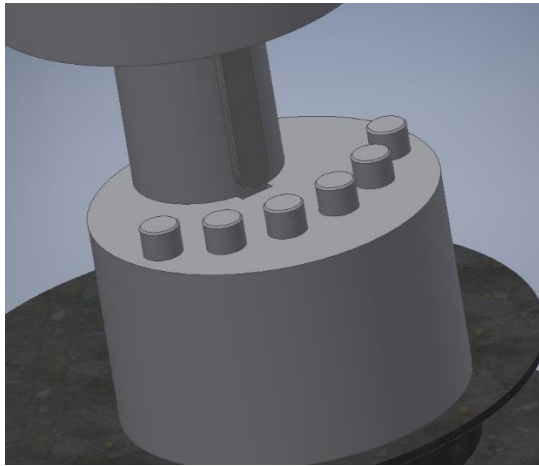
Tab. 13: Kontrola pera vačky při brždění

J_{BR} [kg.m ²]	1,316
M_{BR} [Nm]	1 132,37
τ [N.mm ⁻²]	10,13
p [MPa]	36,47

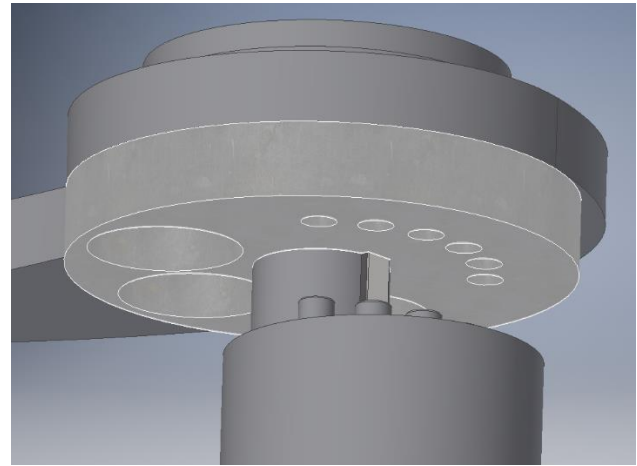
Zde opět vidíme, že hodnoty napětí a tlaku vyhovují dovoleným hodnotám (viz výše).

4.3.2.1. Volba tvarových prvků pro propojení jednotlivých členů

Propojení rozběhového kotouče a setrvačnicků je provedeno pomocí kolíků, které tak budou namáhány na stříh. Z důvodu prostorových poměrů ovšem nemohou být kolíky rozmístěny po celém obvodu hřídele, ale pouze v určitém úhlovém výseku, viz následující obrázky:



Obr. 44.: Kolíky pro propojení rozběhového kotouče a setrvačnicku 1 (1)



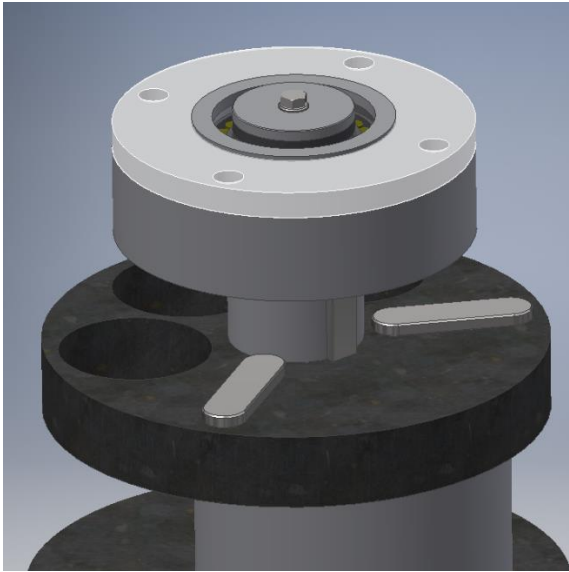
Obr. 45.: Kolíky pro propojení rozběhového kotouče a setrvačnicku 1 (2)

Propojení rozběhového kotouče až setrvačnicku 3 je vždy stejné a otvory pro kolíky prochází postupně skrz všechny členy RK-1-BK-2-3 (viz např. Obr. 43). To je dáno požadavky technologie výroby, aby bylo možno zajistit dostatečnou sousost otvorů pro smontovatelnost²⁸. Jak vidíme na Obr. 43, v setrvačnicku 3 jsou například skrz i otvory pro propojení se setrvačnickem 4 (na menším poloměru), což je dáno právě tím, aby bylo možno vymezit správnou polohou těchto otvorů vůči otvorům na větším poloměru (tj. aby mohly být otvory vyvrtány při jednom upnutí).

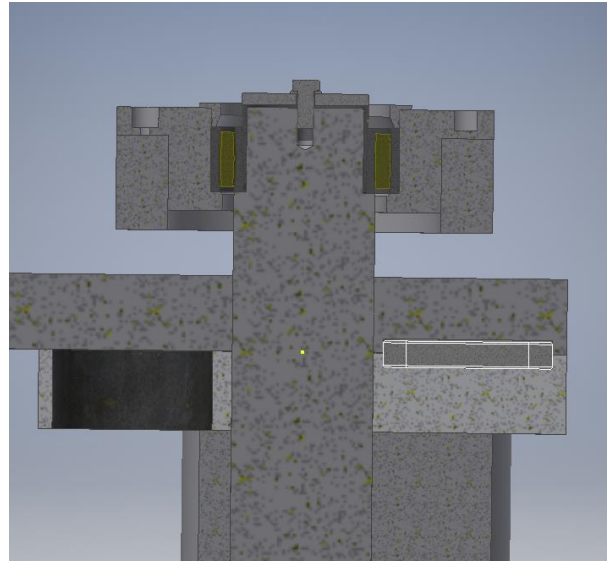
Pro propojení vačky a rozběhového kotouče byla namísto kolíků zvolena radiální pera, přestože v tomto případě by bylo možno dosáhnout lepší únosnosti právě pomocí kolíků (bylo by možno umístit kolíky na větší průměr a větší úhlový výsek než v případě setrvačnicků). To je opět dáno možnostmi technologie výroby s ohledem na vyměnitelnost

²⁸ Otvory pro kolíky musí být provrtány naskrz, není však podmínkou, aby byly všechny členy propojeny jedním dlouhým kolíkem (respektive 6x jedním). Kolíků může být několik, je však nutné, aby beze zbytku vyplňovaly otvory po celé jejich délce, jinak by došlo k „rozladění“ vyvážení a změně momentu setrvačnosti.

vaček. Zde by totiž nebylo možno zajistit dostatečnou sousost otvorů pro kolíky u všech tří vaček.



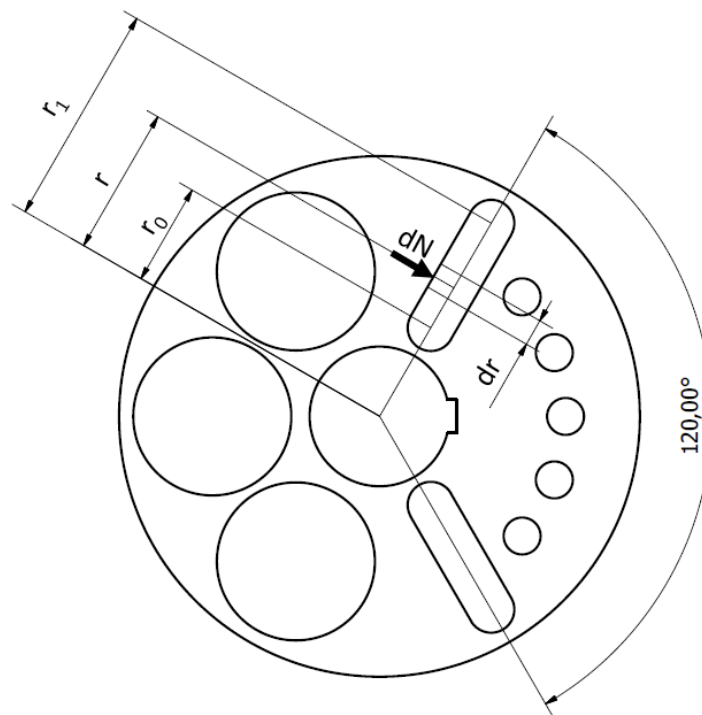
Obr. 46.: Pohled na radiální pera při odebrané vačce



Obr. 47.: Řez rotačním soustrojím rovinou jednoho z radiálních per

4.3.2.2. Kontrola radiálních per mezi vačkou a rozběhovým kotoučem

Vztahy pro výpočet radiálních per se odvodí ze stejných vztahů, jako vztahy pro výpočet per na hřídeli. Vzhledem k proměnlivému poloměru r , na kterém působí moment, je však nutno vztahy odvodit integrací diferenciálu těchto základních vztahů.



Obr. 48.: Výpočet radiálních per

Na Obr. 48 je pohled shora na rozběhový kotouč se zakótovanými souřadnicemi pro výpočet radiálních per. Vidíme, že namísto síly N způsobující otláčení pera na ploše $h \times l_a / 2$

na stálém poloměru hřídele r musíme uvažovat elementární sílu dN působící otláčením na elementární plošce $h \cdot x \cdot dr/2$ na proměnlivém poloměru r . V duchu těchto úvah se základní vztahy pro výpočet per na hřídeli (uvedené v [7]) přetransformují následovně:

$$M_k = N \cdot r \rightarrow dM_k = r \cdot dN \quad (60)$$

$$N = p \cdot \frac{h}{2} \cdot l_a \rightarrow dN = p \cdot \frac{h}{2} \cdot dr. \quad (61)$$

Spojením těchto rovnic a následnou integrací od r_0 do r_1 (tj. po funkční délce pera) pak odvodíme vztah pro výpočet tlaku na boku radiálního pera:

$$dM_k = r \cdot dN = r \cdot p \cdot \frac{h}{2} \cdot dr \quad (62)$$

$$\rightarrow M_k = \int dM_k = p \cdot \frac{h}{2} \int_{r_0}^{r_1} r dr = \frac{p \cdot h}{4} (r_1^2 - r_0^2) \quad (63)$$

$$\rightarrow p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot (r_1 - r_0) \cdot (r_1 + r_0)} = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot l_a \cdot (r_1 + r_0)}. \quad (64)$$

Obdobně můžeme využitím základního vztahu pro napětí ve stříhu pera na hřídeli [1] a odvodit vztah pro tečné napětí radiálního pera:

$$\tau = \frac{N}{b \cdot l_a}, \quad (65)$$

$$\rightarrow N = \tau \cdot b \cdot l_a \rightarrow dN = \tau \cdot b \cdot dr, \quad (66)$$

$$dM_k = r \cdot dN = r \cdot \tau \cdot b \cdot dr, \quad (67)$$

$$\rightarrow M_k = \int dM_k = \tau \cdot b \int_{r_0}^{r_1} r dr = \frac{\tau \cdot b}{2} (r_1^2 - r_0^2) \quad (68)$$

$$\rightarrow \tau = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot (r_1 - r_0) \cdot (r_1 + r_0)} = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot l_a \cdot (r_1 + r_0)}. \quad (69)$$

Vidíme, že jsme dostali formálně ekvivalentní vztahy jako vztahy pro výpočet per na hřídeli (tj. rovnice (54) a (55)), kde je pouze kromě součtu malého a velkého poloměru součet dvou stejných poloměrů, tedy průměr hřídele d .

Nyní tedy můžeme provést výpočet radiálních per spojujících rozběhový kotouč a vačku. K tomuto účelu byla zvolena pera ČSN 02 2562 s největšími možnými rozměry b , h a l_a ²⁹, tedy pera ČSN 02 2562 50x28x180 o šířce $b=50 \text{ mm}$, výšce $h=28 \text{ mm}$ a funkční délce $l_a=130 \text{ mm}$. Hodnoty poloměrů zakótovaných v Obr. 48 jsou $r_0=110 \text{ mm}$ a $r_1=240 \text{ mm}$. Dále bereme v úvahu, že se brzdny moment $M_{BR}=29651,673 \text{ Nm} = 29651673 \text{ Nmm}$ rozloží rovnoměrně na dvě pera. Nyní můžeme spočítat tlak na bocích per a napětí ve smyku:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{4 \cdot M_{BR}/2}{h \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{2 \cdot 29651673}{28 \cdot (240^2 - 110^2)} = 46,55 \text{ MPa}, \quad (70)$$

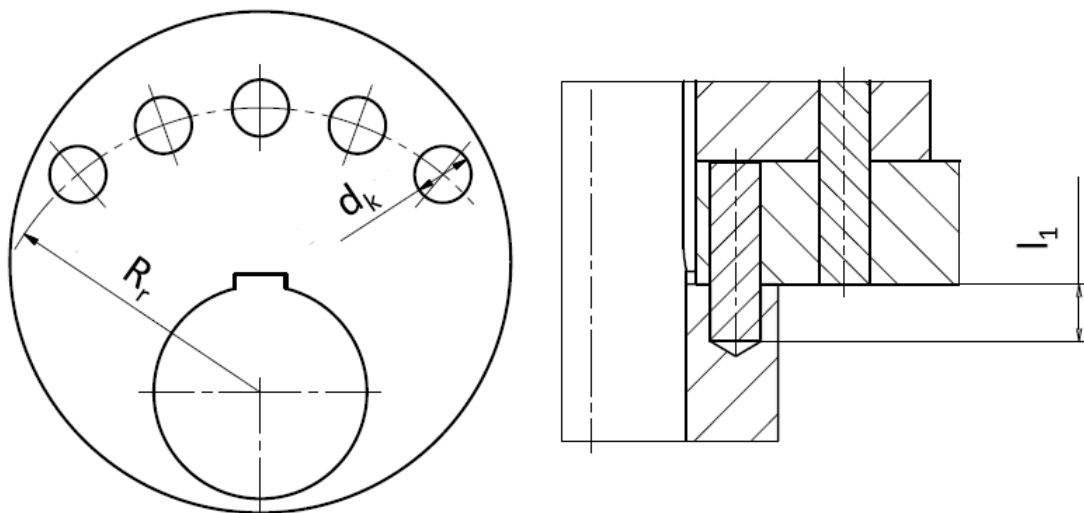
²⁹ Největší normalizovaná délka pera l při rozměrech $b \times h$, kterou lze použít z hlediska prostorových poměrů.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{2 \cdot M_{BR}/2}{b \cdot (r_1^2 - r_0^2)} = \frac{29651673}{50 \cdot (240^2 - 110^2)} = 13,03 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (71)$$

Vidíme, že napětí ve smyku dovolené hodnotě vyhovuje. Co se týče hodnoty tlaku, ta se pohybuje blízko horní hranice dovolených hodnot, která je pro špičkové zatížení nepohyblivého spoje pomocí netvrzeného pera rovna 50 MPa (viz tabulka na Obr. 41). Pro vyšší bezpečnost by tedy bylo možno použít pero tvrzené, u nějž se pro stejný mód zatížení hodnota dovoleného napětí pohybuje v rozmezí $40 \div 80 \text{ MPa}$.

4.3.2.3. Návrh a kontrola kolíků spojících setrvačníky

Jak již bylo řečeno dříve, spojení mezi rozběhovým kotoučem, setrvačníkem 1, setrvačníkem 2 a setrvačníkem 3 je vždy stejné, a proto stačí zkontrolovat pouze spojení rozběhového kotouče a setrvačníku 1, kde působí největší brzdný moment. Dále je nutno zkontrolovat spojení mezi setrvačníky 3 a 4, kde je spojení realizováno také pomocí kolíků, avšak na menším průměru. Na Obr. 49 jsou ukázány rozměry potřebné pro návrh a kontrolu pole kolíků:



Obr. 49.: Výpočet pole kolíků

Při návrhu kolíků budeme vycházet z dovoleného napětí ve smyku, jehož hodnota je podle [8] zvolena³⁰ $\tau_d = 40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Krouticí moment pomocí smykového napětí vyjádříme:

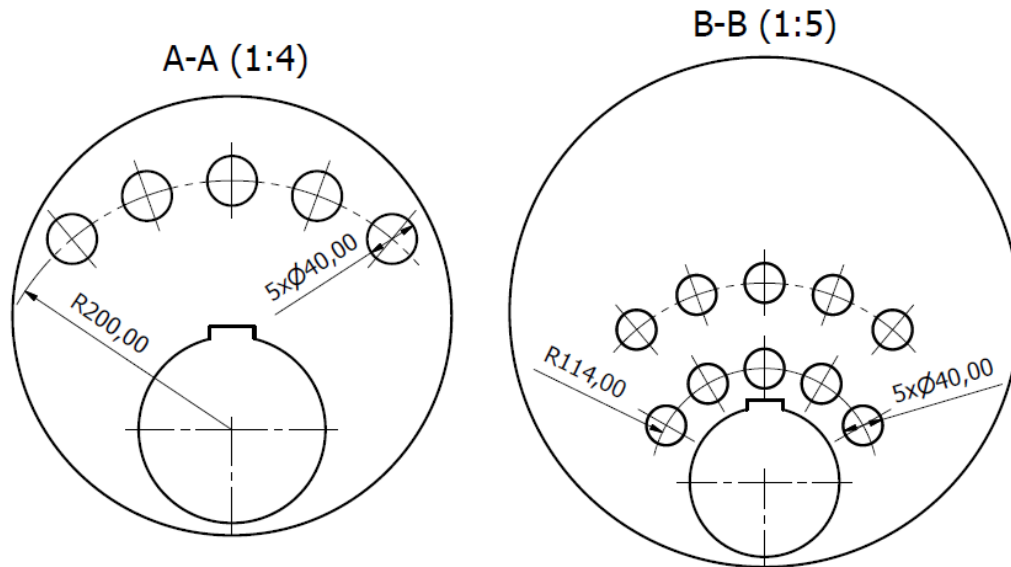
$$M_k = F \cdot R_r = i \cdot \frac{\tau \cdot \pi \cdot d_k^2}{4} \cdot R_r \cdot \kappa, \quad (72)$$

kde d_k je průměr kolíků, R_r roztečný poloměr kolíků (viz Obr. 49), i počet kolíků a κ součinitel nerovnoměrnosti zatížení kolíků, který je zvolen jako $\kappa = 2/3$. Při zvolených parametrech R_r a i můžeme pro zvolené dovolené napětí vyjádřit minimální průměr kolíků jako:

$$d'_k = \sqrt{\frac{4 \cdot M_k}{i \cdot \pi \cdot R_r \cdot \tau_d \cdot \kappa}}. \quad (73)$$

³⁰ Hodnota je zvolena jako 50% hodnoty pro kolíky z oceli 11 600 při statickém zatížení.

Na Obr. 50 jsou zakótovány rozměry potřebné pro výpočet kolíků spojení rozběhového kotouče a setrvačnicku 1 a spojení setrvačnicků 3 a 4:



Obr. 50.: Rozměry pro výpočet kolíků spojení RK-1 (A-A) a 3-4 (B-B)

Hodnoty krouticího momentu jsou hodnoty brzdného momentu z Tab. 12. Minimální průměr kolíků pro oba případy spočteme:

$$d'_{k,RK-1} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_k}{i \cdot \pi \cdot R_r \cdot \tau_d \cdot \kappa}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25594425}{5 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 40 \cdot 2/3}} = 34,96 \text{ mm}, \quad (74)$$

$$d'_{k,3-4} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_k}{i \cdot \pi \cdot R_r \cdot \tau_d \cdot \kappa}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11112014}{5 \cdot \pi \cdot 114 \cdot 40 \cdot 2/3}} = 30,51 \text{ mm}. \quad (75)$$

V obou případech byly zvoleny kolíky o průměru $d_k=40 \text{ mm}$.

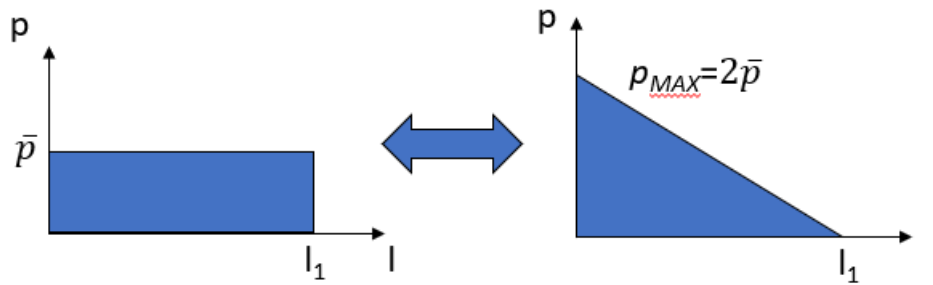
Navržené spojení je potřeba zkontrolovat na otlačení kolíků. S ohledem na vyšší bezpečnost u kolíků spojení 3-4, vycházející z většího naddimenzování průměru kolíků (srovnání výsledků rovnic (74) a (75) se zvoleným průměrem kolíků $d_k=40 \text{ mm}$), stačí zkontrolovat kolíky spojení RK-1. Pro tlak při jeho rovnoměrném rozložení po délce zapuštění kolíku l_1 (viz Obr. 49) můžeme odvodit vztah obdobně jako v případě napětí ve stříhu:

$$M_k = F \cdot R_r = i \cdot \bar{p} \cdot l_1 \cdot d_k \cdot R_r \cdot \kappa, \quad (76)$$

$$\rightarrow \bar{p} = \frac{M_k}{i \cdot l_1 \cdot d_k \cdot R_r \cdot \kappa}. \quad (77)$$

Protože reálné hodnoty zapuštění kolíků jsou v našem případě velké (u setrvačnicků 1-3 jdou skrz) a ve větší vzdálenosti od střížné roviny už se na přenosu momentu nepodílejí, byla hodnota l_1 zvolena, a to stejná, jako hodnota průměru kolíku d_k , tedy $l_1=40 \text{ mm}$. Počítáme tedy s poklesem tlaku ve vzdálenosti l_1 od střížné roviny na nulovou hodnotu. Proto zavádíme předpoklad trojúhelníkového rozložení tlaku po délce l_1 . Z ekvivalence sil generovaných tlakem vyplývá, že maximální hodnota tlaku (tj. hodnota v teoreticky nulové

vzdálenosti od střižné roviny) bude rovna dvojnásobku hodnoty tlaku při jeho rovnoměrném rozložení po délce l_1 , viz Obr. 51:



Obr. 51.: Maximální hodnota tlaku při jeho trojúhelníkovém rozložení po délce l_1

Můžeme tedy spočítat hodnotu tlaku při rovnoměrném rozložení po délce l_1 :

$$\bar{p} = \frac{M_k}{i \cdot l_1 \cdot d_k \cdot R_r \cdot \kappa} = \frac{25594425}{5 \cdot 40 \cdot 40 \cdot 200 \cdot 2/3} = 23,995 \text{ MPa} \quad (78)$$

a následovně maximální hodnotu tlaku:

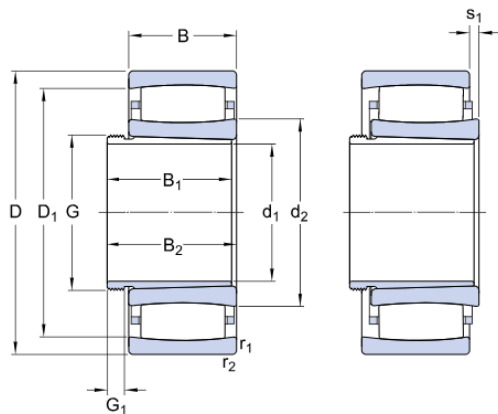
$$p_{MAX} = 2 \cdot \bar{p} = 47,98 \text{ MPa}. \quad (79)$$

Ta vyhovuje hodnotě dovoleného tlaku $p_d=50 \text{ MPa}$, který byla podle [8] zvolena jako 70 % hodnoty p_d pro kolíky z ocele na odlitky při statickém zatížení.

4.4. Návrh uložení hřídele do rámu

Při volbě ložisek byla kromě jejich únosnosti brána v úvahu i další důležitá kritéria. Volbu obou ložisek nejvíc ovlivnil požadavek na vyměnitelnost vaček pro provádění různých zkoušek. Horní ložisko tak musí být snadno odnímatelné a spodní ložisko zase musí udržet soustrojí ve svislé poloze, když je horní ložisko demontováno (musí simulovat vetknutí). Z toho mimo jiné plyne, že zachycení axiální síly (tíhy) musí zajistit ložisko spodní a ložisko horní tak bude čistě radiální.

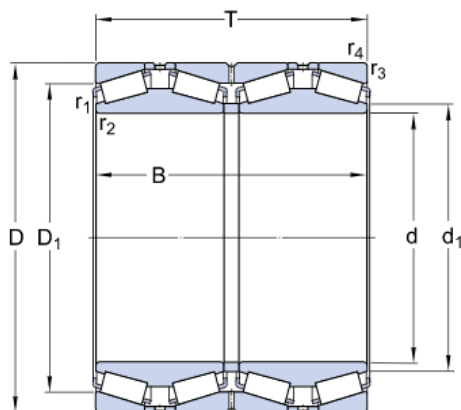
Jako horní ložisko bylo zvoleno toroidní ložisko CARB od firmy SKF, tedy radiální naklápěcí soudečkové ložisko, které je také schopno vyrovnávat axiální posuvy. Toto ložisko má kuželovou díru a montuje se s kuželovým upínacím pouzdrem, čímž je zajištěna jeho snadná demontáž. Konkrétní označení použitého ložiska je C 4026 K30 + AH 24026 a jeho rozměry jsou na následujícím obrázku:



d_1	125	mm
D	200	mm
B	69	mm
B_1	83	mm
d_2	≈ 149	mm
D_1	≈ 181	mm
B_2	≈ 93	mm
G	M 135x2	
G_1	14	mm
s_1	max. 11.4	mm
$r_{1,2}$	min. 2	mm

Obr. 52.: Toroidní ložisko CARB s označením C 4026 K30 + AH 24026 (horní ložisko) [9]

Spodní ložisko nese tíhu celého soustrojí a musí být tedy schopno přenést i axiální zatížení. Dále musí simulovat vetknutí a být schopno udržet soustrojí ve svislé poloze při výměně vačky. Z těchto důvodů bylo zvoleno čtyřřadé kuželíkové ložisko v provedení TQO (tj. čely k sobě neboli „do X“), konkrétně pak ložisko s označením 331138 AG, viz Obr. 53:



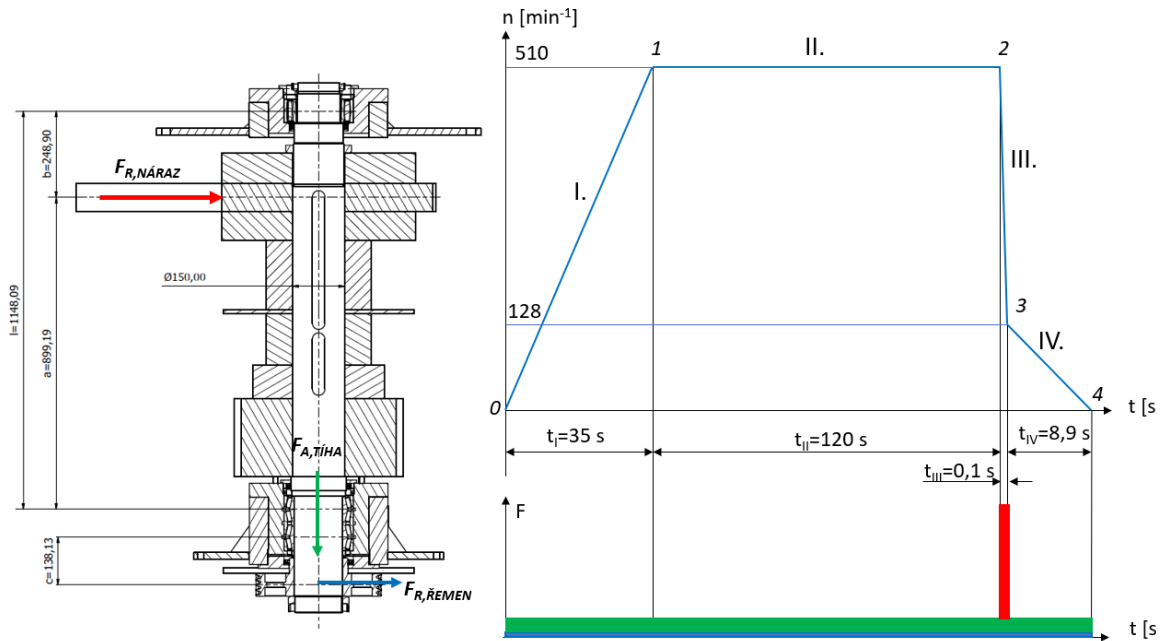
d	139.7	mm
D	200.025	mm
B	157.162	mm
T	160.34	mm
$r_{3,4}$	min. 3.3	mm
d_1	≈ 156	mm
D_1	≈ 181	mm
$r_{1,2}$	min. 0.8	mm

Obr. 53.: Čtyřřadé kuželíkové ložisko varianty TQO s označením 331138 AG (spodní ložisko) [10]

4.4.1. Rozbor zatížení v průběhu zkušební cyklu

V průběhu zkoušky je soustrojí vystaveno dvěma různým módům zatížení. Kromě stálé axiální síly (tíhy soustrojí) působí na soustrojí ještě stálá radiální síla od předpětí řemene řemenového převodu. Obě tyto síly budou zachycovány pouze spodním ložiskem. Druhým módem je pak špičkové zatížení při nárazu, které trvá jen velmi krátkou dobu (přibližně 0,1 s). Obě ložiska zde tedy zachycují reakci od síly při nárazu.

Pro potřebu zhodnocení trvanlivosti spodního ložiska³¹ byl sestaven přibližný zátěžný cyklus. Na Obr. 54 je zobrazen průběh otáček v závislosti na čase a hladiny sil působících v příslušných fázích cyklu:



Obr. 54.: Rozbor zatížení soustrojí v průběhu jednoho zkušební cyklu

Průběh otáček v čase ve fázích cyklu I. a IV. byl určen z úhlového zrychlení soustrojí, které závisí na momentu přiváděném na hřídel M_h (spočten v rovnici (53)) a urychlovaném momentu setrvačnosti. Při momentu setrvačnosti soustrojí (tj. bez pohonu) $J=59,311 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ (Příloha 2, pole S47) můžeme spočítat úhlové zrychlení soustrojí ε_h :

$$\varepsilon_h = \frac{M_h}{J} = \frac{95,0544}{59,311} = 1,603 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (80)$$

a čas rozběhu soustrojí na jmenovité otáčky $n_n=n_1=510 \text{ min}^{-1}$:

$$t_I = \frac{\omega_1}{\varepsilon_h} = \frac{2\pi n_1}{60 \cdot \varepsilon_h} = \frac{2\pi \cdot 510}{60 \cdot 1,603} = 33,32 \text{ s.} \quad (81)$$

V průběhu katapultáže poklesne hodnota otáček na $n_3=128 \text{ min}^{-1}$. Při brzdění soustrojí jmenovitým momentem se tak čas doběhu soustrojí t_{IV} spočte:

$$t_{IV} = \frac{\omega_3}{\varepsilon_h} = \frac{2\pi n_3}{60 \cdot \varepsilon_h} = \frac{2\pi \cdot 128}{60 \cdot 1,603} = 8,36 \text{ s.} \quad (82)$$

³¹ Stálé zatížení působí pouze na spodní ložisko, horní ložisko tedy bude kontrolováno pouze na statickou únosnost, nikoliv na trvanlivost.

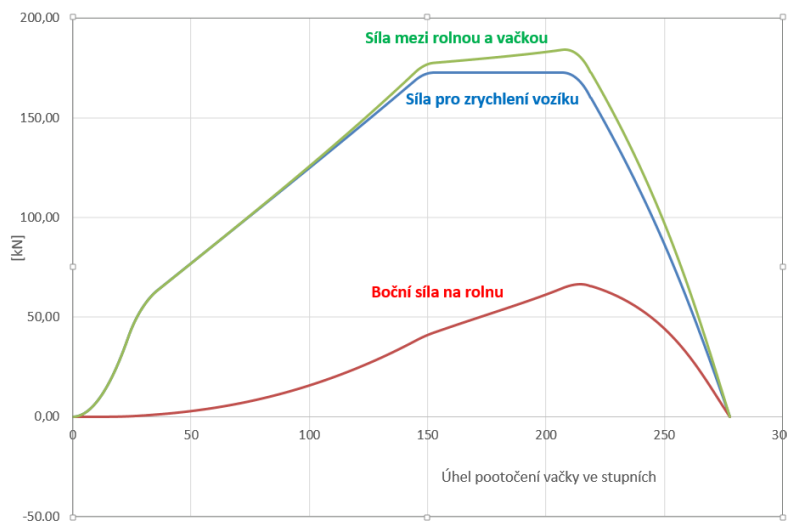
Informace o čase trvání fáze II. a III., stejně jako hodnota otáček po katapultáži, byly obdrženy od pracovníka firmy DEKRA CZ a.s., v součinnosti s nímž byl návrh rotačního soustrojí prováděn. Protože pro posouzení trvanlivosti ložiska je dostačující přibližný zatěžovací cyklus, byly hodnoty časů trvání jednotlivých fází cyklu zaokrouhleny na „pěkné“ hodnoty³², jež jsou zobrazeny v Obr. 54.

Nyní je třeba určit velikosti jednotlivých sil působících na soustrojí. Stálé síly, zatěžující spodní ložisko, byly spočteny následující cestou. Axiální síla $F_{A,TÍHA}$ (na Obr. 54 zelenou barvou), je tíhová síla hřídele, vačky a setrvačnicků. Souhrnná hmotnost těchto členů je uvedena na Obr. 37 v kolonce „Mass“ a její hodnota je $m_{TÍHA}=1198,112 \text{ kg}$. Velikost axiální síly se tak spočte:

$$F_{A,TÍHA} = m_{TÍHA} \cdot g = 1198,112 \cdot 9,81 = 11753,5 \text{ N} = 11,75 \text{ kN}. \quad (83)$$

Hodnota radiální síly od předpětí řemene $F_{R,ŘEMEN}$ (na Obr. 54 modrou barvou) bude spočtena v kapitole 4.5 *Návrh pohonu* a její hodnota je $F_{R,ŘEMEN}=3031 \text{ N}$.

Radiální síla $F_{R,NÁRAZ}$ (na Obr. 54 červeně) byla vzata jako maximální hodnota síly mezi rolnou a vačkou, jejíž průběh při katapultáži je na Obr. 55 znázorněn zelenou křivkou:



Obr. 55.: Průběh síly při nárazu (při katapultáži)

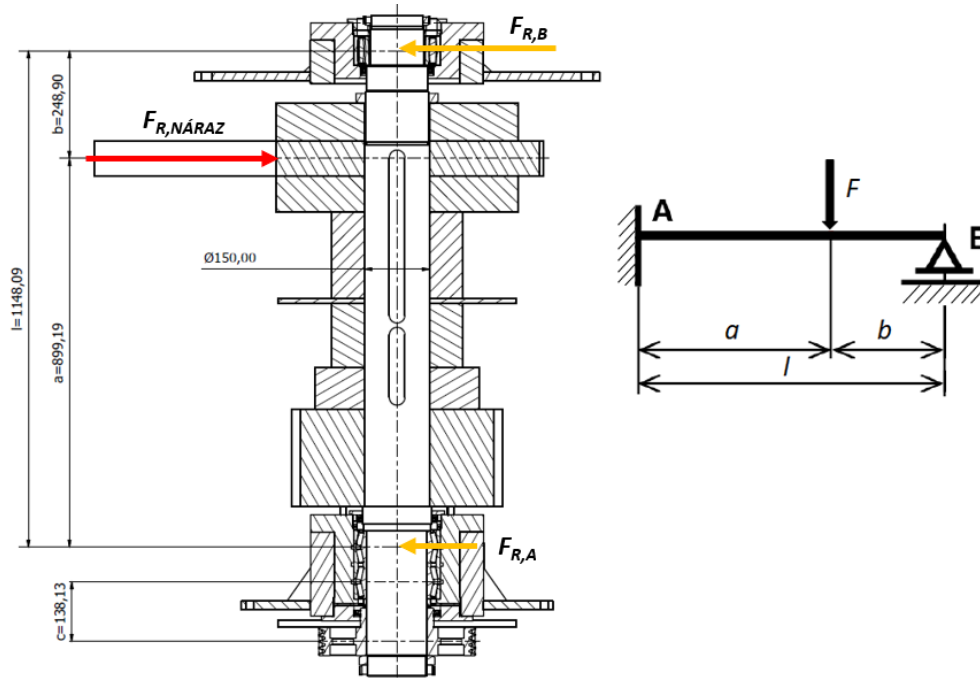
Její přesná hodnota byla opět získána z podkladů od pracovníka firmy DEKRA CZ a.s. a je rovna $F_{R,NÁRAZ}=187,75 \text{ kN}$. Obě ložiska tak budou při nárazu zatěžována reakcemi od této síly. S ohledem na zvolené uložení budou reakce počítány podle schématu zobrazeného na Obr. 56 vpravo. Horní ložisko je naklápěcí a axiálně volné, spodní ložisko pak simuluje vetknutí. Úloha podle tohoto schématu je tedy 1x staticky neurčitá a pro reakce lze z deformační podmínky odvodit následující vztahy:

$$R_A = \frac{F \cdot b}{l} \left[1 + \frac{a(l+b)}{2l^2} \right], \quad (84)$$

$$R_B = \frac{F \cdot a}{l} \left[1 + \frac{b(l+b)}{2l^2} \right]. \quad (85)$$

³² Hodnoty byly zaokrouhleny nahoru. Jsme tedy na straně bezpečnosti, protože uvažujeme větší počet „naběhaných“ otáček za jednu zkoušku.

Na Obr. 56 jsou pak zakótovány příslušné vzdálenosti potřebné pro výpočet:



Obr. 56.: Výpočet reakcí od síly mezi rolnou a vačkou při nárazu

Reakce do ložisek pak můžeme spočítat jako:

$$F_{R,A} = \frac{F_{R,NÁRAZ} \cdot b}{l} \left[1 + \frac{a(l+b)}{2l^2} \right] = \frac{187750 \cdot 0,249}{1,148} \left[1 + \frac{0,899(1,148 + 0,249)}{2 \cdot 1,148^2} \right] = 62139 \text{ N}, \quad (86)$$

$$F_{R,B} = \frac{F_{R,NÁRAZ} \cdot a}{l} \left[1 + \frac{b(l+b)}{2l^2} \right] = \frac{187750 \cdot 0,899}{1,148} \left[1 + \frac{0,249(1,148 + 0,249)}{2 \cdot 1,148^2} \right] = 125640 \text{ N}. \quad (87)$$

4.4.2. Kontrolní výpočty ložisek

Horní ložisko musí být schopno přenést reakci od síly při nárazu (katapultáži), jinak zatíženo není. Bude tedy kontrolováno na statickou únosnost. Podle [11] se spočte součinitel statické bezpečnosti jako:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}, \quad (88)$$

kde P_0 je ekvivalentní statické zatížení, které je v případě čistě radiálního zatížení rovno přímo radiální síle (v našem případě $F_{R,B}=125,64 \text{ kN}$), a C_0 je základní statická únosnost ložiska, která je podle [9] $C_0=930 \text{ kN}$. Hodnotu součinitele statické bezpečnosti tedy spočteme:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{F_{R,B}} = \frac{930}{125,64} = 7,4. \quad (89)$$

Podle [11] musí být hodnota součinitele statické bezpečnosti při přetržitém pohybu a s nepřijatelnou trvalou deformací $s_0 \geq 4$. Ložisko tedy vyhovuje.

Spodní ložisko musí být schopno snášet jak stálá zatížení (tíha soustrojí a síla od předpětí řemene), tak i reakci od síly při katapultáži. Bude tedy kontrolováno jak na statickou únosnost, tak na trvanlivost. Na následujícím obrázku jsou vypsána data pro výpočet ložiska:

Data výpočtu			
Základní dynamická únosnost	C	858	kN
Základní statická únosnost	C ₀	2080	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	204	kN
Srovnávací radiální únosnost	C _F	250	kN
Srovnávací axiální únosnost	C _{Fa}	41.4	kN
Axiální součinitel	K	1.74	
Výpočtový součinitel	e	0.33	
Výpočtový součinitel	Y ₁	2	
Výpočtový součinitel	Y ₂	3	
Výpočtový součinitel	Y ₀	2	
Hmotnost			
Hmotnost ložiska		15.5	kg

Obr. 57.: Data pro výpočet ložiska 331138 AG (spodní ložisko) [10]

Statickou únosnost zkontrolujeme obdobně jako v předchozím případě, rozdíl je pouze v určení ekvivalentního statického zatížení P_0 . To se podle [12] spočte:

$$P_0 = F_R + Y_0 \cdot F_A = F_{R,A} + Y_0 \cdot F_{A,TÍHA} = 62,139 + 2 \cdot 11,75 = 85,6 \text{ kN}, \quad (90)$$

a součinitel statické bezpečnosti je pak roven:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{2080}{85,6} = 24,3. \quad (91)$$

Na statickou únosnost tedy ložisko s rezervou vyhovuje.

Základní trvanlivost ložiska při hladině spolehlivosti 90% se spočte podle [13] jako:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [\text{miliony otáček}], \quad (92)$$

kde C je základní dynamická únosnost ložiska, P je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska a p je exponent rovnice trvanlivosti, který je pro ložiska s čárovým stykem roven $p=10/3$. Ekvivalentní dynamické zatížení se podle [12] spočte:

$$P = 0,67F_R + Y_2 \cdot F_A. \quad (93)$$

V tomto případě je radiální síla F_R rovna síle od předpětí řemene, tedy $F_R=F_{R,\check{R}EMEN}=3031N$ a ekvivalentní dynamické zatížení je rovno:

$$P = 0,67 \cdot F_{R,\check{R}EMEN} + Y_2 \cdot F_{A,TÍHA} = 0,67 \cdot 3,031 + 3 \cdot 11,75 = 37,28 \text{ kN}. \quad (94)$$

Nyní můžeme spočítat základní trvanlivost ložiska podle rovnice (92):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{858}{37,28}\right)^{10/3} = 34677 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (95)$$

Chceme-li nyní zjistit základní trvanlivost ložiska v jednotkách provedených zkoušek, musíme nejdříve zjistit, kolika otáčkám odpovídá jedna zkouška. Pro tento účel budeme

vycházej z průběhu otáček na Obr. 54 a ze vzorce pro absolutní počet otáček, provedených v rámci jedné fáze zkoušky, který lze zapsat jako:

$$N_i = \frac{\bar{n} \cdot t}{60}, \quad (96)$$

kde \bar{n} je průměrná hodnota otáček v jednotkách min^{-1} v rámci i -té fáze zkoušky. Zjednodušíme-li výpočet tak, že fázi III. (tj. katapultáži) odpovídá 1 otáčka, můžeme celkový počet provedených otáček během jedné zkoušky spočítat:

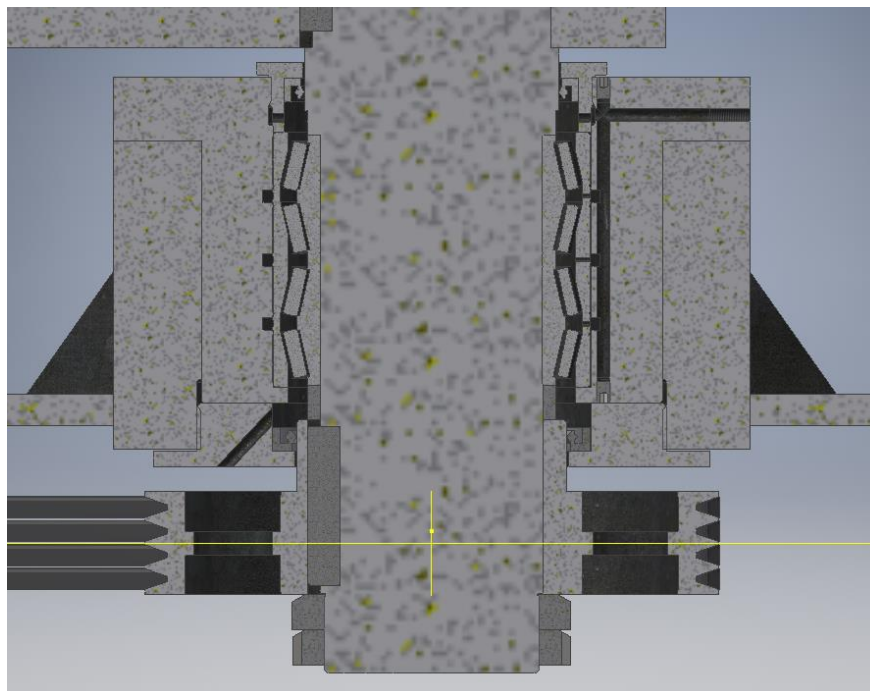
$$N = \frac{510}{2 \cdot 60} \cdot 35 + \frac{510}{60} \cdot 120 + 1 + \frac{128}{2 \cdot 60} \cdot 8,9 = 1180 \text{ ot.} \quad (97)$$

Celkový počet zkoušek odpovídajících trvanlivosti ložiska je potom:

$$L_{10,ZK} = \frac{L_{10}}{N} = \frac{34677 \cdot 10^6}{1180} = 29,387 \cdot 10^6 \text{ zkoušek.} \quad (98)$$

Podle základní trvanlivosti by tedy ložisko vydrželo asi 29 milionů zkoušek. K tomu je třeba říct, že spočtená hodnota je spíše orientační, protože potřebné předpětí řemene pravděpodobně nebude nastaveno přesně na hodnotu spočtenou a reakce do ložiska se tak může lišit. Spočtená hodnota trvanlivosti ložiska je ale tak vysoká, že i při vyšším předpětí řemene bude trvanlivost ložiska dostačující. Šlo by také namítnout, že vzhledem k vysoké hodnotě trvanlivosti je ložisko předdimenzované a bylo by možno volit ložisko menší. Varianta použití čtyřřadého kuželíkového ložiska však byla zvolena proto, aby ložiska simulovalo vetknutí a bylo schopno udržet soustrojí ve svislé poloze při výměně vačky. Použité ložisko je přitom nejmenší varianta čtyřřadého kuželíkového ložiska, kterou firma SKF nabízí.

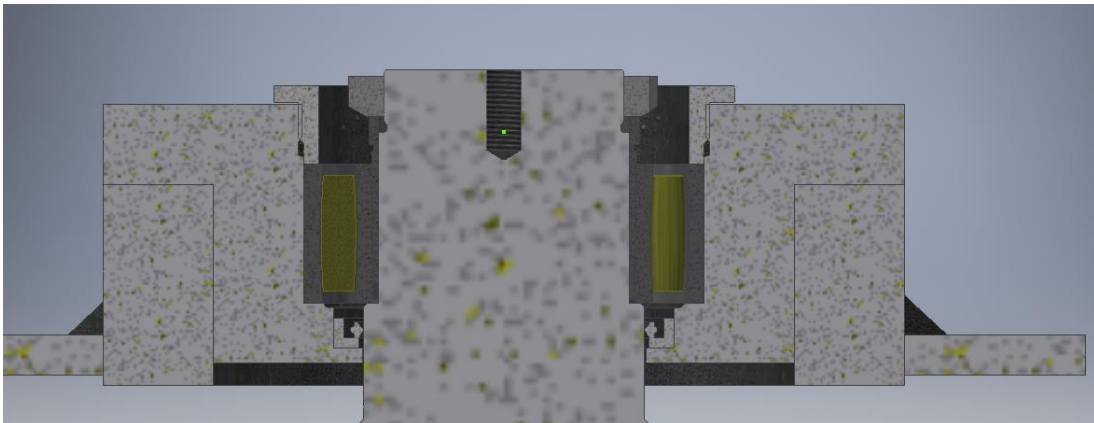
Předpokladem správné funkce a trvanlivosti ložiska je také jeho dostatečné mazání. Proto byl navržen systém mazacích kanálků a utěsnění ložiska, viz Obr. 58:



Obr. 58.: Řez ložiskovým domkem spodního ložiska

Na Obr. 58 vidíme, jak je realizován spodní ložiskový domek. Vnitřní kroužek ložiska je sevřen ze shora osazením hřídele a ze spodu přes distanční kroužek a řemenici pomocí KM matic. Vnější kroužek ložiska je usazen do vnitřní trubky domku, ze shora dotažen pomocí dutého šroubu. Vnitřní trubka ložiskového domku je pak usazena do vnější trubky domku a s ní spojena šroubovým polem. Vnější trubka ložiskového domku je vevařena do desky, která je na rám upevněna šroubovým polem.

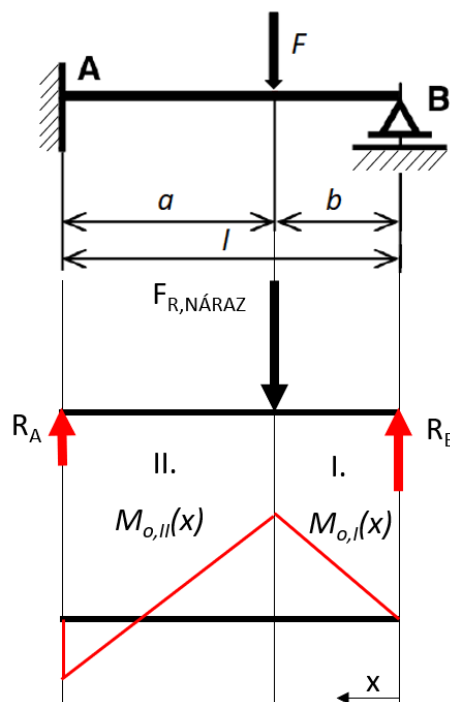
Horní ložiskový domek je realizováno obdobným způsobem (tedy vnitřní trubka domku vložená do vnější trubky domku, jež je vevařena do desky a ta je upevněna šroubovým polem k rámu). Hlavním rozdílem je zde upevnění vnitřního kroužku ložiska na hřídeli pomocí kuželového upínacího pouzdra, viz Obr. 59:



Obr. 59.: Řez ložiskovým domkem horního ložiska

4.4.3. Kontrola hřídele soustrojí na ohyb

Z důvodu velké síly při nárazu je potřeba hřídel zkontrolovat na napětí v ohybu. Průběh ohybového momentu působícího na hřídel je zakreslen na následujícím obrázku:



Obr. 60.: Průběh ohybového momentu na hřídeli soustrojí při nárazu

Ohybové napětí v jednotlivých polích v závislosti na souřadnici x se spočte:

$$M_{o,I}(x) = R_B \cdot x, \quad (99)$$

$$M_{o,II}(x) = R_B \cdot x - F_{R,NÁRAZ} \cdot (x - b). \quad (100)$$

Vzdálenosti a, b a l jsou zakótovány v Obr. 56. Z Obr. 60 vyplývá, že maximální hodnota ohybového momentu by mohla být buď v místě $x=b$, nebo $x=l$. Spočteme tedy oba případy:

$$M_{o,I}(b) = R_B \cdot b = 62139 \cdot 248,9 = 31271960 \text{ N} \cdot \text{mm}, \quad (101)$$

$$\begin{aligned} M_{o,II}(l) &= R_B \cdot l - F \cdot (l - b) = 62139 \cdot 1148 - 187750 \cdot 899,19 \\ &= -22193460 \text{ N} \cdot \text{mm}. \end{aligned} \quad (102)$$

Maximální hodnota ohybového momentu je tedy hodnota momentu v místě $x=b$, tedy $M_{MAX}=M_{o,I}(b)=31271960 \text{ Nmm}$.

Moment průřezu v ohybu válcového profilu hřídele se spočte:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 150^3}{32} = 331340 \text{ mm}^3. \quad (103)$$

Následně můžeme spočítat napětí v ohybu v místě maximálního ohybového momentu:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_o} = \frac{31271960}{331340} = 94,38 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (104)$$

Hodnoty meze kluzu konstrukčních ocelí se například podle Technické příručky [14] pohybují kolem hodnoty $200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Hřídel tedy na ohyb vyhovuje s dostatečnou bezpečností. K ní navíc ještě přispěje „vystužení“ hřídele setrvačníky.

4.5. Návrh pohonu

Pro pohon soustrojí byl zvolen 4-pólový asynchronní elektromotor od firmy SIEMENS s produktovým označením 1LE1001-1CB03-4FA4 (datasheet viz Příloha 3), jehož základní charakteristiky jsou zapsány v tabulce na následujícím obrázku:

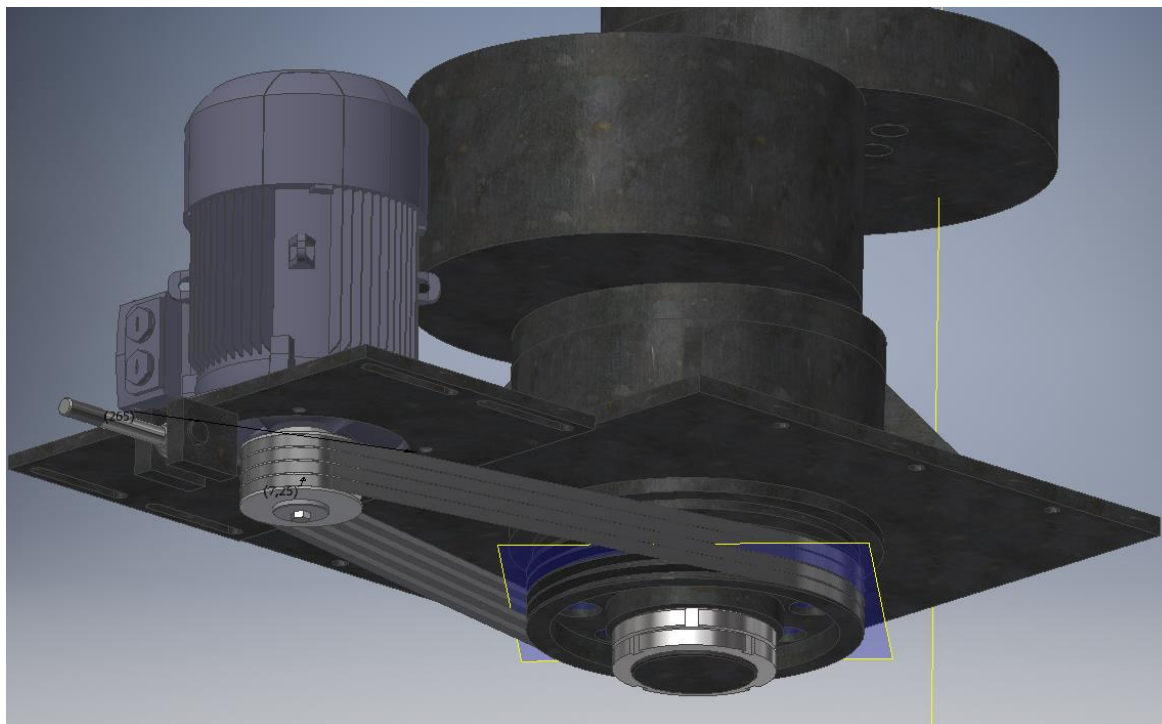
U [V]	Δ/Y	f [Hz]	P [kW]	P [hp]	I [A]	n [1/min]	M [Nm]
400	Δ	50	5.50	- / -	11.30	1465	36.0
690	Y	50	5.50	- / -	6.60	1465	36.0
460	Δ	60	6.30	- / -	10.90	1765	34.0
460	Δ	60	5.50	- / -	9.90	1770	30.0
IM B5 / IM 3001			FS 132 S		42 kg	IP55	

Obr. 61.: Základní charakteristiky motoru 1LE1001-1CB03-4FA4 [14]

Pro přenos momentu z hřídele motoru na hřídel rotačního soustrojí byl navržen převod klínovým řemenem DIN 2215. Hodnota jeho kinematického převodového poměru je rovna:

$$i = \frac{n_m}{n_n} = \frac{1465}{510} = 2,87, \quad (105)$$

kde n_n je hodnota jmenovitých otáček hřídele rotačního soustrojí a n_m hodnota jmenovitých otáček motoru. Celý pohon rotačního soustrojí můžeme vidět na Obr. 62:



Obr. 62.: Pohled na pohon rotačního soustrojí soustrojí

Vidíme, že přířbový elektromotor je umístěn na samostatné desce, která má po bocích drážky pro šrouby. Deska se tak může posouvat po lištách na konstrukci rámu a být zaaretována v jistém rozsahu vzdáleností. Tímto způsobem je realizováno předepínání

řemene, kdy je deska s motorem přitahována pomocí šroubu a matice ke konzoli přivařenému k rámu.

4.5.1. Návrh řemenového převodu

Návrh řemenového převodu byl proveden podle [16] a [17]. V obou publikacích jde o návrh převodu dle starší normy ČSN 02 3111 pro řemeny podle ČSN 02 3110 a řemenice ČSN 02 3179, která však koresponduje s normou DIN 2215. Návrh dle ČSN 02 3111 bude tedy také konfrontován s návrhem pomocí designového modulu Design Accelerator CAD softwaru Autodesk Inventor pro klínové řemeny dle DIN 2215.

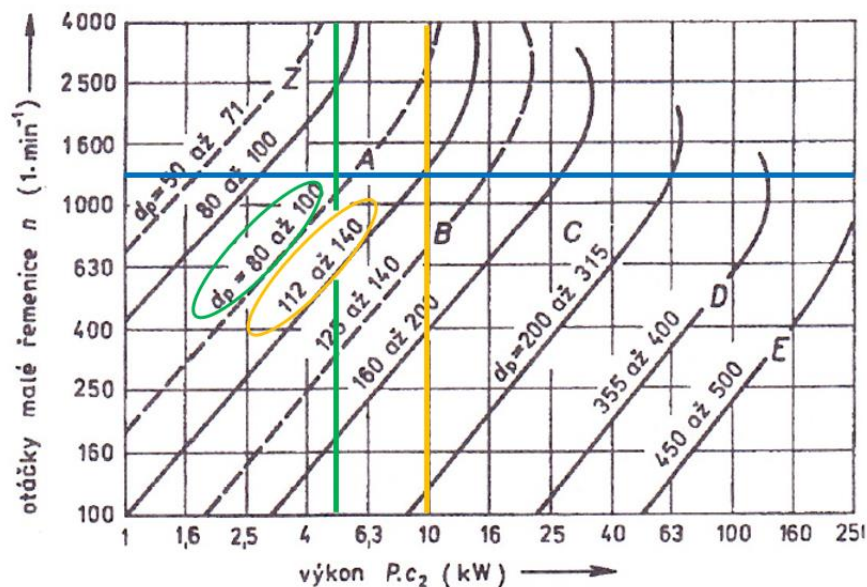
Volba typu řemene a výpočtového průměru malé řemenice d_p

Volby typu řemene vychází z přenášeného výkonu a otáček malé řemenice, v našem případě (jedná se o převod do pomalu) jde tedy o otáčky hřídele motoru n_m . Podle [16] se volba provede podle výpočtového výkonu přenásobeného součinitelem provozního zatížení c_2 , který se pohybuje v rozmezí $c_2=1\div 1,8$. Výpočtový výkon je výkon motoru $P=5,5\text{ kW}$ a pro volbu řemene tak dostáváme hodnoty:

$$P \cdot C_2 = 5,5 \cdot 1 = 5,5\text{ kW}, \quad (106)$$

$$P \cdot C_2 = 5,5 \cdot 1,8 = 9,9\text{ kW}. \quad (107)$$

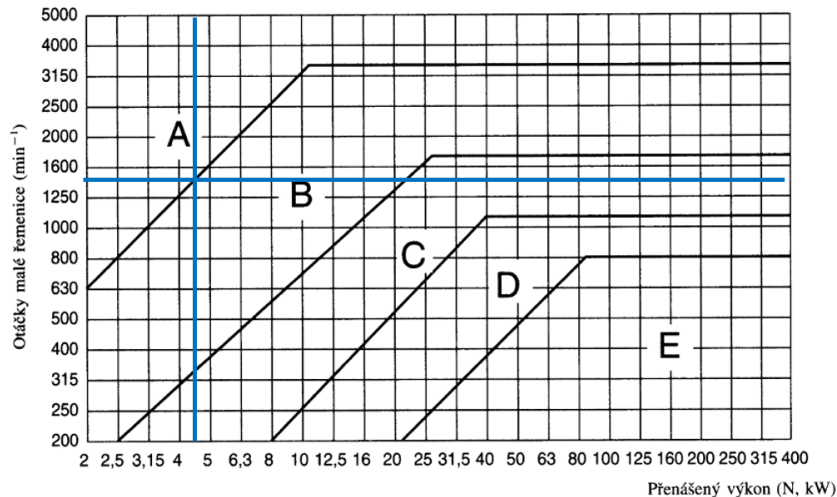
Volba řemene se pak provede podle diagramu na následujícím obrázku:



Obr. 63.: Volba profilu řemene podle přenášeného výkonu a otáček malé řemenice [16]

Vidíme, že pro rozsah $c_2=1\div 1,8$ vychází varianta řemene A. Z diagramu navíc můžeme rovnou odečíst i hodnotu doporučeného výpočtového průměru malé řemenice d_p . Ta byla nakonec zvolena $d_p = 125\text{ mm}$, tedy spíše větší, a to s ohledem na fakt, že menší řemenice podléhají většímu ohybovému namáhání.

Volbu řemene můžeme nyní zkontrolovat také postupem podle [17], kde je typ řemene volen přímo na základě výpočtového výkonu a opět také na základě otáček malé řemenice:



Obr. 64.: Volba profilu řemene podle přenášeného výkonu a otáček malé řemenice [17]

Zde opět vidíme, že jako vhodný se jeví profil klínového řemene A. Byl tedy zvolen klínový řemen 13/A DIN 2215.

Návrh zbylých parametrů řemenového převodu je proveden podle [16], a to až na výpočet počtu řemenů, který byl proveden podle [17], protože lépe než výpočet dle [16] koresponduje s výpočtem modulu Design Accelerator (co se týče volby součinitelů).

Volba průměru velké řemenice

Volba výpočtového průměru velké řemenice D_p se provede na základě převodového čísla u , které zohledňuje skluzové poměry řemenového převodu prostřednictvím součinitele skluzu ξ , jehož velikost se dle [16] pohybuje v rozmezí $\xi = 0,01 \div 0,02$. Při volbě $\xi = 0,015$ můžeme spočítat hodnotu převodového čísla u :

$$u = i \cdot (1 - \xi) = 2,87(1 - 0,015) = 2,83 \quad (108)$$

a následně odpovídající průměr velké řemenice D'_p :

$$D'_p = u \cdot d_p = 2,83 \cdot 125 = 353,75, \quad (109)$$

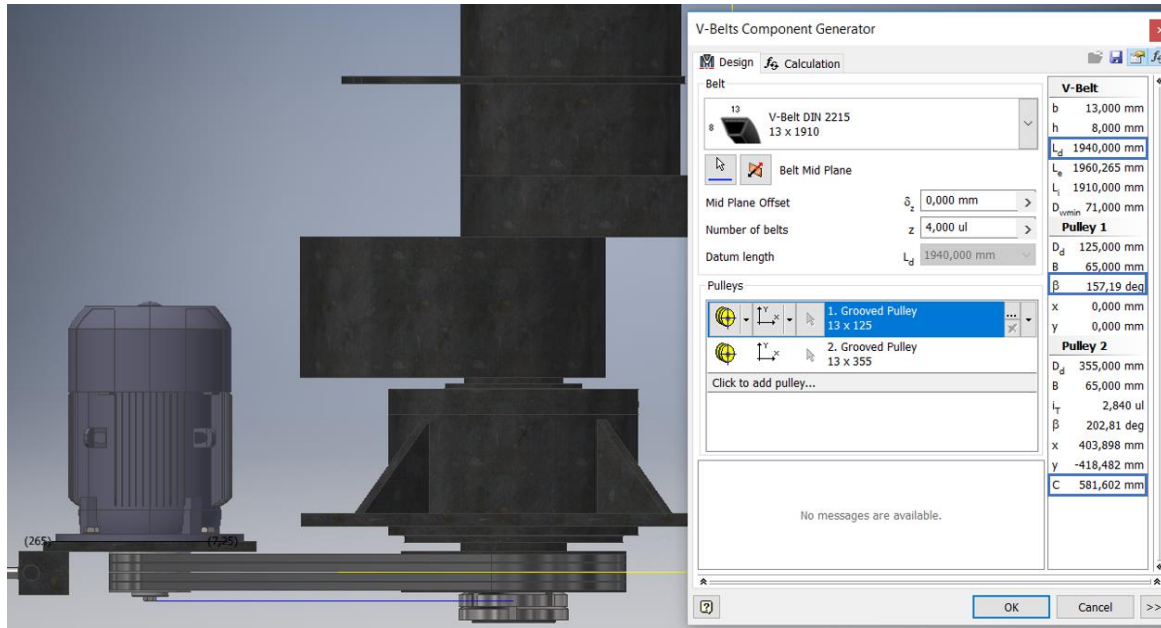
kteří zaokrouhlíme na nejbližší normalizovaný průměr řemenice tedy $D_p = 355 \text{ mm}$ (volba z normalizované řady dle DIN 2215 v modulu Design Accelerator). Pro kontrolu se spočte geometrický převodový poměr i_G :

$$i_G = \frac{D_p}{d_p} = \frac{355}{125} = 2,88, \quad (110)$$

jehož hodnota, jak vidíme, se dostatečně blíží navržené hodnotě kinematického převodu $i = 2,87$.

Volba osové vzdálenosti a délky řemene

Volba osové vzdálenosti byla provedena v kombinaci s volbou délky řemene, a to na základě prostorových poměrů (aby motor nekolidoval se spodním setrvačником a desky uložení si nepřekážely při montáži na rám) a výběru délky řemene z normalizované řady dle DIN 2215. Na Obr. 65 vidíme výpis parametrů zvoleného řemenového převodu, jehož označení je *DIN 2215 13x1910*:



Obr. 65.: Řemenový převod v modulu Design Accelerator

Osová vzdálenost řemenic je $a_p=581,602 \text{ mm}$ (v Obr. 65 označena jako c) a té přísluší délka řemene $L_p=1940 \text{ mm}$ (v obrázku označeno L_d). Kombinaci těchto hodnot s průměry řemenic pak odpovídá úhel opásání malé řemenic $\alpha=157,19^\circ$ (v obrázku označen β).

Volba počtu řemenů

Volba počtu řemenů byla provedena podle [17], kde výpočet lépe koresponduje s výpočtem v modulu Design Accelerator. Na Obr. 66 jsou vzorce pro výpočet počtu řemenů s vysvětlením jednotlivých součinitelů:

Počet řemenů	Počet řemenů v převodu	C_k
$K = \frac{N}{N_p \cdot C_k}$	1	1,00
	od 2 do 3	0,95
	od 4 do 6	0,90
	nad 6	0,85

kde: N – přenášený výkon na hnacím hřídeli (kW),
 C_k – součinitel počtu řemenů v převodu.

Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu	$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p}$ (kW)
Jmenovitý výkon N_o se volí z tabulek	kde: N_o – jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem, C_α – součinitel úhlu opásání, C_L – součinitel vlivu délky řemene, C_p – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu.

Obr. 66.: Volba počtu řemenů [17]

Hodnota součinitele počtu řemenů C_k byla s ohledem na předpokládaný počet řemenů (tj. čtyři či více) volena $C_k=0,9$. Součinitel provozního zatížení (součinitel dynamičnosti a pracovního režimu) byl podle tabulky v [17] zvolen: $C_p=1,3$. Volba hodnot součinitelů C_α a C_L vychází z tabulek na následujícím obrázku:

Součinitel úhlu opásání řemenem:

Úhel opsání α (stupně)	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Součinitel C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Součinitel vlivu délky řemene

L_p (mm)	C_L pro řemeny o průřezu					
	Z	A	B	C	D	E
1 000	1,06	0,89	0,84			
1 120	1,08	0,91	0,86			
1 250	1,11	0,93	0,88			
1 400	1,14	0,96	0,90			
1 600	1,17	0,99	0,93			
1 800	1,24	1,01	0,95	0,86		
2 000	1,25	1,03	0,98	0,88		

Obr. 67.: Volba hodnot součinitelů C_α a C_L [17]

Pro úhel opásání $\alpha=157,19^\circ$ tak byla odečtena hodnota součinitele $C_\alpha=0,94$ a pro délku řemenu $L_p=1940$ mm hodnota součinitele $C_L=1,03$.

Dále je třeba zjistit hodnotu jmenovitého výkonu převodu s jedním řemenem N_0 . Ta se odečte z následující tabulky:

d_1 (mm)	i	Otáčky menší řemenice, min^{-1}																					
		700						950						1450				2800			4500		6000
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	Z
100	$\geq 3,00$	0,56	0,77					0,73	0,98					1,04	1,36			1,71	2,12		2,16	2,42	2,07
	$\geq 3,00$	0,62	0,84					0,80	1,08					1,14	1,50			1,89	2,34		2,38	2,66	2,28
112	$\geq 3,00$	0,65	0,93					0,85	1,19					1,21	1,67			1,97	2,60		2,40	2,89	↓
	$\geq 3,00$	0,72	1,02					0,94	1,31					1,33	1,84			2,17	2,87		2,65	3,18	
125	$\geq 3,00$	↓	1,10	1,35				↓	1,42	1,69			↓	1,99	2,27		↓	3,09	3,06	↓	3,28		
	$\geq 3,00$	1,22	1,48					1,57	1,86				2,19	2,50			3,40	3,37		3,62			
140	$\geq 3,00$	1,30	1,70					1,68	2,15				2,36	2,91			3,60	3,98		3,56			
	$\geq 3,00$	1,43	1,87					1,85	2,37				2,59	3,21			3,97	4,38		3,92			

Obr. 68.: Hodnota jmenovitého výkonu předávaného jedním řemenem [17]

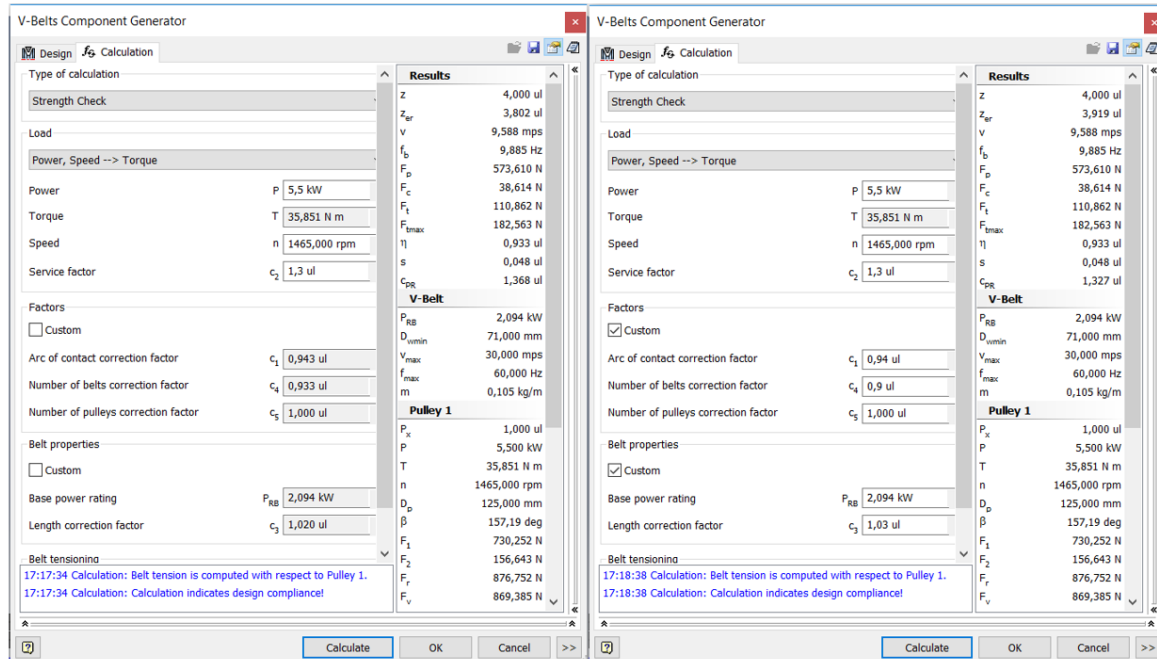
Její hodnota byla určena jako $N_0=2,18$ kW.

Nyní složením vztahů z tabulek na Obr. 66 můžeme spočítat minimální počet řemenů:

$$K' = \frac{N}{N_p \cdot C_k} = \frac{N \cdot C_p}{N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_k} = \frac{5,5 \cdot 1,3}{2,18 \cdot 0,94 \cdot 1,03 \cdot 0,9} = 3,76. \quad (111)$$

Byl tedy zvolen počet řemenů $K=4$.

Kontrolu počtu řemenů je možno provést i v modulu Design Accelerator softwaru Autodesk Inventor. Při známých hodnotách průměrů řemenic a jejich osové vzdálenosti je možno z přenášeného výkonu a otáček na malé řemenici spočítat minimální potřebný počet řemenů, viz Obr. 69:

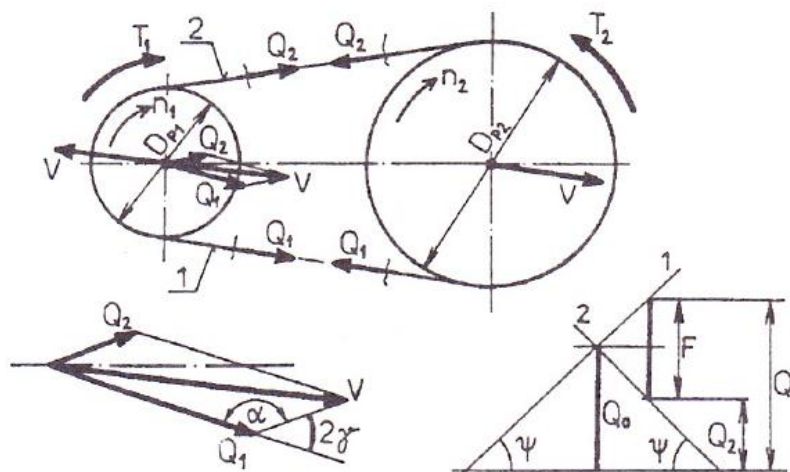


Obr. 69.: Výpočet řemenového převodu v modulu Design Accelerator

V prvním případě (vlevo) byly hodnoty jednotlivých součinitelů ponechány v defaultním nastavení a potřebný počet řemenů (v obrázku označení z_{er}) vyšel $K'=3,802$, tedy velmi podobně, jako námi spočtená hodnota. Ve druhém případě (na obrázku vpravo) byl výpočet proveden se součiniteli užitými v našem výpočtu a hodnota vyšla $K'=3,919$. Tento nesoulad je způsoben tím, že hodnota jmenovitého výkonu převodu s jedním řemenem (v obrázku označeno P_{RB} , kolonka *Base power ratio*) je v modulu Design Accelerator nastavena $N_0=2,094$ kW, zatímco v našem výpočtu byla určena jako $N_0=2,18$ kW.

Výpočet potřebného předpětí řemenů, kontrola prokluzu a výpočet reakce do ložiska

Výpočet potřebného předpětí řemenů byl opět provedeno podle [16] a vychází z následujícího obrázku:



Obr. 70.: Výpočet předpětí řemene [16]

Princip výpočtu a odvození jednotlivých rovnic je podrobně uvedeno v [16], zde proto budou uvedeny už jen výpočty bez širšího komentáře.

Síla předpětí řemene Q_0 se spočte:

$$Q_0 = \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot k \cdot F. \quad (112)$$

Součinitel bezpečnosti k volíme dle [16] $k=1,2$. Součinitel m se spočte:

$$m = e^{f\alpha} = e^{1,075 \cdot 157,19 \cdot \pi / 180} = 19,092. \quad (113)$$

Zde α je úhel opásání malé řemenice $\alpha=157,19^\circ=157,19 \cdot \pi / 180 \text{ rad}$ a f je součinitel tření přepočtený vzhledem k drážce:

$$f = \frac{f_0}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{0,35}{\sin \frac{38}{2}} = 1,075. \quad (114)$$

Pro výpočet Q_0 je dále potřeba znát velikost obvodové síly F , kterou lze spočítat:

$$F = (Q_1 - Q_2) = \frac{2T_1}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 35,851}{0,125} = 573,6 \text{ N}, \quad (115)$$

kde $D_{p1}=d_p$ je průměr malé řemenice a T_1 moment na hřídeli motoru, jehož přesná hodnota se spočte:

$$T_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 5500}{\pi \cdot 1465} = 35,851 \text{ Nm}. \quad (116)$$

Nyní můžeme dopočítat hodnotu předpětí řemene:

$$Q_0 = \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot k \cdot F = \frac{19,092+1}{2(19,092-1)} \cdot 1,2 \cdot 573,6 = 382,21 \text{ N} \quad (117)$$

a následně pak síly v přitěžované a odlehčované větvi řemene:

$$Q_1 = Q_0 + \frac{F}{2} = 382,21 + \frac{573,6}{2} = 669 \text{ N}, \quad (118)$$

$$Q_2 = Q_0 - \frac{F}{2} = 382,21 - \frac{573,6}{2} = 95,41 \text{ N}. \quad (119)$$

Pro kontrolu prokluzu řemene se využije Eulerova vztahu:

$$m = e^{f\alpha} \geq \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{669}{95,4} = 7,011. \quad (120)$$

Vzhledem k výše spočtené hodnotě $m=19,092$ by k prokluzu nemělo docházet.

Nakonec můžeme dopočítat reakční sílu do ložiska hřídele soustrojí:

$$V = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 - 2Q_1 \cdot Q_2 \cdot \cos \alpha} = \sqrt{669^2 + 95,41^2 - 2 \cdot 669 \cdot 95,41 \cdot \cos 157,19} = 757,84 \text{ N} \quad (121)$$

Celková hodnota reakce do ložiska od čtyř řemenů je tedy:

$$V_{K=4} = 4 \cdot V = 4 \cdot 757,84 = 3031 \text{ N}, \quad (122)$$

což je hodnota $F_{R,\text{ŘEMEN}}$, se kterou bylo počítáno při výpočtu trvanlivosti ložiska.

Vypočtené hodnoty předpětí řemene a tedy i reakce do ložiska jsou opět spíše orientační. Přesné nastavení hodnoty předpětí v řemenech je problematické a předpětí tak bude nastavováno spíše na základě citu techniků. Hodnoty předpětí byly počítány hlavně kvůli reakci do ložiska, aby tak bylo možno odhadnout jeho trvanlivost

5. Závěr

Předmětem této práce byl návrh vačkové hřídele mechanického akceleračního zkušebního stanoviště, které bylo řešeno v rámci projektu TH03010393 SETRVAČNÍKOVÝ SIMULÁTOR NÁRAZŮ VOZIDEL ve spolupráci firem DEKRA CZ a.s., Wstec s.r.o. a Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze. Nejzásadnější v tomto ohledu byly výpočty vyvážení a návrh geometri jednotlivých členů rotačního soustrojí, čemuž se také věnuje nejrozsáhlejší kapitola této práce.

Základním požadavkem při návrhu rotačního soustrojí bylo vyvážení rotačního soustrojí, aby nedocházelo k namáhání ložisek velkým periodickým zatížením. Toho bylo dle názoru autora opravdu docíleno, neboť hodnoty souřadnic těžiště celého soustrojí se dle výpisu hodnot z CAD softwaru Autodesk Inventor pohybují v jednotkách setin milimetrů od rotační osy hřídele (viz Obr. 37). Dále se navíc počítá s přeměněním a následným dovyvážením rotačního soustrojí.

Další podmínkou návrhu rotačního soustrojí byl požadavek na dodržení celkového momentu setrvačnosti 60 kg.m^2 , jež je důležitý z hlediska dodržení požadovaného tvaru akcelerační křivky. S výslednou hodnotou $J_{celk}=59,983 \text{ kg.m}^2$ (viz Tab. 10) můžeme být jistě spokojeni.

Určitou výzvou byl jistě také návrh uložení setrvačnicků na hřídeli a jejich vzájemné propojení. Dle autorova názoru byla nakonec i tato problematika vcelku dobře zvládnuta a bylo nalezeno schůdné a sofistikované řešení (s ohledem na výrobu a smontovatelnost).

Hlavním výstupem této práce je 3D CAD model sestavy rotačního soustrojí včetně jejího uložení do rámu a jejího pohonu. Model ve formátu softwaru Autodesk Inventor (.iam) je součástí Přílohy 4, model v obecnějším formátu .stp je obsahem přílohy 5.

Seznam použité literatury

- [1] *Offset-Deformable Barrier – ODB* [online]. Euro NCAP. 2019. [cit. 26.6.2019]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/offset-deformable-barrier/>
- [2] *The Ratings Explained*. [online]. Euro NCAP. 2019. [cit. 26.6.2019]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/>
- [3] *Adult Occupant Protection* [online]. Euro NCAP. 2019. [cit. 26.6.2019]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/>
- [4] TÜV SÜD Czech. *Pasivní bezpečnost*. In: TÜV SÜD Czech [online]. 2019. [cit. 26.6.2019]. Dostupné z: http://www.tuv-sud.cz/uploads/images/1295447599350026720602/pl_pasivni_bezp_a4_cj.pdf
- [5] CSAadvanced. Instron.co.uk [online]. b.r. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.instron.co.uk/en-gb/products/testing-systems/crash-simulation/csa?region=United%20Kingdom&lang=en-GB>
- [6] TÜV SÜD Czech. *Dynamické testování komponentů – DYCOT*. In: TÜV SÜD Czech [online]. 2019. [cit. 26.6.2019]. Dostupné z <https://www.tuv-sud.cz/uploads/images/1535533615659923220089/dycot-screen.pdf>
- [7] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů*. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997.
- [8] Bolek, A. Kochman, J. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1989.
- [9] *Toroidní ložiska CARB* [online]. SKF. 2019. [cit.24.6.2019]. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/index.html?designation=BD-C%204026%20K30-AH%2024026&unit=metricUnit>
- [10] *Čtyřřadá kuželíková ložiska, provedení TQO* [online]. SKF. 2019. [cit.24.6.2019]. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/four-row-tapered-roller-bearings/four-row-tqo-design/index.html?designation=331138%20AG&unit=metricUnit>
- [11] *Volba velikosti na základě statického zatížení* [online]. SKF. 2019. [cit.24.6.2019]. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>
- [12] *Zatížení* [online]. SKF. 2019. [cit.24.6.2019]. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/four-row-tapered-roller-bearings/loads/index.html>
- [13] *Trvanlivost ložiska* [online]. SKF. 2019. [cit.24.6.2019]. <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html>



- [14] *Nelegované konstrukční oceli podle normy ČSN EN 10025-2 [online]*. Bolzano. 2019. [cit. 26.6.2019] <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-mechanickych-vlastnosti-oceli-podle-en-10025-nove>
- [15] SIEMENS. Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors. In: SIEMENS Industry Mall [online]. 2019. [cit. 25.6.2019]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/us/Catalog/Product/1LE10011CB034FA4>
- [16] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů*. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [17] Leinveber, Jan. Vávra, Pavel. *Strojnické tabulky*. Vydání druhé. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.

Seznam obrázků

- Obr. 1.: Výkres sestavení funkčního vzorku
- Obr. 2.: Euro NCAP ODB test [1]
- Obr. 3.: Rám vozidla pro upevnění zkoušených komponent na saňové dráze [4]
- Obr. 4.: IST CSA Advanced Acceleration System [5]
- Obr. 5.: Model funkčního vzorku s vyznačením důležitých částí
- Obr. 6.: Navržená akcelerační křivka
- Obr. 7.: Naměřená akcelerační křivka
- Obr. 8.: Pylon nového prototypu
- Obr. 9: Průběh sil působících na rolnu pro zkoušku pásů podle předpisu EHK 16
- Obr. 10.: Vozík funkčního vzorku
- Obr. 11.: Vozík nového prototypu
- Obr. 12.: Rotační soustrojí funkčního vzorku
- Obr. 13.: Rotační soustrojí nového prototypu
- Obr. 14.: Výsledná podoba nového prototypu
- Obr. 15.: Geometrie pro zjednodušený výpočet funkčního tvaru vačky
- Obr. 16.: Geometrie respektující „nekruhovitost“ funkční části vačky
- Obr. 17.: Schéma postupu výpočtu geometrie funkční části vačky
- Obr. 18: Doplnění aktivního úseku vačky pro zkoušku dětských zádržných systému při čelním nárazu podle předpisu EHK44 na její finální tvar
- Obr. 19.: Geometrie zjednodušeného soustrojí pro popis principu výpočtu
- Obr. 20.: Prostorové poměry mezi hlavou pylonu a rotačním soustrojím
- Obr. 21.: Rozměry pro výpočet vyvážení rotačního soustrojí s vyznačením působících sil
- Obr. 22.: Rozběhový kotouč
- Obr. 23.: Blokovací kotouč
- Obr. 24.: Setrvačníky rotačního soustrojí
- Obr. 25.: Zjednodušení rotačního soustrojí pro výpočet vyvážení
- Obr. 26.: Schéma výpočtu vyvážení
- Obr. 27.: Posun těžiště vlivem uvažování otvoru pro hřídel
- Obr. 28.: Geometrie rozběhového kotouče
- Obr. 29.: Výstupkový vs. blokovací kotouč
- Obr. 30.: Vůle mezi výstupkem rolny a blokovacím kotoučem
- Obr. 31.: Blokovací kotouč vs. vačka
- Obr. 32.: Vačka vs. rolna
- Obr. 33.: Parametry vybrání blokovacího kotouče
- Obr. 34.: Zbylé rotující součásti
- Obr. 35.: Složený pohyb valivých tělísek
- Obr. 36.: Rozměry pro výpočet momentů setrvačnosti valivých tělísek
- Obr. 37.: Výpis hodnot z CADu pro ověření
- Obr. 38.: Tok momentů při rozběhu

- Obr. 39.: Tok momentů při brždění
- Obr. 40.: Funkční délky jednotlivých per
- Obr. 41.: Hodnoty dovoleného tlaku na boku per pro různé režimy namáhání [7, str. 119]
- Obr. 42.: Tok brzdného momentu při propojení členů tvarovými prvky
- Obr. 43.: Brzdné momenty mezi jednotlivými členy rotačního soustrojí
- Obr. 44.: Kolíky pro propojení rozběhového kotouče a setrvačnicku 1 (1)
- Obr. 45.: Kolíky pro propojení rozběhového kotouče a setrvačnicku 1 (2)
- Obr. 46.: Pohled na radiální pera při odebrané vačce
- Obr. 47.: Řez rotačním soustrojím rovinou jednoho z radiálních per
- Obr. 48.: Výpočet radiálních per
- Obr. 49.: Výpočet pole kolíků
- Obr. 50.: Rozměry pro výpočet kolíků spojení RK-1 (A-A) a 3-4 (B-B)
- Obr. 51.: Maximální hodnota tlaku při jeho trojúhelníkovém rozložení po délce l_1
- Obr. 52.: Toroidní ložisko CARB s označením C 4026 K30 + AH 24026 (horní ložisko) [9]
- Obr. 53.: Čtyřřadé kuželíkové ložisko varianty TQO s označením 331138 AG (spodní ložisko) [10]
- Obr. 54.: Rozbor zatížení soustrojí v průběhu jednoho zkušební cyklu
- Obr. 55.: Průběh síly při nárazu (při katapultáži)
- Obr. 56.: Výpočet reakcí od síly mezi rolnou a vačkou při nárazu
- Obr. 57.: Data pro výpočet ložiska 331138 AG (spodní ložisko) [10]
- Obr. 58.: Řez ložiskovým domkem spodního ložiska
- Obr. 59.: Řez ložiskovým domkem horního ložiska
- Obr. 60.: Průběh ohybového momentu na hřídeli soustrojí při nárazu
- Obr. 61.: Základní charakteristiky motoru 1LE1001-1CB03-4FA4 [14]
- Obr. 62.: Pohled na pohon rotačního soustrojí soustrojí
- Obr. 63.: Volba profilu řemene podle přenášeného výkonu a otáček malé řemenice [16]
- Obr. 64.: Volba profilu řemene podle přenášeného výkonu a otáček malé řemenice [17]
- Obr. 65.: Řemenový převod v modulu Design Accelerator
- Obr. 66.: Volba počtu řemenů [17]
- Obr. 67.: Volba hodnot součinitelů C_α a C_L [17]
- Obr. 68.: Hodnota jmenovitého výkonu předávaného jedním řemenem [17]
- Obr. 69.: Výpočet řemenového převodu v modulu Design Accelerator
- Obr. 70.: Výpočet předpětí řemene [16]

Seznam tabulek

- Tab. 1: Hodnoty momentů setrvačnosti a nevyvážeností jednotlivých vaček
- Tab. 2: Hodnoty momentů setrvačnosti vaček a jejich doplňkových kotoučů
- Tab. 3: Moment setrvačnosti vyčnívajících částí hřídele
- Tab. 4: Momenty setrvačností členů pohonu
- Tab. 5: Momenty setrvačnosti KM matic
- Tab. 6: Výpočet momentů setrvačnosti valivých tělísek
- Tab. 7: Výsledné momenty setrvačnosti ložisek
- Tab. 8: Rozměry a charakteristiky členů rotačního soustrojí
- Tab. 9: Momenty setrvačnosti zbylých součástí
- Tab. 10: Celkový moment rotačního soustrojí (pro velkou vačku)
- Tab. 11: Hodnoty tlaku a napětí ve střihu pera vačky
- Tab. 12: Momenty působící na spojovací prvky mezi jednotlivými členy soustrojí
- Tab. 13: Kontrola pera vačky při brždění
- Tab. 1: Hodnoty momentů setrvačnosti a nevyvážeností jednotlivých vaček

Seznam příloh

Příloha 1: Animace funkce akceleračního zkušebního stanoviště .mp4

(autor: Bc. Karel Mládek)

Příloha 2: Výpočty vyvážení a geometrie členů rotačního soustrojí .xlsx

Příloha 3: Datasheet motoru 1LE1001-1CB03-4FA4 .pdf [14]

Příloha 4: Sestava rotačního soustrojí .iam

Příloha 5: Sestava rotačního soustrojí .stp