

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**KERS – systémy pro rekuperaci kinetické energie uložené
v magnetických ložiskách**

Autor: Stanislav ZUTH

Vedoucí práce: Ing. Roman ČERMÁK, Ph.D.

Akademický rok 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Stanislav ZUTH**
Osobní číslo: **S12B0232K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **KERS - systémy pro rekuperaci kinetické energie uložené v magnetických ložiskách**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v oblasti KERS, s důrazem na mechanické KERSy. Zpracujte tematiku z hledisek principu činnosti, srovnání jednotlivých koncepcí, vlastností, aplikací, atd. Zmapujte trendy v oboru a očekávaný budoucí vývoj. V praktické části práce navrhnete laboratorní experiment pro demonstraci KERS - detaily viz příloha zadání.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše v dané oblasti.
2. Srovnání principu činnosti, vlastností, technických prostředků, apod.
3. Trendy a očekávaný budoucí vývoj.
4. Návrh laboratorního experimentu podle přílohy zadání.

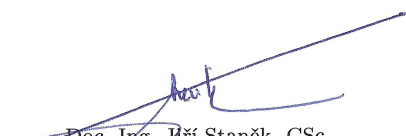
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

GUZZELLA, L., SCIARRETTA, A. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization.* Berlin: Springer, 2007

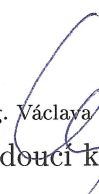
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **24. září 2012**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. června 2013**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: 27.6.2013


.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Zuth	Jméno Stanislav		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Strojní inženýrství“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Čermák, Ph.D.	Jméno Roman		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	KERS- systémy pro rekuperaci kinetické energie uložené v magnetických ložiskách			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	71	TEXTOVÁ ČÁST	51	GRAFICKÁ ČÁST	20
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Práce popisuje systémy pro rekuperaci kinetické energie, energetickou bilanci vozidla, krátkou historii KERS, druhy, princip činnosti, parametry a jejich výhody a nevýhody. Práce je zaměřena hlavně na typ se setrvačником. Ten je popsán detailněji z hlediska energie, konstrukce, dimenzování, uložení a přenosu energie. V části návrhu laboratorního experimentu je kompletně navrhnout setrvačnikovú KERS uložený v supravodivém ložisku. Pohon setrvačniku je zajištěn elektromotorem. Zde je také analyzována konstrukce supravodivého ložiska ve FEMM. Výsledkem práce je tak plně funkční model.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Systémy pro rekuperaci kinetické energie, setrvačnik, magnetická ložiska, supravodič, FEMM</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Zuth	Name Stanislav	
FIELD OF STUDY	B2301 “ Mechanical Engineering“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Čermák, Ph.D.	Name Roman	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	KERS - Kinetic Energy Recovery System in the Magnetic Bearings		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	71	TEXT PART	51	GRAPHICAL PART	20
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis describes Kinetic Energy Recovery System, the energy balance of the vehicle, a short history of KERS, the types, the principle of operation, the parameters and advantages and disadvantages. This thesis is mainly focused on KERS with flywheel. Flywheel KERS is described in more details in terms of energy, design, bearings and energy transfer. In the section of Design of laboratory experiment is completely described the flywheel KERS with the superconductor bearing. The flywheel is powered by an electric motor. In this section is also analysed a design of the superconductor bearing in the software FEMM. The result of this thesis is fully functional model.</p>
KEY WORDS	Kinetic Energy Recovery System, flywheel, magnetic bearings, permanent magnet, superconductor, FEMM

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	4
Úvod	6
1 KERS	7
2 Energetická bilance vozidla	7
2.1 Energetické ztráty působící při jízdě	7
2.2 Zkušební jízdni cykly	8
2.3 Požadavky mechanické energie v jízdniích cyklech	9
2.3.1 Příklad bez rekuperace energie	10
2.3.2 Příklad s ideální rekuperací energie	11
2.3.3 Porovnání energetických požadavků u vozidel bez rekuperace a s rekuperací kinetické energie	11
3 Milníky použití KERS v dopravních prostředcích	12
3.1 Historie v silniční dopravě	12
3.2 Současnost	13
4 Možnosti ukládání energie	15
4.1 Baterie	15
4.2 Superkapacitor	16
4.3 Setrvačník	16
4.4 Tlaková nádoba	17
4.5 Ostatní formy uchování energie a použití v dalších odvětvích průmyslu	18
5 Setrvačnickový KERS	19
5.1 Princip	19
5.2 Konstrukce setrvačnicku a jeho energie	19
5.2.1 Energie setrvačnicku	19
5.2.2 Dimenzování setrvačnicku	20
5.2.3 Modelování setrvačnickového akumulátoru	22
5.3 Magnetická ložiska	23
5.3.1 Aktivní magnetická ložiska	23
5.3.2 Pasivní magnetická ložiska	24
5.3.3 Záchytná ložiska	24
5.4 Přenos energie mezi setrvačnickem a hnacím ústrojím	25
5.4.1 CVT převodovka (Continuously Variable Transmission)	25
5.4.2 Elektrický motor-generátor	26

6	Trendy a očekávaný vývoj	26
7	Návrh laboratorního experimentu	28
7.1	Popis experimentu	28
7.2	Parametry	28
7.3	Prvotní myšlenka konstrukce.....	28
7.4	Návrh konstrukce.....	29
7.4.1	Návrh supravodivého ložiska	29
7.4.2	Analýza HTS ložiska ve FEMM	31
7.4.2.1	Parametry problému a okrajové podmínky	31
7.4.2.2	Navrhované řešení HTS ložiska.....	31
7.4.3	Návrhy variant KERS.....	35
7.4.3.1	Varianta 1	35
7.4.3.2	Varianta 2.....	36
7.4.3.3	Varianta 3.....	37
7.4.3.4	Varianta 4.....	37
7.4.3.5	Varianta 5.....	38
7.4.4	Konstrukce finální varianty	38
7.4.4.1	Kryt setrvačnicku.....	39
7.4.4.2	Lineární aktuátor	40
7.4.4.3	Kryt motoru.....	42
7.4.4.4	Elektromotor	42
7.4.4.5	Spojka	42
7.4.4.6	Disk setrvačnicku.....	43
7.4.4.7	Energie setrvačnicku.....	43
7.4.4.8	Doba nabíjení setrvačnicku.....	45
7.4.4.9	Výsledné parametry zařízení:	46
7.4.4.10	Výroba experimentu.....	47
8	Závěr	48
9	Seznam příloh	49
10	Použitá literatura:	50

Seznam použitých symbolů a zkratek

KERS	Kinetic Energy Recovery System – zařízení pro rekuperaci kinetické energie
FW	Flywheel - setrvačnick
FUDS	The Federal Urban Driving Cycle – Federální městský jízdní cyklus v USA
FHDS	The Federal Highway Driving Cycle – Federální dálniční jízdní cyklus
FTP	The Federal Test Procedure – Procedura federálního testu
ECE	Evropský městský jízdní cyklus
MVEG-95	Motor Vehicle Emissions Group
EUDC	Extra Urban Driving Cycle – Evropský mimoměstský jízdní cyklus
NEDC	New European Driving Cycle – Nový evropský jízdní cyklus
ADC	Athens Driving Cycle
CVT	Continuously Variable Transmission – převodovka s variabilním poměrem
SUV	Sport Utility Vehicle
EDLC	Electrochemic Double Layer Capacitor – dvouvrstvý elektrochem. kondenzátor
HBR	Hydrostatický regenerativní brzdový systém
AML (AMBs)	Aktivní magnetická ložiska (Active Magnetic Bearings)
PML (PMBs)	Pasivní magnetická ložiska (Passive Magnetic Bearings)
HTS	High Temperature Superconductor – vysokoteplotní supravodič
FEMM	Finite Element Method Magnetics
PM	Permanentní magnet
LA	Lineární aktuátor
WHR	Williams Hybrid Power

v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $\text{km}\cdot\text{hod}^{-1}$]	Rychlost
m [kg]	Hmotnost
V [l, m^3]	Objem
P [W]	Výkon
n [s^{-1} , min^{-1}]	Otáčky
$\text{Wh}\cdot\text{kg}^{-1}$	Hustota energie
$\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}$	Výkonová hustota
p [bar, Pa]	Tlak
E [J]	Energie
J [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	Moment setrvačnosti
ω [$\text{Rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	Úhlová rychlost
ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	Hustota
φ [Rad]	Úhel
F, N, T, G [N]	Síla obecná, normálová, tečná, gravitační
σ [Pa]	Mechanické napětí
R_e [Pa]	Mez kluzu
η [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]	Dynamická viskozita

M [Nm]	Moment síly
μ [H.m ⁻¹]	Relativní permeabilita
B [kg·s ⁻² ·A ⁻¹]	Magnetická indukce
f [-]	Součinitel tření
I [A]	Elektrický proud
U [V]	Elektrické napětí
k [-]	Součinitel bezpečnosti
t [s]	Čas

Úvod

Dnešní doba si žádá hledat všemožné způsoby úspory energií napříč celým průmyslem a ulehčit životnímu prostředí. Velmi znatelný nátlak v tomto směru je kladen také na automobilový průmysl, jelikož hlavním zdrojem energie dodávaný automobilů jsou neobnovitelné zdroje fosilních paliv. Spalováním těchto paliv se v globálu do ovzduší vypouští značné množství oxidu uhličitého a dalších plynů, vytvářející tzv. skleníkový efekt. Automobilky, také tlačeny čím dál více přísnějšími předpisy, se tedy snaží u svých automobilů co nejvíce snížit objem vypouštěných emisí do ovzduší, s čímž úzce souvisí výsledná spotřeba paliva. Ke snížení spotřeby vede několik cest, ať už přes úplné vysazení spalovacích motorů a jejich nahrazení elektromotory s bateriovým zdrojem elektrické energie nebo palivovými články, také se stále vyvíjí a v provozu testují motory spalující vodík. Přes kombinování různých technologií u hybridních vozidel, tak ve finále neustálým vývojem dosavadních spalovacích motorů a nasazování nových technologií do běžného provozu.

U automobilů se dlouhá léta nevyužívala energie ztracená při zpomalování vozidla, tzv. rekuperace kinetické energie, nebo nevyužitá energie při nezatíženém chodu motoru. První vozy akumulující energii při brzdění se sice objevily již na konci 19. století, ale výraznější vývoj přišel až s nástupem nejnovějších technologií jednadvacátého století, jejichž dostupnost již umožňuje postupné nasazování v sériové výrobě. Možností, jakým způsobem uložit energii, je vícero. V této práci budou popsány jednotlivé druhy a jejich použití napříč automobilovým průmyslem, přičemž nejvíce zde bude zaměřeno na mechanické KERS (Kinetic Energy Recovery Systém), konkrétně setrvačnickového typu.

1 KERS

KERS je anglickou zkratkou Kinetic Energy Recovery System, v překladu znamenajíc systém pro rekuperaci kinetické energie. Takové zařízení tedy slouží k uchování energie vozidla, která by jinak byla ztracena při brzdění ve formě tepla. Tato energie se může opět použít pro zrychlení nebo může mít využití pro napájení elektrického zařízení vozidla, apod. Velmi tak přispívá k efektivitě dopravních prostředků, což vede k výraznému snížení spotřeby paliva.

2 Energetická bilance vozidla

Při jízdě na vozidlo působí různé silové vlivy, ať se jedná o vnější působení aerodynamického odporu, gravitace, odpor pneumatik nebo o vnitřní ztráty způsobené třením mechanických částí, apod. Pro správné nakládání s těmito veličinami je důležitá znalost celkové energetické bilance vozidla. Tato znalost pak dává možnost správného navrhnutí důležitých součástí vozidla, především pohonných jednotek i zařízení KERS.

2.1 Energetické ztráty působící při jízdě

Pohonný systém, který produkuje mechanickou energii, představuje ve vozidle okamžitě uloženou energii. Z tohoto zdroje odebírají energii jízdní odpory. [1]

Energie je ve vozidle uložena:

- Ve formě kinetické energie, tj. při pohybu vozidla
- Ve formě potenciální energie, která je závislá na nadmořské výšce.

Množství „spotřebované“ mechanické energie při jízdě závisí na předem určených vzorech třech účinků:

- Ztráty aerodynamického odporu
- Valivý odpor pneumatik
- Energie ztracená při brzdění

Základní rovnice, která popisuje dynamiku silničních vozidel, má následující formu:

$$m_v \frac{d}{dt} v(t) = F_t(t) - (F_a(t) + F_r(t) + F_g(t) + F_d(t)), \quad (2.1)$$

kde:

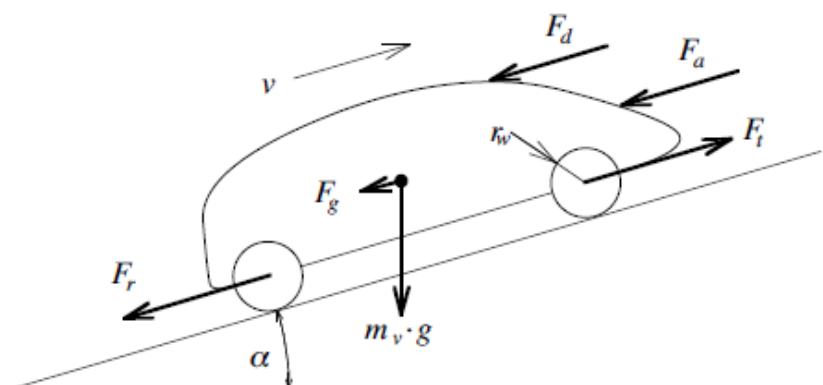
F_a – aerodynamický odpor,

F_r – odpor valivého tření,

F_g – gravitační síla,

F_d – ostatní rušivé síly,

F_t – trakční síla od hnacího ústrojí, od níž jsou odečteny setrvačné síly, které působí proti zrychlení vozidla.

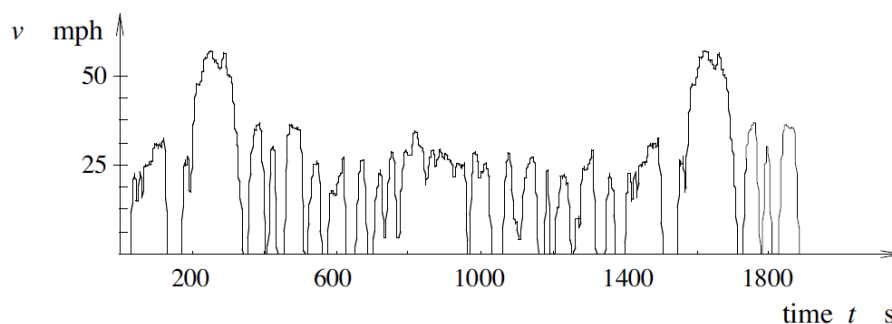


Obr. 1 - Působení jízdních sil a odporů na vozidlo [1]

2.2 Zkušební jízdní cykly

Zkušební cykly byly zavedeny k porovnávání emisí různých automobilů. Jsou složeny ze standardizované rychlosti a výškového profilu. Po prvních aplikacích těchto cyklů se zjistila jejich užitečnost také pro porovnávání spotřeby paliva, jejíž hodnota je neméně důležitá a úzce souvisí s emisemi automobilu. Zkušební cykly se provádějí na podvozkových dynamometrech, které napodobují ztráty energie působící během jízdy vozidla. Simuluje se také okolní prostředí, zejména teplota a vlhkost. Tyto faktory jsou přesně definovány a dodržován je určitý postup. Zkouší se např. při vlhkosti za tepla, či za studena, apod. Samotná simulace se provádí tak, že testovací řidič ovládá plynový a brzdový pedál, dle plánovaného rychlostního profilu. Rychlost by měla odpovídat v určitém rozsahu možných chyb. [1]

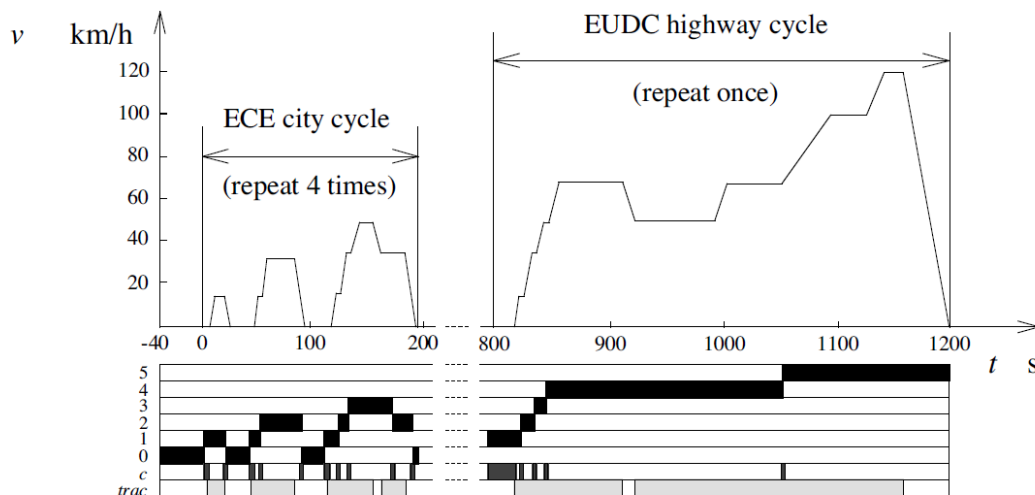
Existuje několik běžně používaných cyklů. Ve Spojených státech reprezentuje federální městský jízdní cyklus (the federal urban driving cycle – FUDS) typický městský jízdní okruh, zatímco federální dálniční jízdní cyklus (the federal highway driving cycle – FHDS) odráží mimoměstské jízdní podmínky. Procedura federálního testu (the federal test procedure – FTP-75) je přibližně jeden a půl FUDS cyklu, ale také zahrnuje typickou zahřívací fázi. První FUDS okruh se jezdí za mokra v chladných podmínkách. Druhá polovina FUDS okruhu (za tepla a mokra) se jezdí v 10 minutových periodách s vypínáním motoru. Při studeném startu se totiž zvyšuje obsah škodlivých emisí, než se řádně zahřeje motor a katalyzátor. Zvyšuje se také spotřeba paliva, i když ne tak razantně, jako u emisí. [1]



Obr. 2 - US testovací cyklus FTP-75, délky 17,8 [km], o času 1890 [s] a průměrné rychlosti 9,43 [m.s⁻¹].[1]

V Evropě se městské jízdní cykly ECE (ECE-15) skládají z tří start-stop manévrů. Kombinovaný okruh navrhla expertní skupina motorových vozidel v roce 1995 pod zkratkou MVEG-95 (Motor Vehicle Emmissions Group). Tento cyklus čtyřikrát opakuje ECE (první se studeným startem) a přidává mimoměstskou část nazývanou EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Tento okruh je znám také jako NEDC (New European cycle). [1]

Mezi další evropské cykly patří například ADC (Athens Driving Cycle), EUDCL (pro automobily s nižším výkonem).



Obr. 3 - Evropský testovací cyklus MVEG-95, převodové stupně 1-5; "c" - vyšlápnutá spojka; "trac" - trakční časové intervaly. Celková délka 11,4 [km], čas 1200 [s], průměrná rychlost v městské části 5,12 [m.s⁻¹], v mimoměstské 18,14 [m.s⁻¹], celková 9,8 [m.s⁻¹]. Cyklus zahrnuje celkem 13 přeřazení.[1]

Japonský kombinovaný cyklus je 10-15 režimový. Skládá se ze třech opakujících se městských okruhů a mimoměstské části. U manuálních převodovek je také předepsána doba, kdy má být zařazen který rychlostní stupeň. [1]

Skutečné jízdní režimy jsou samozřejmě více komplexnější a náročnější (rychlosti, zrychlení, apod.) než tyto testovací cykly. Některé automobilky mají vlastní vnitropodnikové cykly, které lépe reflektují průměrný reálný jízdní model. [1]

2.3 Požadavky mechanické energie v jízdních cyklech

Tato kapitola bude zaměřena na MVEG-95 (NEDC) cyklus, který v dnešní době v Evropě užívá nejčastěji. Zde k určení teoretické hodnoty spotřeby paliva hraje hlavní roli průměrná trakční síla \bar{F}_{trac} , která je definována:

$$\bar{F}_{trac} = \frac{1}{x_{tot}} \int_{t \in trac} F(t) \cdot v(t) dt, \quad (2.2)$$

kde $x_{tot} = \int_0^{t_{max}} v(t) dt$ je celková vzdálenost jízdního cyklu a $trac$ je množinou všech časových intervalů, u kterých platí $F_t(t) > 0$.

MVEG-95 neoperuje v režimu doběhu. Při brzdění není třeba další mechanické energie, ke snížení kinetické energie vozidla totiž přispívá síla aerodynamického odporu a tření. Přebytečná energie se tak musí odvést ve formě tepla při brzdění, nebo může být uložena v zařízení pro rekuperaci energie. Poslední režim – stání nezpůsobuje další ztráty mechanické energie, nicméně i zde dochází ke spotřebě paliva vlivem ztrát volnoběhu.[1]

Výpočet integrálu se provede diskretizací v době jízdního cyklu, jehož rychlostní profil je definován pro každý časový okamžik $v(t_i) = v_i$, $t_i = i \cdot h$, $i = 0, \dots, n$. Z toho plyne, že se pro výpočet průměrné trakční síly vypočte rychlost průměrná:

$$v(t) = \bar{v}_i = \frac{v_i + v_{i-1}}{2}, \quad \forall t \in [t_{i-1}, t_i]. \quad (2.3)$$

Analogicky zrychlení:

$$a(t) = \bar{a}_i = \frac{v_i + v_{i-1}}{h}, \quad \forall t \in [t_{i-1}, t_i]. \quad (2.4)$$

kde h je časová konstanta, pro MVEG-95 odpovídá 1 s.

Průměrná trakční síla se tak určí pomocí výrazu:

$$\bar{F}_{trac} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in \text{trac}} \bar{F}_{trac,i} \cdot \bar{v}_i \cdot h, \quad (2.5)$$

kde součet dílčích $i \in \text{trac}$ se vztahuje pouze na časové intervaly, během níž je vozidlo v trakčním režimu. [1]

2.3.1 Příklad bez rekuperace energie

Celková trakční síla \bar{F}_{trac} je složena ze tří různých účinků třech sil v důsledku aerodynamického odporu, valivého tření a odporu zrychlení:

$$\bar{F}_{trac} = \bar{F}_{trac,a} + \bar{F}_{trac,r} + \bar{F}_{trac,m} \quad (2.6)$$

kde

$$\bar{F}_{trac,a} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot c_d \cdot \sum_{i \in \text{trac}} v_i^{-3} \cdot h, \quad (2.7)$$

$$\bar{F}_{trac,r} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot m_v \cdot g \cdot c_r \cdot \sum_{i \in \text{trac}} \bar{v}_i \cdot h, \quad (2.8)$$

$$\bar{F}_{trac,m} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot m_v \cdot \sum_{i \in \text{trac}} \bar{a}_i \cdot \bar{v}_i \cdot h. \quad (2.9)$$

V těchto rovnicích závisí sumy a vzdálenosti x_0 pouze na jízdním cyklu, nikoliv na parametrech vozidla. Pro MVEG-95 pak odpovídají hodnoty:

$$\frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in \text{trac}} v_i^{-3} \cdot h \approx 319, \quad (2.10)$$

$$\frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in \text{trac}} \bar{v}_i \cdot h \approx 0,856, \quad (2.11)$$

$$\frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in \text{trac}} \bar{a}_i \cdot \bar{v}_i \cdot h \approx 0,101. \quad (2.12)$$

Z výše zmíněného lze nyní jednoduše odhadnout průměrnou trakční sílu, jako funkci na parametry vozidla m_v , A_f , c_r a c_d . Průměrná trakční síla pak odpovídá průměrné energii \bar{E} , spotřebované na určitou ujetou vzdálenost. Je-li toto vyjádřeno jednotkou kJ/100km, poté je vztah mezi těmito veličinami $\bar{E} = 100 \cdot \bar{F}_{trac}$. Spotřebovaná energie v cyklu MVEG-95 je tedy dána vztahem:

$$\bar{E}_{MVEG-95} \approx A_f \cdot c_d \cdot 1,9 \cdot 10^4 + m_v \cdot c_r \cdot 8,4 \cdot 10^2 + m_v \cdot 10 \text{ [kJ/100km]}, \quad (2.13)$$

kde pro zjednodušení fyzikální parametry hustoty vzduchu ρ_a a gravitačního zrychlení g byly v integrálu vyjádřeny numericky.[1]

2.3.2 Příklad s ideální rekuperací energie

V tomto případě je vozidlo vybaveno zařízením pro rekuperaci kinetické energie se 100% účinností a nulovou hmotností. Energie vydaná na akceleraci je tedy kompletně obnovena při brzdění. Důsledkem toho průměrná síla \bar{F} nemá žádné přírůstky \bar{F}_m způsobené ztrátami při akceleraci:

$$\bar{F} = \bar{F}_a + \bar{F}_r \quad (2.14)$$

Nicméně, v případě plné rekuperace musí průměrná střední síla obsahovat ztráty způsobené aerodynamikou a odporem setrvačnosti při brzdění:

$$\bar{F}_{trac,a} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot c_d \cdot \sum_{i \in trac} v_i^{-3} \cdot h, \quad (2.15)$$

$$\bar{F}_{trac,r} \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot m_v \cdot g \cdot c_r \cdot \sum_{i \in trac} \bar{v}_i \cdot h, \quad (2.16)$$

Pro MVEG-95 pak odpovídají hodnoty:

$$\frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in trac} v_i^{-3} \cdot h \approx 363, \quad (2.17)$$

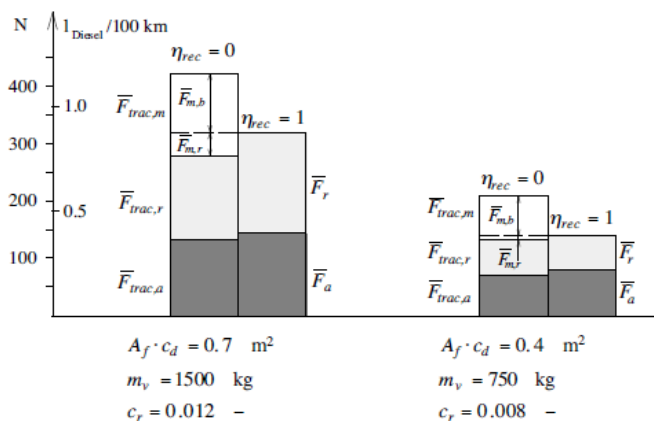
$$\frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in trac} \bar{v}_i \cdot h \approx 1. \quad (2.18)$$

Spotřebovaná energie na 100 km v MVEG-95 a s využitím plné rekuperace je tedy [1]:

$$\bar{E}_{rec,MVEG-95} \approx A_f \cdot c_d \cdot 2,2 \cdot 10^4 + m_v \cdot c_r \cdot 9,81 \cdot 10^2 \text{ [kJ/100km]} \quad (2.19)$$

2.3.3 Porovnání energetických požadavků u vozidel bez rekuperace a s rekuperací kinetické energie

Aby byl znázorněn rozdíl energetických požadavků, resp. spotřeby paliva, u vozidla bez užití zařízení pro rekuperaci kinetické energie a u vozidla, které je tímto zařízením vybaveno, jsou zde uvedeny dva příklady automobilů. Jedno je plně naložené o hmotnosti 1500 kg, druhé je lehké, s hmotností 750 kg (další potřebné parametry viz Obr. 4). Oba automobily spalují motorovou naftu o výhřevnosti 10 kWh/l. Plně naložený automobil bez rekuperace energie spotřebuje 1,16 l motorové nafty na 100 km. S rekuperací energie (zařízení se 100% účinností a nulovou hmotností) se spotřeba sníží na hodnotu 0,891 l nafty na 100 km. U lehkého automobilu spotřeba odpovídá 0,54 l/100 km, resp. 0,39 l/100km. Spotřeba paliva se u prvního automobilu snížila o 23 %, u druhého dokonce o 28 %.[1]



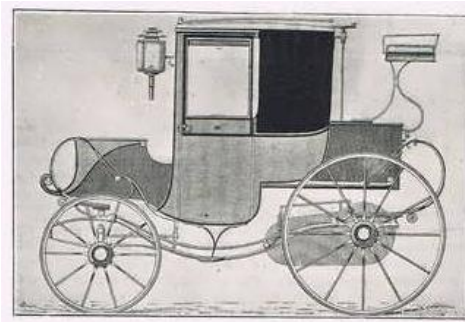
Obr. 4 – Porovnání energetického požadavku v MVEG-95 cyklu pro vozidla dvě rozdílná vozidla. Průměrná síla 1 N odpovídá ekvivalentu 27,78 Wh/100 km mechanické energie.[1]

3 Milníky použití KERS v dopravních prostředcích

3.1 Historie v silniční dopravě

M. A. Darracq Electric Coupe

V roce 1896 M. A. Darracq v Paříži ukázal jeho elektrické coupé. Bylo patrně prvním vozidlo, které využívalo brzdy k rekuperaci energie. Kočár s rámem z ocelových trubek a pneumatikami z tvrdé pryže na dřevěných kolech byl osazen čtyřiceti Fulmen bateriemi vážících celkem 360 kg. Dosahovalo rychlosti 10 km/h a jeho dojezd činil kolem 50 km. [2]

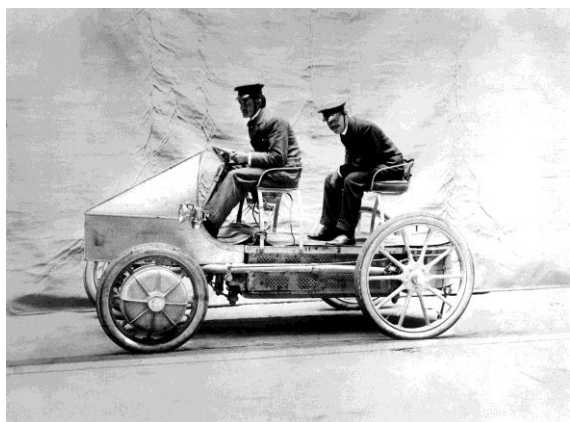


Obr. 5 – M. A. Darracq Electric Coupe [3]

Lohner-Porsche Semper Vivus

V roce 1897 automobilový konstruktér Ferdinand Porsche zkonstruoval elektromotor pro uložení v náboji kola. Toho si všiml vídeňský výrobce kočárů Ludwig Lohner, který Porscheho pověřil technickým vývojem elektromobilu. Ten byl roku 1900 představen světu. Poháněly ho dva stejnosměrné elektromotory uložené v nábojích předních kol, každý o výkonu 1,8 kW při 120 min^{-1} a hmotnosti 115 kg. Vznikl tak historicky první automobil bez použití převodovky. Díky této koncepci zmizely ztráty způsobené mechanickým třením, takže se dosáhlo účinnosti 83 %. Vůz se dvěma sedadly akceleroval do maximální rychlosti 37 km/h. Speciální sportovní vůz díky zvýšení výkonu dokonce 50 km/h. To bylo dosaženo i zvýšením výkonu na 10 kW, ale s výdrží pouze 20 minut. energii dodávaly 44 článkové baterie, o hmotnosti 410 kg, napětím 80 V a s kapacitou 24 kWh, což stačilo na vzdálenost 50 km. [4]

V září téhož roku Lohner postavil silnější verzi tohoto elektromobilu, který Porsche vyvinul speciálně pro závodní účely. Vůz dostal dva přídatné motory na zadní nápravu a vznikl tak první automobil s náhonem všech čtyř kol. Pro dlouhý závod se zvýšila také hmotnost baterií na 1800 kg, maximální rychlost byla omezena na 60 km/h. [4]



Obr. 6 - Lohner-Porsche Semper Vivus [5]

Vysoká hmotnost automobilu motivovala Porscheho k vývoji hybridního pohonu a tak byl v roce 1901 představen první hybridní automobil Lohner-Porsche Semper Vivus. Koncepce byla sériového typu s elektrickým generátorem, který poháněl čtyřválcový spalovací motor Daimler o výkonu 12 kW. Relativně malé baterie byly využívány hlavně pro přechodné ukládání energie. Poháněna byla opět přední kola s elektromotorem v nábojích. Při brždění byla energie posílána zpět do baterií. Celková hmotnost byla pouze 920 kg a maximální rychlost se vyšplhala na 80 km/h. [4]

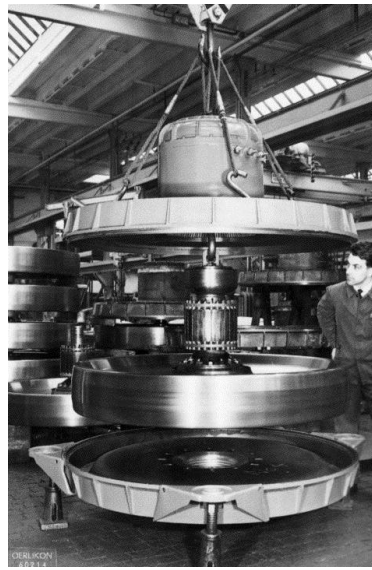
Gyrobus

Tento elektrický autobus byl od roku 1940 vyvíjen švýcarskou firmou Oerlikon. K uchování energie využíval setrvačnicku uloženou ve střeše. Setrvačnick se roztáčel pomocí elektromotoru, který byl napájen ze sítě po dobu stání autobusu ve stanici. V případě potřeby byla energie transformována zpět na elektrickou a autobus akceleroval díky elektromotorům. O deceleraci se staraly elektrické brzdy, z nichž se energie akumulovala zpět do setrvačnicku.

Třítunový setrvačnick s průměrem přes 1 m se točil až 3000 min^{-1} a jeho energie zpravidla vystačila na vzdálenost 6 km při rychlosti 50-60 km/h. Nabitý byl za 30-180 sekund. [6]

Tato koncepce autobusu se však více neuchytila [4]. Konstrukce setrvačnicku byla nevhodná, při jízdě působil velký gyroskopický moment, který bránil zatáčení. Tak velký setrvačnick navíc nesl značné riziko, vnější obvod disku dosahoval rychlosti až 900 km/h. [6]

Od roku 1980 firma Volvo experimentovala s dalším použitím setrvačnicku, který byl akumulován malým dieslovým motorem nebo energií z brzdění. Nakonec byl ale zvolen raději hydraulický akumulátor. [6]



Obr. 7 - Jednotka se setrvačnickem použitá v Gyrobusu. [7]

3.2 Současnost

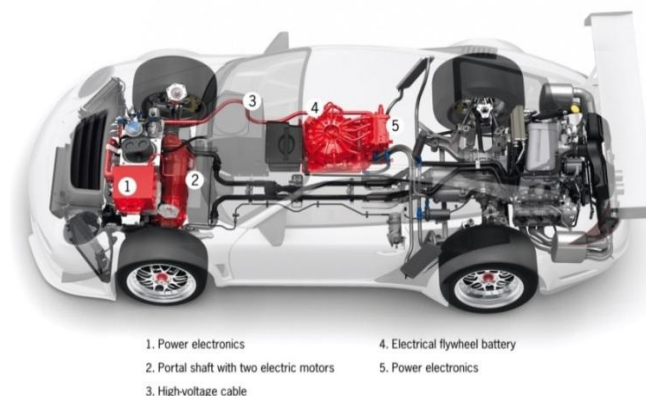
Porsche GT3 R Hybrid

V současnosti Porsche testuje závodní automobil GT3 R Hybrid. Byl představen v roce 2010 na Ženevském autosalonu. Auto pohání za zadní nápravou uložený zážehový čtyřlitrý šestiválec typu boxer o výkonu 353 kW při $7\,250 \text{ min}^{-1}$. Pro pohon předních kol jsou použity dva synchronní motory s permanentními magnety o výkonu $2 \times 60 \text{ kW}$. O energii dodávanou těmto elektromotorům se stará setrvačnickový akumulátor vyvinutý firmou Williams. Tento mechanický KERS byl poprvé použit v závodech Formule 1. Dosahuje výkonu 120 kW a jeho maximální otáčky se pohybují na hranici $40\,000 \text{ min}^{-1}$. S efektivitou přesahující 90 % má kapacitu pouze 0,20 kWh, tedy je využit jen pro krátkodobé zvýšení výkonu vozidla asi na 6-8 s. [8]

Rotor je konstrukčně řešen tak, že má plastické jádro s magnetickými díly. Aby se zaručila pevnost v extrémních rychlostech, je pouzdro vyztuženo karbonovými vlákny. To dělá rotor extrémně lehkým. [8]

Porsche 918 RSR

V lednu roku 2011 automobilka Porsche představila závodní speciál Porsche 918 RSR. Designově vychází z konceptu Porsche 918 Spyder představeného roku 2010 v Ženevě. O pohon se ale stará vidlicový osmiválec o objemu 3,4 litru a výkonu 414 kW při $10\,300 \text{ min}^{-1}$, který pochází ze závodního vozu RS Spyder. Přední nápravu pohání dva elektromotory o výkonu $2 \times 75 \text{ kW}$. Energií jim dodává setrvačnickový KERS z GT3 R Hybrid. [8]

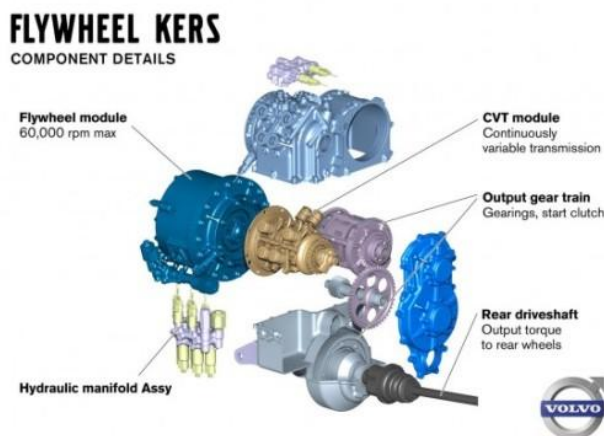


Obr. 8 - Schéma hybridního pohonu Porsche GT3 R Hybrid. [9]

Vývoj KERS u společnosti Volvo Car

Společnost Volvo Car obdržela grant od švédské energetické agentury na vývoj a testování setrvačnickového systému KERS a jeho použití v běžných automobilech. K výzkumu se připojila také dceřiná společnost Volvo Powertrain a specialista na výrobu ložisek společnost SKF.[10]

KERS bude montován na zadní nápravu vozidla. Přední nápravu bude klasicky pohánět spalovací motor. Energie setrvačnicku, který se bude točit rychlostí až $60\,000\text{ min}^{-1}$, se bude na kola přenášet prostřednictvím převodovky CVT. Očekává se snížení spotřeby paliva až o 20%. [10]



Obr. 9 – Setrvačnickový KERS společnosti Volvo. [10]

Mazda i-ELOOP

Mazda bude od roku 2012 do svých automobilů sériově montovat systém „Intelligent Energy Loop“ (inteligentní energetická smyčka), který byl poprvé představen v konceptu Takeri. Prvním sériovým modelem bude SUV CX-5. Systém i-ELOOP využívá k ukládání energie nový nízko-odporový dvouvrstvý superkapacitor. Ten se bude při brždění dobíjet přes speciální alternátor s variabilním napětím 12-24 V a transformátorem stejnosměrného proudu DC/DC. Pokud bude stlačený plynový pedál, alternátor bude vypnutý, naopak se zapne při deceleraci. To znamená, že superkapacitor bude společně s bateriemi napájet veškeré elektrické příslušenství automobilu. [11]

4 Možnosti ukládání energie

4.1 Baterie

Baterie hrají v automobilovém průmyslu velkou roli prakticky od počátků. Ať již jako zdroj elektrické energie pro pohon elektromobilů a hybridních automobilů nebo pro dodávání energie elektrickému příslušenství vozidla a ke startování spalovacích motorů. V posledních letech je také značný jejich vývoj, k němuž přispívá rozvoj hybridních automobilů a elektromobilů. Pro rekuperaci energie se jeví vcelku nevhodné, jelikož jsou náchylné na rychlé výkonové změny. Také je jejich nevýhodou značná doba dobíjení, což při brzdění, které trvá maximálně několik vteřin, je značný problém.

Energie se v bateriích ukládá ve formě chemické. Transformace energie mezi chemickou a elektrickou spočívá na chemické reakci mezi elektrodami a elektrolytem. Možného chemického složení elektrod i elektrolytu je celá řada.

Nejrozšířenější byly olověné akumulátory, jejichž výhodou je nízká cena a schopnost dávat velké proudy, nicméně se vyznačují malou hustotou energie (30-40 Wh/kg), nižší účinností (70-92 %) a menším počtem dobíjecích cyklů (500-800). [12]

Dalším typem jsou NiCd akumulátory, vyznačují se již dostatečným počtem dobíjecích cyklů (nad 2000), mají o něco vyšší hustotu energie, než olověné akumulátory. Naproti nim je ale dražší jejich výroba. Projevuje se u nich také nežádoucí paměťový efekt a rychlé samovybíjení (až 20 % za měsíc). [12]

Akumulátory NiMH jsou v současné době nejpoužívanějším typem. Ve srovnání s NiCd má dvojnásobnou až trojnásobnou kapacitu. Výhodou je jejich příznivá cena a schopnost udržet si napětí až do úplného vybití. Nevýhodou je nízká účinnost dobíjení (66 %) a u některých typů rychlé samovybíjení. Počet dobíjecích cyklů je s porovnáním s NiCd zhruba poloviční. [12]

Li-ion baterie se vyznačují velmi vysokou energetickou hustotou, která činí až 160 Wh/kg. Mají také dobrou účinnost mezi 80 a 90 %. Nicméně pro použití v automobilovém průmyslu nejsou moc vhodné. Zápor je totiž jejich krátká životnost 2-3 roky. Při použití při teplotě 20 °C se snižuje přibližně o 20 % za rok, při teplotě 40 °C dokonce až o 40 %. Jsou také choulostivé na přehřátí, které může způsobit jejich explozi. [12]

Jednou z verzí Li-ion baterií je LiFePO₄ vyvinutá v roce 1997, která se některých neduhů zbavila. Již nehrozí jejich exploze při extrémních podmínkách. Teplotní stabilita je také dobrá. Životnost až 10 let. Dnes se dají pořídit baterie s velmi vysokou hustotou energie nad 170 Wh/kg. Vyznačují se též 95% účinností. Jsou ale náchylné na rychlé dobíjení, které snižuje jejich životnost. [12]

V současnosti se také pracuje na vývoji Li-air baterií, u nichž se očekává několikanásobně vyšší kapacita a nižší hmotnost, než u Li-ion baterií (až 1550 Wh/kg). [13]

Nabíjecí doba:	1-6 h
Vybíjecí doba:	0,3-3 h
Energetická hustota:	10-200 Wh/kg
Výkonová hustota:	<1000 W/kg
Počet cyklů:	<8000 (LiFePO ₄ [14])
Účinnost:	0,6-0,95

4.2 Superkapacitor

Superkapacitor (superkondenzátor) představuje v principu elektrolytický kondenzátor vyrobený speciální technologií, která umožňuje dosažení obrovské kapacity řádu až stovek či tisíců Faradů. Tato technologie je založena na tzv. elektrochemické dvouvrstvě, proto se superkapacity označují také zkratkou EDLC (Electrochemic Double Layer Capacitor). Energie je v superkapacitoru uložena elektrostaticky. Po přivedení vnějšího napětí dochází k přesunu kladných iontů v elektrolytu směrem k záporné elektrodě a k přesunu záporných iontů ke kladné elektrodě. [15]

Díky ukládání energie na základě elektrostatického principu, dokáže superkapacitor uložit energii podstatně rychleji, než baterie a to při vyšší účinnosti až 98 %. To je vhodné právě při brzdění, kdy je potřeba uchovat mnoho energie v krátkém čase. Naproti tomu má superkapacitor menší energetickou hustotu (řádově 1-10 Wh/kg) a větší hmotnost je pro použití v automobilu nežádoucí, protože ovlivňuje mimo jiné i spotřebu paliva. [15]

Životnost je v porovnání s bateriemi daleko vyšší (až 1 milión cyklů). Ta je ale velmi ovlivněna teplotou. Udávaná životnost (až 10 let) je při 25 °C, každým dalším zvýšením o 10 °C se životnost snižuje na polovinu. Při trvalém provozu s teplotou 65 °C se může snížit na necelý rok. Tento faktor se musí brát při návrhu v potaz, jelikož automobil může být provozován v podmínkách, kde teplota převyšuje tuto hodnotu. [15]

Nabíjecí doba:	0,3-30 s
Vybíjecí doba:	0,3–30 s
Energetická hustota:	1-10 Wh/kg
Výkonová hustota:	<10 000 W/kg
Počet cyklů:	>500 000
Účinnost:	0,85-0,98



Obr. 10 - Superkapacity firmy Maxwell. [16]

4.3 Setrvačnick

Princip setrvačnicku sestává v roztočení kotouče nebo válce kolem osy rotace. Akumuluje se v něm tak kinetická energie. energii lze akumulovat roztočením pomocí elektromotoru, do něž je přiváděna elektrická energie. Ta je dodávána buď ze sítě nebo se získá při brzdění vozidla elektrodynamickou brzdou (generátorem) spojenou s koly. Odebírání energie spočívá ve stejném principu, ale v opačném smyslu. Setrvačnick roztáčí elektromotor, v němž se generuje elektrický proud a ten je posílán elektromotoru, který pohání kola.

Další možný způsob přenosu energie je přes CVT převodovku (continuously variable transmissions) přímo z hnacího ústrojí.

Výhody setrvačnicku spočívají v okamžitém přijímání či vydání vysokých výkonů a prakticky neomezené životnosti. Setrvačnick má také velmi vysokou účinnost až 98 %, ztráty vznikají pouze v odporu vzduchu a v uložení ložisek. Na ty jsou také kladeny vysoké požadavky, jelikož rotor se může otáčet až přes 100 000 min⁻¹.

Problémem při užití setrvačnicku je také gyroskopický moment, který se nepříznivě projevuje na jízdních vlastnostech automobilu. Například při svislé ose rotace ztěžuje změnu směru jízdy.

O setrvačnicku bude podrobněji pojednáno v dalších kapitolách.

Nabíjecí doba: 0,5 s – 30 s

Vybíjecí doba: 0,5 s – 30 s

Energetická hustota: až 500 Wh/kg

Výkonová hustota: 20 kW/kg

Počet cyklů: teoreticky nekonečná

Účinnost: 0,98



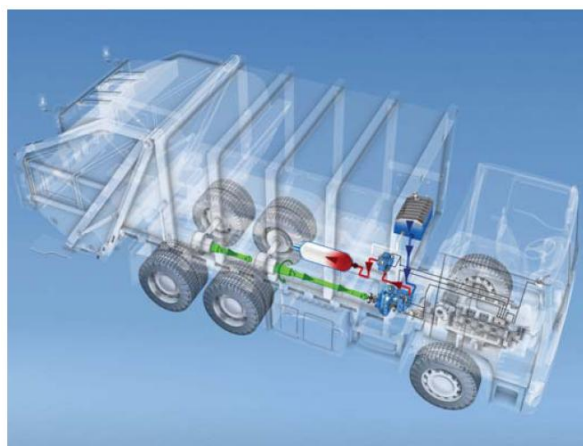
Obr. 11 - Setrvačnickový KERS společnosti Flybrid s technologií Torotrak CVT. [17]

4.4 Tlaková nádoba

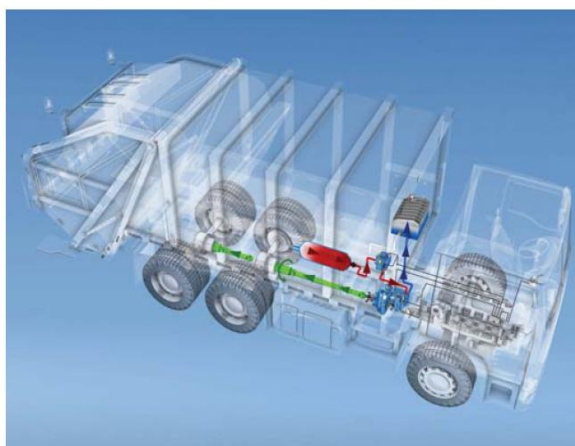
Tlaková nádoba se používá např. u tzv. hydrostatického regenerativního brzdového systému (HRB). Tento systém pracuje tak, že k hnacímu ústrojí připojena hydraulická axiální pístová jednotka, což je vlastně čerpadlo, které při brzdění přeměňuje kinetickou energii na tlakovou. Čerpadlo tedy plní hydraulickým olejem tlakovou nádobu, v níž je ve vaku stlačován plyn (zpravidla s určitým počátečním tlakem). Při rozjezdu se celý proces obrátí. [18]

Hydrostatický systém rekuperace energie je výhodnější hlavně v kombinaci se vznětovým motorem a dosahuje lepších účinků, než u kombinace vznětového motoru se setrvačnickem. Tímto systémem se dokáže ušetřit 20 až 35 % paliva. Pro malé osobní automobily není tento systém uchování energie příliš vhodný, vzhledem k hmotnosti celého zařízení. Dnes se tyto systémy užívají převážně u autobusů městské hromadné dopravy nebo u vozů pro svoz komunálního odpadu, kde se počítá s častými zastávkami. [7]

Energetická hustota závisí především na maximálním možném tlaku v tlakových nádobách. Například u dvou 32 l nádrží o maximálním plnicím tlaku 330 bar odpovídá kapacita 550 kJ uložené energie. [18]



Při brzdění převádí axiální pístová jednotka kinetickou energii na hydraulickou a čerpá přitom hydraulický olej do tlakového zásobníku.



Při zrychlování vozu pohání hydraulický olej v akumulaci nádrži pod tlakem axiální pístovou jednotku, která pak funguje jako motor.

Obr. 12 – Princip činnosti hydrostatického regenerativního brzdového systému. [18]

4.5 Ostatní formy uchování energie a použití v dalších odvětvích průmyslu

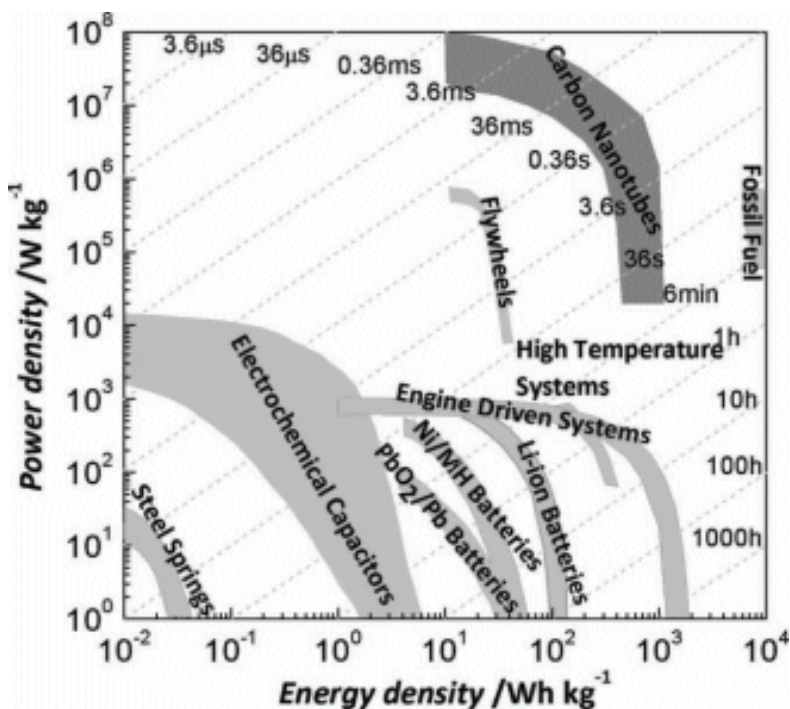
Další možností, jak uchovat energii, je pomocí pružin. Energie je u pružin akumulována v deformační práci mechanické energie. Odebíraný tlak se mění v závislosti na charakteristice pružiny. Běžně se používají pružiny vinuté, listové, nebo talířové.

Nevýhodou pružiny je malá deformační práce (pro větší tlaky se neúměrně zvětšují rozměry pružiny), dále může pružina rezonovat. Hrozí také jejich praskání, apod. Výhodou pak může být schopnost pracovat při jakýchkoliv polohách. Užití pružin se tedy využívá ve výjimečných případech nebo při použití pro malé výkony.

Uložit energii lze také pomocí přečerpávacích nádrží. Tohoto řešení se užívá hlavně k vyrovnání elektrické energie u elektráren. V době energetického přebytku (např. v noci) se akumuluje voda v nádrži pomocí čerpadel. Při energetické špičce je pak tato nashromážděná voda využívána k výrobě elektrické energie.

V současnosti probíhá také vývoj uhlíkových nanotrubic, které dokážou uchovat mechanickou energii. Na univerzitě Tsinghua v Číně se vědcům podařilo vyrobit uhlíkové nanotrubice delší než 10 cm. Takovéto trubice by mohly uložit energii s hustotou až 1125 Wh/kg a hustotou výkonu až 144 MW/kg. Jsou tak slibným médiem pro ukládání mechanické energie. [20]

Jak je vidno, možností ukládání energií je celá řada. Stejně tak použití různých zařízení pro rekuperaci energie pro různé účely. Ať už se jedná o záložní bateriové UPS. Použití setrvačníků u obráběcích strojů, přebytků energie v elektrické síti nebo dokonce pro akumulaci energii ze slunečních kolektorů používaných na kosmickém zařízení, kde jejich gyroskopický moment slouží také k prostorové stabilizaci tělesa v beztížném stavu.



Obr. 13 – Graf závislosti hustoty energie [Wh/kg], výkonové hustoty [W/kg] a času dobíjení možných forem ukládání energie. [20]

5 Setrvačnickový KERS

Setrvačnickové KERSy se používaly v různých formách po staletí a mají také dlouhou historii použití v automobilech. Již u prvních osobních automobilů se spalovacími motory setrvačnický představaoval součástí pro ruční startování. Dnes je nedílnou součástí spalovacích motorů, slouží k ukládání energie a zajišťuje tak plynulý chod, jež stěžuje vratný charakter funkce spalování motoru. Jako zařízení pro rekuperaci kinetické energie se setrvačnický KERS poprvé objevil v období druhé světové války u autobusů Oerlikon, konstrukce ale tehdy byla nevhodná. Dnešnímu pomalému rozšiřování se setrvačnickové KERSy dočkaly hlavně díky značnému vývoji pro závody Formule 1 a také k tomu přispělo možné použití nových technologií pro konstrukci setrvačnicku, zejména pak kompozitní materiály s uhlíkovými vlákny. To umožňuje snížení hmotnosti setrvačnicku a rapidní nárůst jeho otáček, čímž si zachová stejnou schopnost uchování energie.

5.1 Princip

Jak již bylo zmíněno v kapitole (4.3), princip setrvačnicku spočívá v roztočení kotouče nebo válce kolem osy rotace. Vlivem rotace hmoty setrvačnicku se v něm uchovává kinetická energie, kterou je možno později zpětně využít. Roztočení setrvačnicku může být zajištěno elektromotorem, kterému je dodána energie elektrická. Ta je získána například z elektrické sítě, nebo se může získat přeměnou mechanické energie pomocí elektrického generátoru. Zpětné získání energie setrvačnicku probíhá obdobným způsobem, kde je kinetická energie transformována pomocí generátoru na elektrickou. Dalším možným způsobem roztočení setrvačnicku může být prostřednictvím speciální CVT převodovky.

5.2 Konstrukce setrvačnicku a jeho energie

Setrvačnickové KERSy ukládají kinetickou energii v rychle se točícím rotoru nebo disku. Aby bylo dosaženo dostatečné množství měrné energie, jsou moderní rotory setrvačnicků konstruovány z vysoko-pevnostních materiálů, což vede spíše k volbě kompozitních materiálů obsahující uhlíková vlákna, než kovy (např. vysoce legovanou ocel s příměsí titanu). Použití kompozitních materiálů také umožňuje zvýšit rychlost otáčení rotoru, jehož otáčky mohou přesahovat $3\,000\text{ s}^{-1}$. [1].

5.2.1 Energie setrvačnicku

Díky rotaci rotoru se v setrvačnicku ukládá kinetická energie, která je dána vzorcem:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2, \quad (5.1)$$

kde:

J - je moment setrvačnosti,

ω - úhlová rychlost, $\omega = 2\pi n$, kde n je frekvence otáčení v otáčkách za sekundu

Moment setrvačnosti u plného válce je:

$$J = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot h \cdot r^4, \quad (5.2)$$

kde:

ρ - hustota použitého materiálu

r - poloměr válce

h - délka válce

U setrvačnicku prstencového tvaru pak:

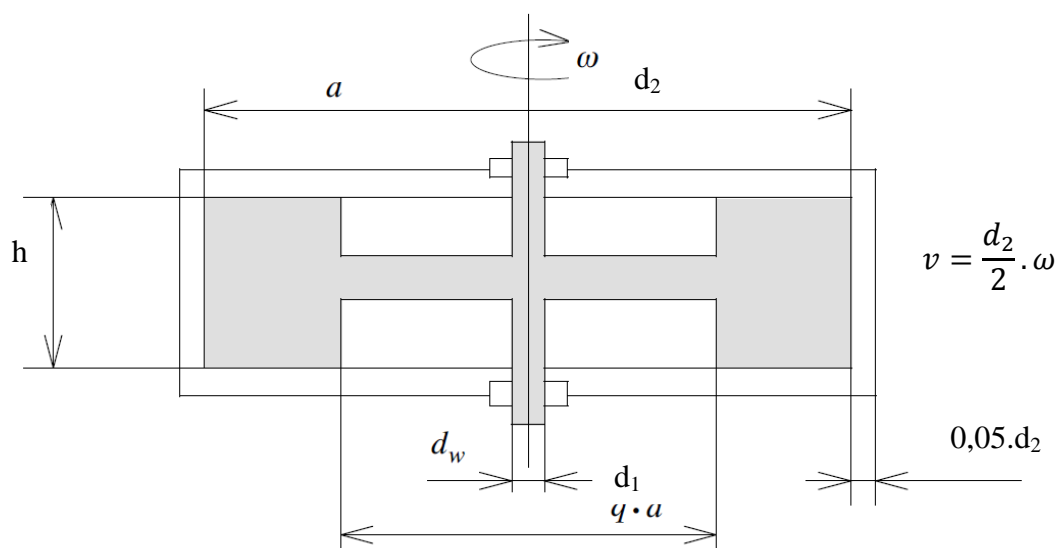
$$J = \frac{1}{2} \rho h \pi (r_2^4 - r_1^4), \quad (5.3)$$

kde:

r_2 – vnější poloměr

r_1 – vnitřní poloměr.

Z výše uvedených vztahů plyne, že kinetická energie je závislá na otáčkách setrvačnicku, jeho hmotnosti a poloměru. Navíc při koncentrování hmoty dále od osy otáčení, se hodnota kinetické energie zvyšuje. [1]



Obr. 14 – Schéma rotoru setrvačnicku. [1]

5.2.2 Dimenzování setrvačnicku

Maximální množství uložení kinetické energie i rotační hmotě je:

$$E_{k \max} = \frac{1}{2} J \omega_{\max}^2 = \frac{\pi}{4} h \rho (r_2^4 - r_1^4) \omega_{\max}^2 \quad (5.4)$$

Síla působící na segment rotujícího prstence dle Obr. 15 je:

$$dF_r = dm \cdot \frac{v^2}{r} = \rho \cdot h \cdot d\varphi \cdot dr \cdot v, \quad (5.5)$$

kde:

ρ – hustota materiálu prstence

h – délka

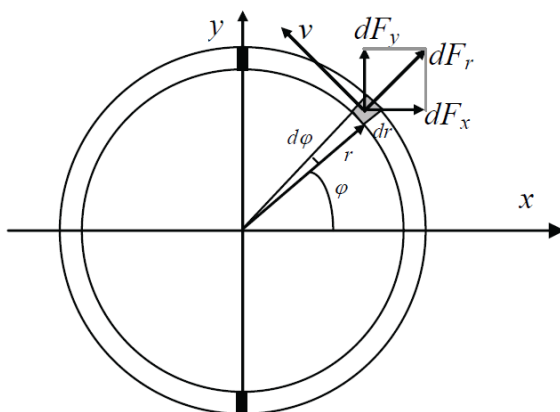
r – poloměr

v – obvodová rychlost

φ – úhel

F – síla

m – hmotnost



Obr. 15 – Síla působící na segment rotujícího prstence.[21]

Čistá síla působící ve směru osy x, vyplývající ze základních sil dF_r je:

$$F_x = 2 \int_0^{\pi/2} dF_r \cos \varphi \cdot d\varphi = 2\rho \cdot h \cdot dr \cdot v^2 \int_0^{\pi/2} \cos \varphi \cdot d\varphi = 2\rho \cdot h \cdot dr \cdot v \quad (5.6)$$

Pevnost v tahu (ve vyšrafované části prstence na Obr. 15):

$$\sigma_r = \frac{F_x}{2 \cdot h \cdot dr} = \frac{2\rho \cdot h \cdot dr \cdot v^2}{2 \cdot h \cdot dr} = \rho \cdot v^2 \quad (5.7)$$

Proto maximální přípustná obvodová rychlost pro materiál s hustotou ρ a maximální přípustné napětí v tahu $R_e = \sigma_{r \max}$:

$$v_{\max}^2 = \frac{R_e}{\rho} \quad (5.8)$$

Maximální obvodová rychlost setrvačnicku závisí na přípustné obvodové rychlosti na jeho povrchu:

$$\omega_{\max}^2 = \frac{v_{\max}^2}{r_2^2} = \frac{R_e}{r_2^2 \rho} \quad (5.9)$$

Dosažením rovnice (5,9) do (5,4) dostaneme:

$$E_{k \max} = \frac{\pi}{4} h \rho (r_2^4 - r_1^4) \frac{R_e}{r_2^2 \rho} = \frac{\pi}{4} (r_2^2 - r_1^2) h \frac{(r_2^2 + r_1^2) R_e}{r_2^2} = \frac{V}{4} \left(1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) R_e \quad (5.10)$$

Může tak být nalezena hmotnost setrvačnicku:

$$m = \pi h (r_2^2 - r_1^2) \rho = \frac{4 E_{k \max}}{R_e} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \rho \quad (5.11)$$

Aby se minimalizovala hmotnost setrvačnicku, musí být rotor ve formě tenkostěnného válce.

Ze vztahu (5,11) je poměr maximální uložené energie k hmotnosti setrvačnicku:

$$\frac{E_{k \max}}{m} = \frac{E_{k \max}}{\rho V} = \frac{R_e}{\rho} \cdot \frac{1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}{4} \quad (5.12)$$

Pokud $r_2 \approx r_1$, tak se (5,12) redukuje do formy:

$$\frac{E_{k \max}}{m} \approx \frac{R_e}{2\rho} = \frac{v_{\max}^2}{2} \quad (5.13)$$

Jak vyplývá z (5,13), lehká konstrukce (velká energetická hustota) může být dosažena užitím materiálu s možnou nízkou hustotou ρ a vysokou pevností v tahu R_e . Jak již bylo výše řečeno, materiály, které splňují tyto požadavky, jsou kompozity (Kevlar, karbonová vlákna, skelná

vlákna v kombinaci s plnivem) nebo kompozitní výztuž (ke zvýšení tuhosti) na prstenci z lehkého kovu, jako je např. hliník. [21]

	Hustota ρ [kg/m ³]	Pevnost Re [GPa]	v_{\max} [m/s]	E/m [MJ/kg]
Ocel	$7,8 \cdot 10^3$	1,8	480,4	0,23
Titan	$4,5 \cdot 10^3$	1,2	516	0,27
Kompozit se sklenými vlákny	$2,0 \cdot 10^3$	1,6	894,4	0,80
Kompozit s uhlíkovými vlákny	$1,5 \cdot 10^3$	2,4	1256	1,60

Tabulka 1 – Parametry typických materiálů použitých pro setrvačnick. [21]

Setrvačnick s větší měrnou energií a daným vnějším poloměrem r_2 zvoleným z konstrukčních důvodů se musí točit s vysokou obvodovou rychlostí (5,13) a tedy s vysokou úhlovou rychlostí (5,9).

Protože v tomto případě obvodová rychlost vysoko-rychlostních rotorů přesahuje rychlost zvuku, tak by rotor měl být uzavřen ve vakuové komoře. V důsledku toho struktura uložené energie – a především ložiska začne komplikovat. Díky udržovanému vakuu uvnitř skříně by měla být použita magnetická ložiska a systém stabilizace polohy osy rotoru v prostoru. Setrvačnick integrovaný s elektrickým zařízením může rotovat bez kontaktu s nehybnými díly (magnetická levitace). Magnetická ložiska by mohla být vyrobena z permanentních magnetů (je potřeba vysoká účinnost), zatímco elektromagnetický systém může pomoci do jisté míry i stabilizovat pozici osy. Vzhledem k vysoké účinnosti musí být setrvačnick poháněn motorem s permanentními magnety instalovaným uvnitř skříně. Vakuum uvnitř skříně brání výměně tepla mezi komponenty a zapříčiňují problémy s odvodem tepla z vinutí elektrického zařízení provozovaných jako motor nebo generátor. Výhodou vakua je odstranění ztrát, které vznikají odporem vzduchu a tichý chod. [21]

5.2.3 Modelování setrvačnickového akumulátoru.

Setrvačnickový akumulátor je možné si představit jako uzavřený systém zobrazený na Obr. 16. Jako vstupní proměnná je výkon $P_2(t)$ na vstupní hřídeli. Kladná hodnota $P_2(t)$ značí vybíjení setrvačnicku a záporná nabíjení. Výstupní proměnná je rychlost setrvačnicku $\omega_2(t)$. [1]



Obr. 16 – Uzavřený systém setrvačnickového akumulátoru [1].

Model setrvačnickového akumulátoru může být založen na 2. Newtonově zákonu pro rotační systém. Výsledkem je výraz [1]:

$$J \cdot \omega_2(t) \cdot \frac{d}{dt} \omega_2(t) = -P_2(t) - P_l(t), \quad (5.14)$$

kde P_l značí výkonové ztráty. Pro setrvačnick jsou zásadní dvě již výše zmíněné ztráty. Ztráty v ložiskách a ztráty vlivem odporu vzduchu:

$$P_l(t) = P_{l,a}(t) - P_{l,b}(t). \quad (5.15)$$

Obě jsou funkcí úhlové rychlosti $\omega_2(t)$, respektive obvodové rychlosti $v(t)$. Všeobecný výraz s odkazem na Obr. 14 pro výkonovou ztrátu vlivem odporu vzduchu při Reynoldsově čísle větší, než $3 \cdot 10^5$, je [1]:

$$P_{l,a}(t) = 0,04 \cdot \rho_a^{0,8} \cdot \eta_a^{0,2} \cdot v^{2,8}(t) \cdot d_2^{1,8} \cdot (\beta + 0,33), \quad (5.16)$$

kde ρ_a je hustota vzduchu, η_a dynamická viskozita vzduchu, $\beta = h/d_2$.

Pro ztráty ložisek je dán výraz:

$$P_{l,b}(t) = f \cdot k \cdot \frac{d_w}{d_2} \cdot m_f \cdot g \cdot v(t), \quad (5.17)$$

kde f je koeficient tření, k je korekční faktor balančních a gyroskopických sil, apod., m_f je hmotnost setrvačnicku. [1]

5.3 Magnetická ložiska

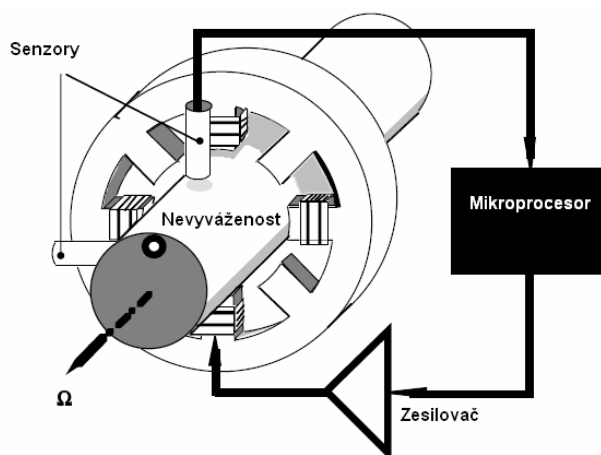
Jak již bylo nastíněno v předešlých kapitolách, magnetická ložiska mají řadu výhod, jako je bezkontaktní chod, z toho plynoucí minimální ztráty způsobené třením, snadná údržba nevyžadující mazání a tichý způsob uložení.

Magnetická ložiska se mohou dělit do dvou základních typů, a to na aktivní magnetická ložiska (AML, nebo AMBs – active magnetic bearings) a na pasivní magnetická ložiska (PML, resp. PMBs – passive magnetic bearings).

5.3.1 Aktivní magnetická ložiska

U aktivních magnetických ložisek se nosné síly aktivně ovládají pomocí elektromagnetů postavených proti sobě. K zajištění správné polohy rotoru je snímána jeho poloha pomocí snímačů. Ta je vyhodnocována řídicí jednotkou, která následně upravuje elektrický proud, procházející cívkami elektromagnetů, čímž se mění síly od indukovaného magnetického pole. Rozdílem těchto sil je možno zajistit správnou polohu hřídele rotoru. Díky tomu lze také měnit tuhost a tlumení uložení za běhu stroje. [22]

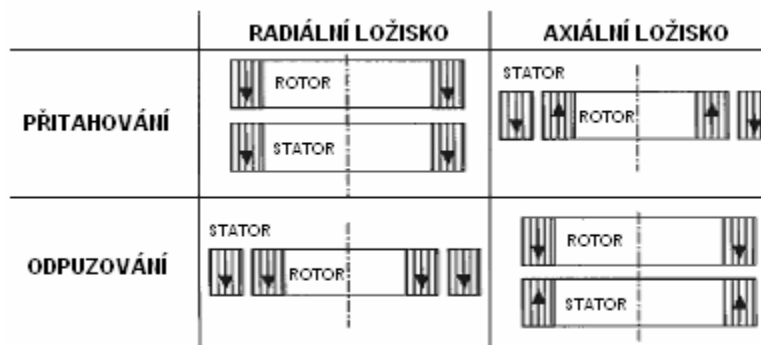
Nevýhodou AML je nutnost stále dodávat elektrickou energii elektromagnetům. Je nutno také zajistit uložení při přerušení napájení. Při kontaktu rotoru se statorem by mohlo vést k destrukci zařízení a u velkých setrvačnicků (nebo i ostatních zařízení), by mohlo dojít i k ohrožení na lidských životech. Nevýhodou jsou také větší rozměry nutné k zástavbě celého zřízení spojeného s magnetickými ložisky. [23]



Obr. 17 – Schéma aktivního magnetického ložiska [22]

5.3.2 Pasivní magnetická ložiska

Pasivní magnetická ložiska fungují na podobném principu. U tohoto druhu ložisek není potřeba žádný řídicí aktivní člen. Polohu zajišťují permanentní magnety, u kterých se využívá buď jejich vzájemná přitažlivá nebo odpuzivá síla. Nosnost a tuhost ložiska je možné zvětšit zvýšením počtu dvojic magnetových kroužků. Výhodou PML je jejich činnost bez spotřeby elektrické energie, nevýhodou se pak jeví jejich menší tuhost a schopnost tlumení. [24]



Obr. 18 – Možné varianty uspořádání pro axiální magnetové dvojice. [24]

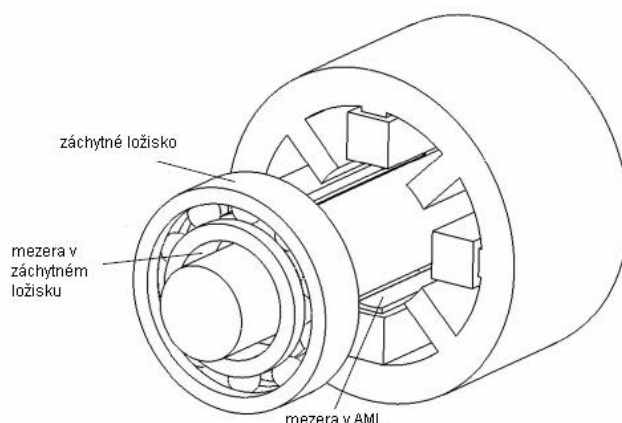
Speciálním typem PML jsou ložiska se supravodiči. Supravodiče jsou schopny dokonale vytlačovat magnetické pole ze svého objemu (tzv. ideální diamagnetismus). Některé supravodiče dovolí pouze částečné pronikání siločar do svého objemu. Díky tomu je magnet vložený nad supravodič odpuzován a zároveň se dokáže udržet ve stabilní poloze v určité vzdálenosti od supravodiče. Magnet tedy levituje. [23]

S příchodem vysokoteplotních supravodičů (supravodiče II. typu - HTS – high temperature superconductor) se mohou lépe uplatnit v technické praxi, jelikož na jejich chlazení postačí jednoduše dostupný kapalný dusík (nejvyšší dosažená teplota je zatím 138 K). Supravodiče I. typu se musí chladit kapalným héliem, jejich supravodivost byla dosažena maximálně do teploty 4 K. [25]

5.3.3 Záchytná ložiska

Záchytná ložiska musí být z důvodu bezpečnosti u aktivních magnetických ložisek, u kterých může dojít k přerušení elektrického napájení. Zde by mohlo dojít ke styku rotoru se statorem a to by mohlo vést k poškození celého zařízení. Hrají zde také roli zajištění uložení, pokud dojde k převýšení zátěžné síly, např. při prudkých pohybech celého zařízení. To je důležité zrovna u použití AML u setrvačníků v automobilech. [23]

Záchytná ložiska mohou být kluzná, valivá nebo jejich kombinace. Kluzná ložiska jsou sice levná a jednoduchá, ale jelikož vlivem tření dochází k jejich opotřebením, mohou vlivem tohoto tření způsobit nestabilitu roztočeného rotoru. Valivá ložiska jsou citlivější na rázy. Dokáží ale rychle stabilizovat rotor, protože vnitřní kroužek ložiska srovnává rychlost s rotorem, což zabrání k jeho vířivému pohybu. [26]



Obr. 19 – Umístění záchytných ložisek. [26]

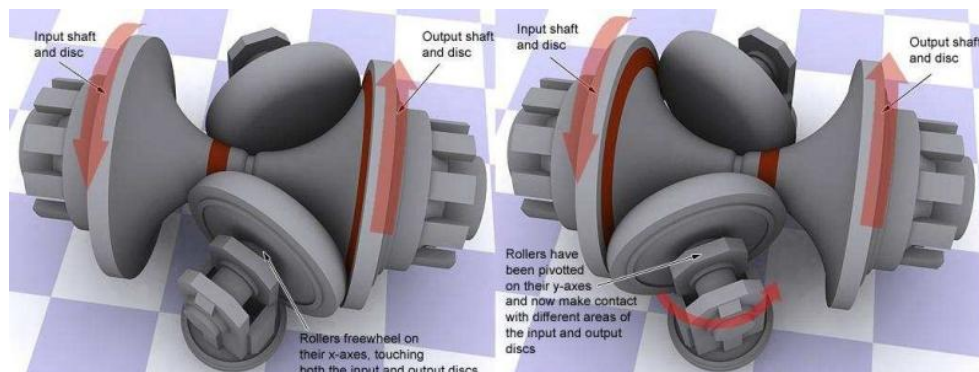
5.4 Přenos energie mezi setrvačником a hnacím ústrojím

5.4.1 CVT převodovka (Continuously Variable Transmission)

Jak z názvu vyplývá, CVT převodovky se vyznačují plynule měnitelným převodem. Jedná se především o třecí převodovky, u kterých se převodový poměr nastavuje změnou průměru rotačních částí přenášejících točivý moment mezi vstupním a výstupním hřídelem. Teoreticky tedy umožňují nekonečné množství převodů. Jelikož je kinetická energie setrvačnicku závislá na jeho otáčkách, nelze je tedy efektivně regulovat. Proto jsou převodovky s nekonečným množstvím převodů pro přenos točivého momentu mezi setrvačником a hnacím ústrojím nejvhodnější. [27]

Toroidní převodovky

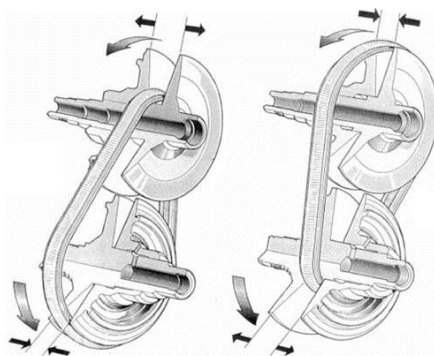
První toroidní převodovka byla patentována v USA již v roce 1877 Charlesem W. Huntem. Tato převodovka je tvořena dvěma toroidními disky. Jeden je spojen s hnacím a druhý s hnaným hřídelem. Točivý moment mezi těmito disky je přenášen kladkami. Naklápěním těchto kladek se mění bod jejich dotyku s toroidními disky, čímž se mění převodový poměr. Takováto převodovka se vyznačuje vysokou účinností až 95 % a dokáže přenést moment až 400 Nm. Dříve se kontakt mezi disky a kladkou řešil kov na kov, což vedlo k značnému opotřebení. Dnes se tento problém řeší vrstvou filmu speciálního trakčního oleje tloušťky v tisícině milimetru. Tento film v místě kontaktu snese zatížení až 4 GPa. [27]



Obr. 20 - Toroidní převodovka. [28]

Variátorové převodovky

Jedná se o počítačem řízenou bezstupňovou samočinnou převodovku, u které je převod měněn průběžně pomocí variátoru. Tento variátor se skládá ze dvou dělených klínových řemenic. Jedné hnací a druhé hnané. Takové řemenice jsou tvořeny dvěma ocelovými kuželovými kotouči, z nichž je jeden vždy nepohyblivý a druhému je umožněn axiální posuv. Tímto posunem se mění činný poloměr klínových řemenic a je tak dosaženo plynule se měnícího převodového poměru. Točivý moment mezi řemenicemi je přenášen ocelovým řemenem, který je složen z velkého množství ocelových článků navlečených na dvou ohebných ocelových prstencích. Prstence jsou tvořeny několika na sobě položenými pásy tloušťky 0,1 mm. Točivý moment je přenášen tlakem z jednoho článku na druhý. [29]



Obr. 21 - Princip přeměny převodového poměru u variátorové převodovky. [28]

5.4.2 Elektrický motor-generátor

Uloženou kinetickou energii setrvačníku lze transformovat na elektrickou prostřednictvím zabudovaného motor-generátoru. Zpravidla se k indukci elektrického proudu na elektrickém vinutí statoru užívá permanentních magnetů, které jsou nainstalovány na rotoru setrvačníku. Získanou elektrickou energii lze pomocí vodičů přenést na elektromotory, které tuto energii transformují na mechanickou, potřebnou k pohonu vozidla. Při brzdění se tento sled operací obrací, elektromotory se stávají generátory a naopak.

Elektromotory pohánějící automobil mohou být napojeny k hnacímu ústrojí automobilu na různých místech. Může být napojen mezi spalovacím motorem a převodovkou, zde musí překonávat odpor rotujících částí převodovky a také ztráty tření v ozubených převodech. Další možností je napojení mezi rozvodovkou a koly. Známý způsob uložení elektromotoru je také přímo v nábojích kol. Rotorem elektromotoru se tak stává disk kola. Nevýhodou tohoto typu je zvýšená hmotnost neodpružených částí automobilu, což se negativně projevuje na jízdních vlastnostech.

6 Trendy a očekávaný vývoj

V současnosti hraje hlavní roli ve vývoji setrvačnickových KERS několik výrobců. Patří mezi ně především automobilka Volvo a firma Williams, jejíž divize Williams Hybrid Power je hlavně vývojovou a dodavatelskou firmou hybridních systémů.

Švédská automobilka Volvo, která v roce 2011 oznámila, že pracuje na vývoji zařízení s otáčkami až $60\,000\text{ min}^{-1}$. Nyní již automobilka úspěšně dokončila testování a hodlá spustit průmyslovou výrobu setrvačnickového KERS. Ten má ušetřit až 25 % paliva. Setrvačnick bude umístěn na zadní nápravě a energie bude přenášena pomocí CVT převodovky. Experimentální setrvačnick je vyroben z uhlíkových vláken, má průměr 200 mm a hmotnost 6 kg. Uložen je ve

vakuové skříni. Testován byl v automobilech Volvo S60 se čtyřválcovým turbodieselem. Výkon lze díky setrvačnicku krátkodobě zvýšit až o 60 kW, což umožní automobilu zrychlit z 0-100 km.h⁻¹ za 5,5 s. Klasické Volvo S60 zrychluje za 10,9 s. Dle Dereka Crabba, viceprezidenta Powertrain Engineering at Volvo Car Group, lze spalovací motor vypínat až na polovinu jízdního cyklu NEDS [30]. Volvo také říká, že systém se setrvačnickem má stát až třetinu ceny jiných baterií použitých v hybridech - \$750-\$1,000. [30]

Williams Hybrid Power (WHR) je divize Williams F1 a v současnosti je dodavatelem elektromechanických setrvačnickových KERS pro autobusy, tramvaje a vysoce výkonná závodní auta. Byla založena v roce 2008 primárně jako dodavatel KERS pro závodní tým Williams F1. Nyní se lze s jejich systémem setkat například v závodním prototypu Audi R18 hybrid, který v roce 2012 vyhrál závod 24 hodin Le Mans. Tento systém používá také Porsche 911 GT3 R-Hybrid nebo 918 RSR Spyder.[32]

WHR KERS má vysoce pevnostní rotor vyrobený kompletně z kompozitních materiálů, nemá tedy žádný kovový náboj, což ho dělá velmi pevným a bezpečným. Je také uložený ve vakuové komoře a nemá žádný mechanický kontakt s jeho okolím. [32]

Celé zařízení je kompaktní a uložení je zcela libovolné dle konkrétní aplikace díky přenášení energie elektrickým vedením. S malými náklady na zástavbu je tak vhodnou volbou právě pro výše uvedenou širokou škálu použití v autobusech (např. ve vozech přepravní společnosti Go-Ahead ve Spojeném království), tramvajích, či závodních speciálech. V závodních speciálech se navíc celé zařízení podrobuje těžkým zatěžkávacím testům, při kterých vibrace dosahují hodnot přetížení až 100 G, rázové zatížení 10 G a otáčení až o 100 °/s. [32]

WHR předpokládá také vhodné použití pro běžné osobní automobily právě pro výhody tohoto KERS. Mnoho současných hybridů používá chemické baterie, které dosti přidávají vozidlu na hmotnosti a chemikálie představují určité nebezpečí. WHR KERS je tak mnohem lehčí a levnější zařízení. Navíc se vyznačuje delší životností, než baterie – přibližně 20 let bez výkonnostní degradace kvůli stáří. [32]

Postupný vývoj a zavádění do výroby je také u jiných typů KERS. Kromě běžných hybridů využívající baterie, je to například Mazda iELOOP, která využívá pro rekuperaci energie nízko-odporový dvouvrstvý superkapacitor. Získaná energie při brždění je využita k napájení elektrického příslušenství vozidla. [11]

Vcelku netradiční cestou u hybridních osobních automobilů se chce pustit koncern PSA se zavedením KERS na principu stlačeného vzduchu. Nasazení jejich systému Hybrid Air do sériové výroby je naplánováno v roce 2016. Obdobný systém se již využívá u některých nákladních automobilů nebo autobusů. [33]

Systémy KERS se tak do běžných dopravních prostředků dostávají čím dál častěji. Je to způsobeno hlavně snahou snížit závislost na spalování fosilních paliv a šetřit energií tam, kde je to možné. Výhodou těchto zařízení je také volba možnosti využití, kde systém může nejen šetřit palivo, ale také krátkodobě zvýšit výkon pohonného ústrojí. Zavádění do výroby je tak velmi vhodné a v mnohých případech i žádoucí.

S ohledem na princip ukládání energie dává současný vývoj mechanických KERS novou možnost jejich rozšíření. Použití moderních kompozitních materiálů vyzdvihuje výhody nad čistě elektrickými systémy. Mechanické systémy se stávají kompaktnějšími, efektivnějšími a také mnohem levnějšími řešeními. Nebude tak překvapující jejich častější zavádění do sériové produkce, což nyní dokazují úspěšné testy automobilky Volvo, která hodlá zavést setrvačnickový KERS do sériové produkce koncem roku 2013.

7 Návrh laboratorního experimentu

Předem je nutno podotknout, že experiment bude sloužit jako demonstrativní zařízení a vzhledem k nákladům se tak některá konstrukční řešení budou odvíjet především ze součástí a materiálu, které jsou konkrétně k dispozici. Některé postupy tedy možná budou odlišné od těch, které by se jinak použily v praxi. Odlišnosti od ideálního řešení budou nicméně vždy zmíněny a pokud možno bude nastíněn i postup tohoto řešení.

7.1 Popis experimentu

Předmětem experimentu je setrvačnickový KERS s vertikální osou rotace. Jak bylo zmíněno v předchozích kapitolách, zde by byl již první rozpor s konstrukcí pro dopravní prostředky, jelikož by gyroskopický moment negativně ovlivňoval jízdní vlastnosti. Vhodnější je horizontální osa rotace uložená napříč. Nicméně, použití vertikální osy také není neobvyklé, jak dokazuje zařízení firmy Williams, zmíněné v předchozích kapitolách.

Uložení setrvačnicku je prostřednictvím axiálního ložiska z permanentního magnetu levitujícím nad vysokoteplotním supravodičem (supravodič II. typu, dále HTS – High Temperature Supraconductor). Chlazení HTS tak zajistí kapalným dusíkem. Výhoda takového ložiska spočívá ve stabilizaci polohy jak v axiálním, tak radiálním směru. Díky tomu v tomto případě není zapotřebí složitější konstrukce s kombinací radiálních a axiálních ložisek.

Nabíjení a vybíjení setrvačnicku bude prováděno pomocí elektromotoru. Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a diskem setrvačnicku zajistí magnetická spojka.

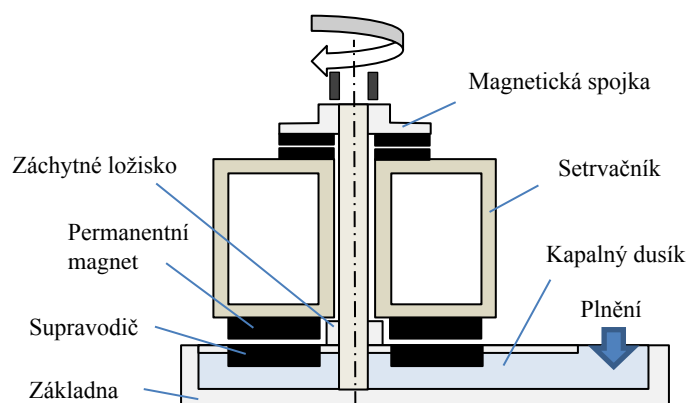
Výše uvedeným se odstraní veškeré ztráty vlivem tření v uložení a přenosu momentu. Dále by bylo vhodné rotor uložit do vakuové komory k eliminaci ztrát způsobených odporem vzduchu. U tohoto experimentu ale takováto konstrukce nebude řešena.

7.2 Parametry

Celkové rozměry se odvíjí především od použitých supravodičů. K dispozici je 12 kruhových o průměru 14 mm a výšce 6 mm. Nad nimi bude levitovat hliníkový dutý setrvačnick o hmotnosti přibližně 2 kg. Množství uložené energie bude závislé od použitého elektromotoru, především od jeho výkonu a maximálních otáček. Roli zde také budou hrát maximální možné otáčky setrvačnicku z pevnostního hlediska. Vzhledem k rozměrům a účelu experimentu ale nejsou očekávány extrémní hodnoty.

7.3 Prvotní myšlenka konstrukce

Dle Obr. 22 základnu celého zařízení tvoří hliníková vana pro lázeň z kapalného dusíku, v němž je ponořen disk složený z výše uvedených HTS. V této základně bude také vyveden nalévací otvor. Nad HTS diskem bude levitovat setrvačnick tvaru dutého válcového prstence, na jehož spodní straně bude připevněn magnetický prstenec. Na vrchu budou vyskládané magnetické segmenty pro magnetickou spojku. Statorová osa bude uložena v základně. Na ní bude nasazeno záchytné ložisko a z vrchu pak zabudována druhá část magnetické spojky, na kterou bude napojen elektromotor. K zajištění správné polohy rotoru vždy před uvedením do provozu budou sloužit středící segmenty.



Obr. 22 - Schéma hrubé koncepce setrvačnickového KERS.

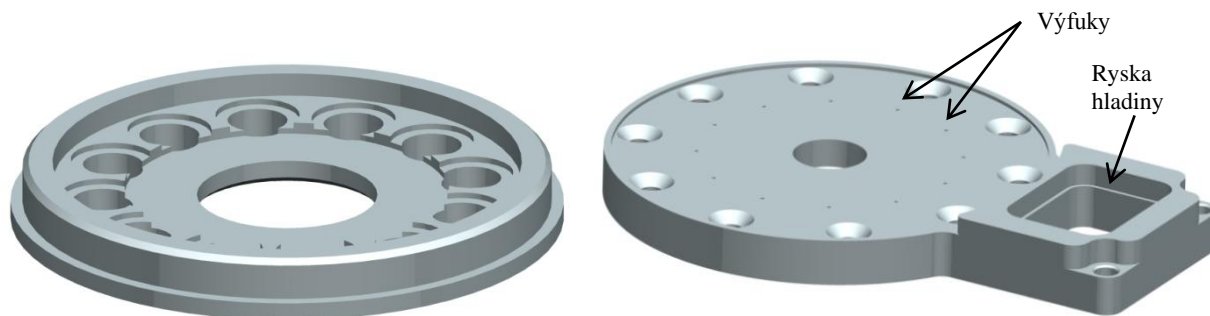
7.4 Návrh konstrukce

Postupným vývojem samotné konstrukce se došlo k několika možným variantám řešení a jejich optimalizaci. Zatímco navrhované uložení supravodivého ložiska zůstalo od prvního návrhu prakticky beze změn, funkce spojky a její ovládání, včetně přenosu točivého momentu z motoru, si vyžádalo několika řešení. Stručný popis těchto variant, včetně jejich výhod a nevýhod, bude popsán v následujících podkapitolách. Jednotlivé varianty budou průběžně vzájemně porovnány a vybraná varianta, která se dočkala reálné podoby, bude popsána detailněji. Následující text se ale nejprve bude věnovat návrhu supravodivého ložiska. To zůstalo u všech variant prakticky nezměněno.

7.4.1 Návrh supravodivého ložiska

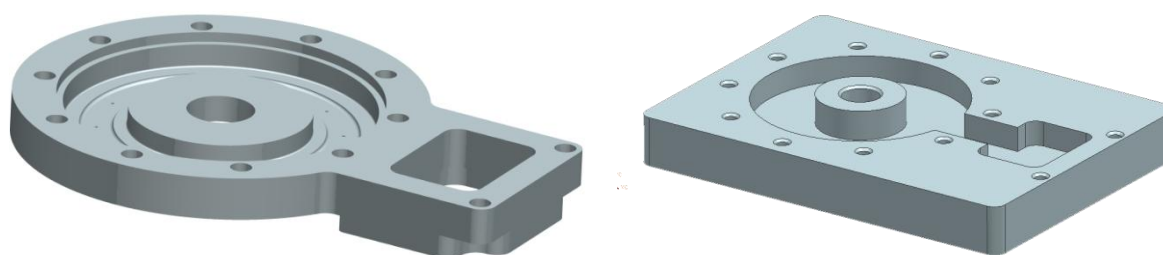
Jak bylo výše uvedeno, nejprve se navrhne ložisko se supravodiči. V ideálním případě by byl použit HTS prstenec, čímž by se docílilo homogenity magnetického pole po celém obvodu. Z úsporných důvodů se použije 12 supravodičů o průměru 14 mm a výšce 6 mm, které jsou k dispozici. Aby se co nejvíce přiblížilo ideálnímu stavu, je vhodné je vyskládat po obvodu co nejbližší u sebe. Je nutné mezi nimi zanechat mezeru, jelikož k dosažení supravodivého stavu je potřeba tyto kotouče chladit kapalným dusíkem. Ten by je měl obtékat v co největší ploše, aby se docílilo co nejlepšího chladicího účinku.

Pro zajištění vzájemné stálé polohy se supravodiče zasadí do hliníkového disku (Obr. 23 Obr. 24- vlevo, výkres č. HTSL-D-002). Byla zvolena rozteč průměru 62 mm. Kapalný dusík bude přiváděn zespodu každého kotouče a dále je obteče po celém obvodu, až budou kompletně ponořeny. Správný tok kapaliny na vrchní straně pak zajistí konstrukce hliníkového krytu, v němž bude celý tento disk vložen. Rozložení kapaliny je znázorněno na Obr. 26.



Obr. 23 - Vlevo: disk pro supravodiče. Vpravo: kryt supravodičů - vrchní pohled.

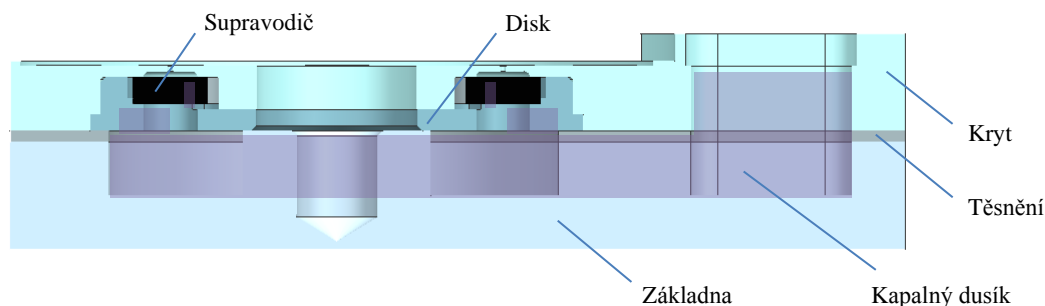
Kryt (Obr. 23 - vpravo Obr. 24- vlevo, výkres HTSL-K-002), kromě drážky pro tok dusíku, také v nejvyšších místech kanálů obsahuje výfuky, aby nedocházelo k přetlaku při vypařování dusíku (malé díry patrné na Obr. 23 - vpravo). Částí krytu je také nalévací otvor s ryskou maximální hladiny.



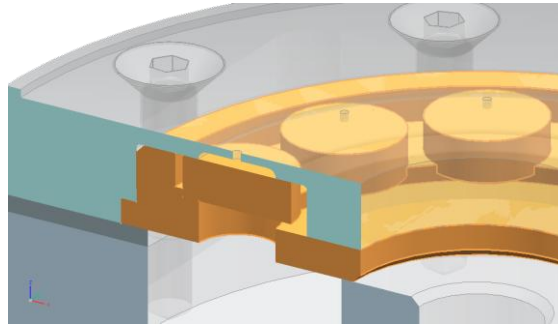
Obr. 24 - Vlevo: kryt HTS - spodní pohled. Vpravo: základna HTS.

Kryt s diskem bude přišroubován k hliníkové základně (Obr. 24 - vpravo, výkres HTSL-Z-002). Ta slouží zároveň jako zásobárna chladicího média. Utěsnění mezi krytem a základnou zajistí tvarové těsnění vyrobené z expandovaného grafitu (výkres HSL-T-001), které koupíruje tvar krytu HTS. Provozní teplota tohoto materiálu je od $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$, proto je vhodný pro tento případ. [34]

Na Obr. 25 je zobrazen řez sestavou základny pro představu vyplnění dutin chladicím médiem. Na Obr. 26 pak detail obtékání supravodičů.



Obr. 25 - Řez sestavou základny.



Obr. 26 - Detail obtékání supravodičů.

7.4.2 Analýza HTS ložiska ve FEMM

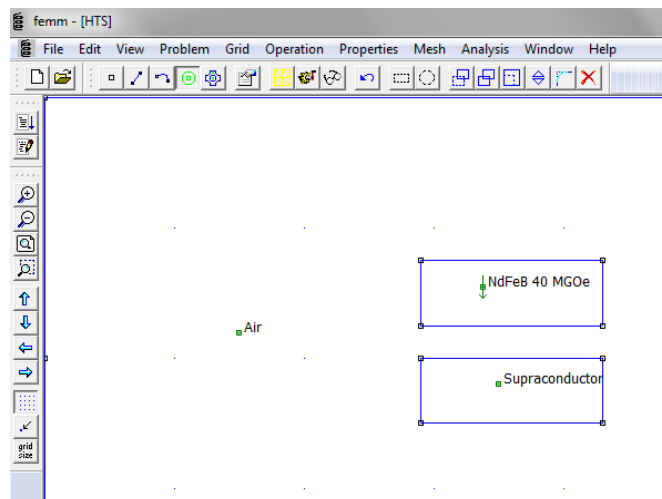
Následující text se zabývá návrhem permanentního magnetu ložiska, simulací toku magnetického pole a v konečné řadě také výpočtem síly působící na HTS. Následovat bude také analýza výsledků s vyhodnocení optimálního řešení. K simulaci poslouží program FEMM (Finite Element Method Magnetics). [35]

7.4.2.1 Parametry problému a okrajové podmínky

V programu FEMM je nastaven symetrický problém a vkreslen dle Obr. 27. Úloha je značně idealizovaná, HTS je takto vykreslen jako plný prstavec, jelikož v tomto programu není možné nadefinovat jednotlivé kotouče, proto zde bude jistá nepřesnost ve výsledné síle. Ve skutečnosti bude síla menší, neboť HTS kotouče zaujímají menší plochu, než celý prstavec. Osa rotace je znázorněna vlevo – vertikální osa z , horizontálně je pak udáván parametr r . Materiál supravodiče je nastaven jako ideální diamagnetikum, tedy relativní permeabilita $\mu \rightarrow 0$. Zvolený materiál je neodým NdFeB 40, který je obsažen přímo v knihovně FEMM, stejně tak okolní vzduch (Air). Smysl magnetického pole je totožný s osou symetrie. Je také nutné definovat okrajovou podmínku rozhraní řešeného problému. V nastavení je hodnota BC Type nastavena na Strategic Dual Image, která definuje otevřenou vzduchovou hranici. Velikost elementů sítě všech objektů je nastavena na 0,1 mm. Vzduchová mezera mezi PM (permanentní magnet) a HTS nabývá hodnoty 2,5 mm. Hliníkový kryt, který překrývá HTS, nemusí být zakreslen, jelikož je nemagnetický. Jeho relativní permeabilita je blízká permeabilitě vzduchu.

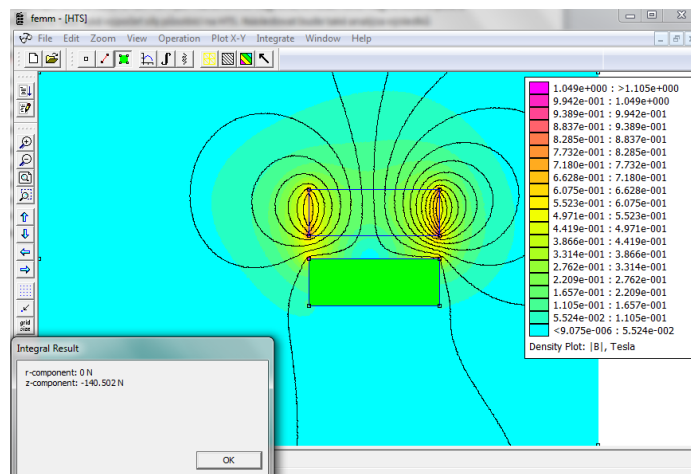
7.4.2.2 Navrhované řešení HTS ložiska

První návrh počítal s permanentním magnetem stejné velikosti jako je HTS, tedy vnějšího průměru 69 mm, vnitřního 55 mm a výšce 6 mm, uspořádání je zobrazeno na Obr. 27.



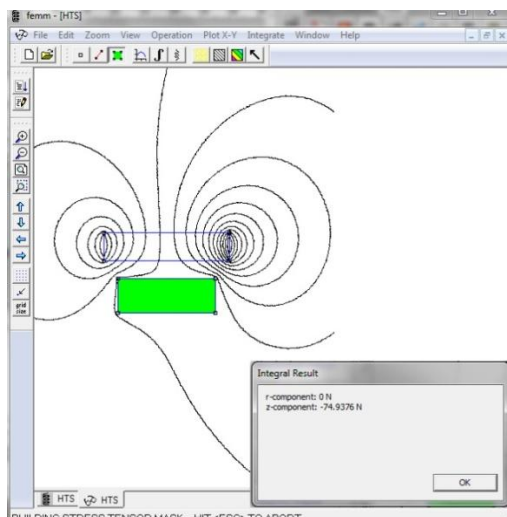
Obr. 27 - FEMM - schéma problému s PM a HTS prstenci stejných rozměrů.

Výsledek výpočtu je zobrazen dle Obr. 28. Barevná škála udává intenzitu magnetické indukce B v Tesla. Černé křivky pak představují siločáry. Síla působící na HTS se vypočítá přes integrál – Force via Wiegthed Stress Tensor. Výsledkem je síla 140,5 N, znaménko minus udává směr působení proti smyslu ose z . Závislost síly na vzduchové mezeře je zobrazena na Graf 1.



Obr. 28 - FEMM - vypočtená intenzita magnetického pole u PM a HTS stejných rozměrů.

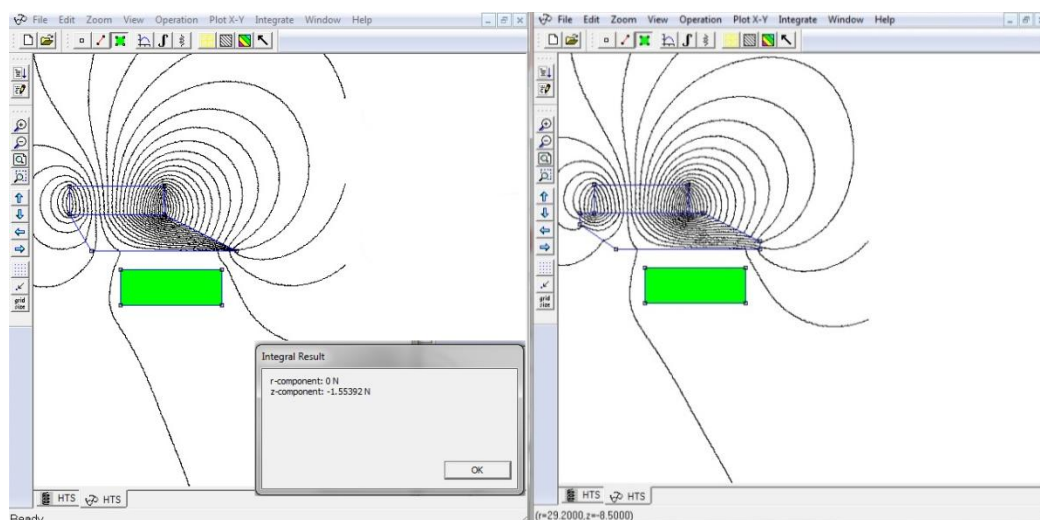
Pro zvětšení síly bylo zamýšleno použití PM prstence s větší čelní plochou, než HTS, výsledek je znázorněn na Obr. 29. PM magnet je o rozměrech 71/53 - 5. Jak je vidno, síla 74 N je přibližně poloviční od předchozího uspořádání, tato cesta proto není ideální.



Obr. 29 – Analýza s PM prstencem s větší čelní plochou.

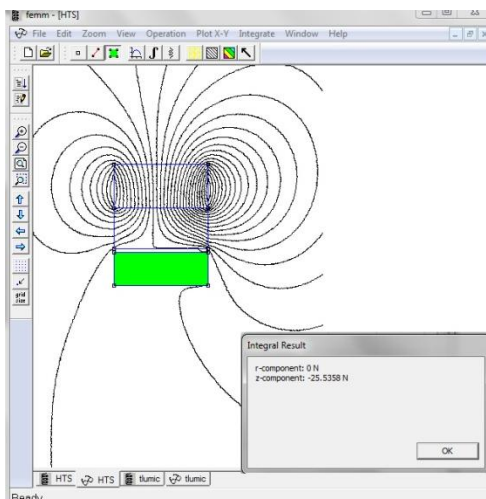
Navrhováno bylo také použití feromagnetického pólového nástavce, díky němuž by se předpokládalo možné použití jiného rozměru permanentního magnetu při rozvedení magnetického pole na potřebné místo s požadovanou plochou HTS.

Několik návrhů počítalo s PM prstenci o rozměrech 62/48 - 5 a ocelovým nástavcem tvaru znázorněného na Obr. 30. Výsledná síla dosahovala řádově několika Newtonů, takovéto uspořádání je proto prakticky nevyhovující. U tvaru vlevo lze vidět mírného rozptýlení siločar u vnitřní plochy prstence. U vnější šikmé plochy jsou naopak zhušťovány. Nejvyšší intenzita magnetického pole je tak v nejostřejší hraně tohoto prstence. Odstranění tohoto koncentrátoru magnetického pole nemělo většího efektu, což znázorňuje tvar vpravo. Vzhledem k mizivým silovým účinkům bylo od vývoje tohoto řešení upuštěno.



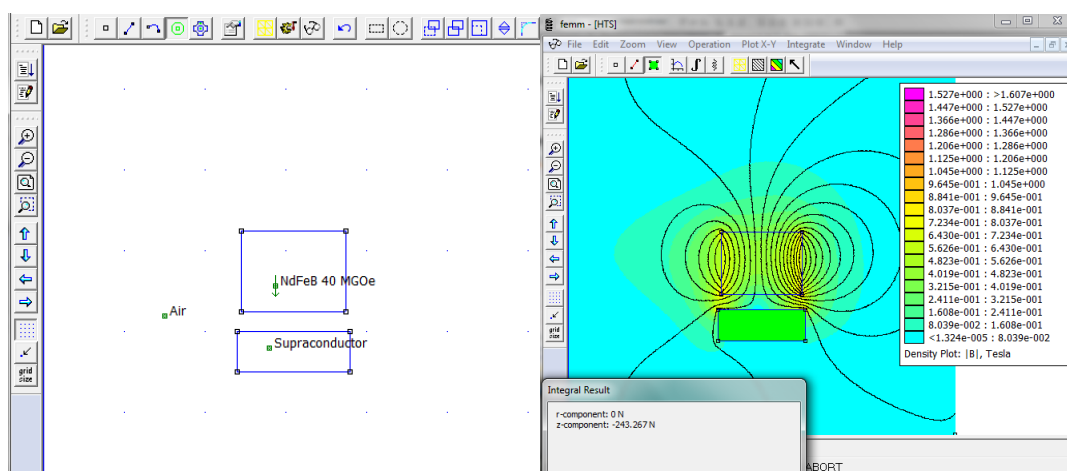
Obr. 30 – Analýza tvarových pólových nástavců.

Dalším zkoušeným tvarem byl ocelový prstenec stejných průměrů, jako má HTS. Výška PM a ocelového prstence byla totožná 8 mm. Vzduchová mezera byla zmenšena na 0,5 mm. Jak je vidno na Obr. 31, síla je opět zásadně menší i s přihlédnutím na menší vzduchovou mezuru. Tento výsledek tak potvrdil nevhodnost pólového nástavce.



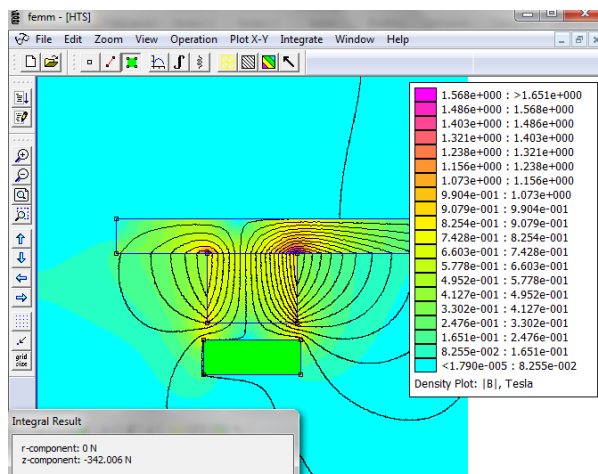
Obr. 31 – Analýza pólového nástavce stejných rozměrů, jako PM.

Vzhledem k výše vyobrazeným výsledkům a ke snaze zvětšit magnetickou sílu byl proto vybrán prstenec dle katalogu firmy neomag.cz o průměrech 75/49 mm a výšce 10 mm [36]. Uspořádání je znázorněno na Obr. 32 - vlevo. Výsledek výpočtu je pak ukázán vpravo. Výsledná síla 243 N se již jeví jako dostatečná.

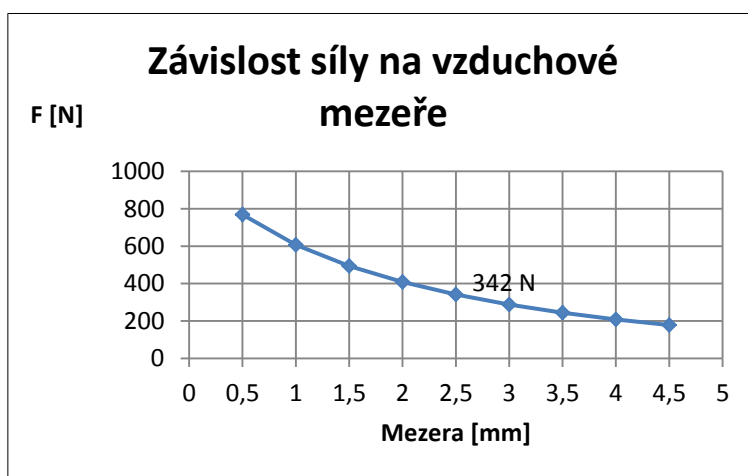


Obr. 32 - FEMM – vlevo: schéma uspořádání s PM o rozměrech 75/49 – 10. Vpravo analýza intenzity magnetického pole při vzduchové mezeře 2,5 mm.

Konstrukce setrvačnicku si vyžádala použití ocelového disku (Výkres HTSL-FW-SD-002) o rozměrech 118/23 a výšce 4 [mm] nad permanentním magnetem (popis v dalších kapitolách), který, jak se ukázalo, pozitivně ovlivnil magnetické pole a zvýšila se tak působící síla. Výsledná síla při 2,5 mm mezeře je nyní 342 N (Obr. 33). Závislost síly na vzduchové mezeře pak zobrazuje Graf 1.



Obr. 33 -Výsledná síla a intenzita magnetického pole při vzduchové mezeře 2,5 mm a s použitím ocelového disku.



Graf 1 - Závislost síly na vzduchové mezeře s uspořádání dle Obr. 33.

7.4.3 Návrhy variant KERS

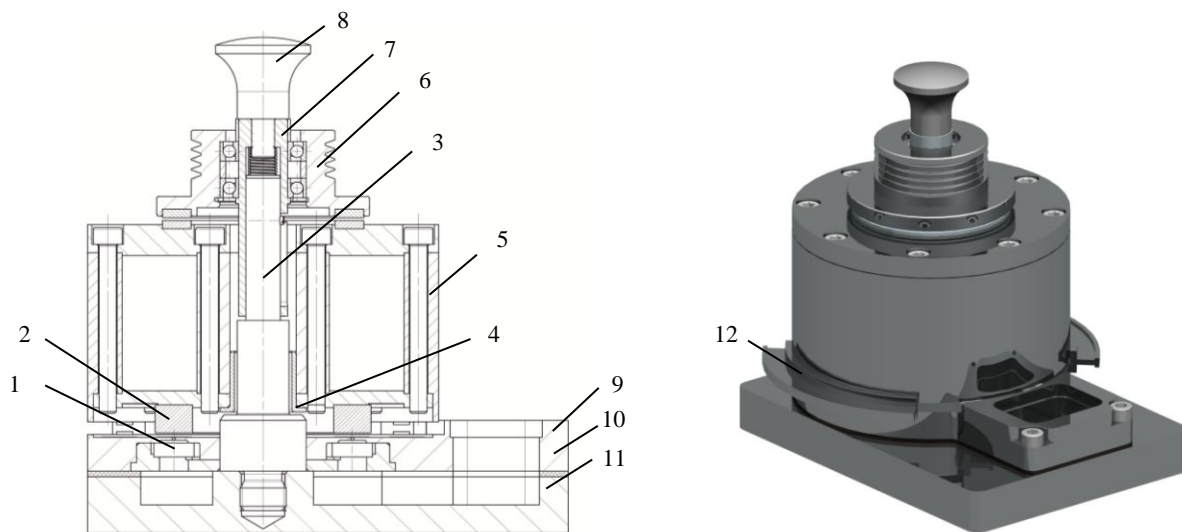
7.4.3.1 Varianta 1

Podstavou celého zařízení (Obr. 34) je výše popsaná základna se supravodivým ložiskem (kapitola 7.4.1). Na ní je našroubována statorová osa. Statorová osa středí kryt a disk HTS, protože je potřeba zajistit sousost HTS ložiska, spojky, tak i samotného setrvačnicku, který je centrován s krytem HTS pomocí stavěcích segmentů. Na statorovou osu také dopadá záchytné kluzné ložisko, jež je připevněno na disku setrvačnicku.

Disk setrvačnicku je sešroubován nerezovými šrouby ze čtyř dílů. Vnější disk je hlavní rotační hmotou pro ukládání energie, také se přes jeho spodní hranu centruje celý setrvačnick. Na vnitřní disk je nalisováno záchytné kluzné ložisko. Vrchní disk je vybaven drážkou pro uchycení segmentů permanentního magnetu, přes které bude přenášén točivý moment. A konečně spodní disk, který je jediný vyroben z oceli, na rozdíl od ostatních hliníkových dílů. Kromě zvýšení magnetického pole také hraje roli nosného prvku permanentního magnetu, který se k disku přichytne magnetickou silou.

Přenos točivého momentu na setrvačnick obstarává magnetická spojka ve vrchní části zařízení. Polohování spojky obstarává bajonet jemuž je umožněn posun po statorové ose. Správnou polohu a zamezení proti pootočení zajišťuje šroub přišroubovaný ve statorové ose. Ovládání bajonetu, a tedy i celé spojky, je pomocí přišroubované rukojeti. Pro snažší ovládání a pro

přidrzení ve své poloze, je mezi bajonetem a statorovou osou vložena pružina. Uložení spojky je prostřednictvím dvojice jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.



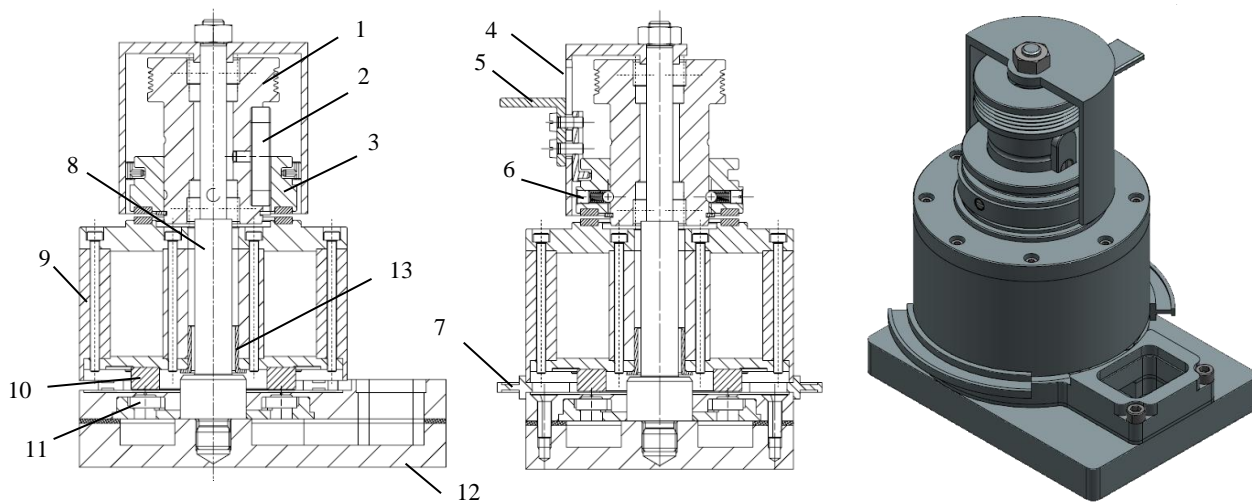
Obr. 34 – Schéma a 3D náhled sestavy varianty 1.

1 – HTS, 2 – PM, 3 – osa, 4 – záchytné ložisko, 5 – setrvačnik, 6 magnetická spojka s řemenicí, 7 – bajonet, 8 – rukojeť, 9 - kryt HTS, 10 – těsnění, 11, základna, 12 – stavěcí segment.

7.4.3.2 Varianta 2

Tato varianta se od varianty 1 liší v řešení spojky. Jak je zobrazeno na Obr. 35, spojka je posouvána na tělese řemenice, která je uložena v ložiscích. Pootočení spojky vůči řemenici zamezuje pero. Poloha spojky v krajních polohách je zajištěna stavěcími kuličkami ve spojnici a drážkami v tělese řemenice. Ovládání spojky je ruční prostřednictvím vidličky s jezdcem v krytu spojky. Ostatní části zůstaly zachovány.

Výhodou od předešlého řešení je zamezení posuvu řemenice při ovládání spojky a částečně její krytí. Nevýhodou se jeví menší tuhost ovládání způsobená uchycením krytu pouze maticí na vrchu osy. Mezi další nevýhodou patří tření mezi vidličkou a spojkou za chodu, kde je kontakt mezi rotující a nerotující částí.



Obr. 35 - Schéma a 3D náhled varianty 2.

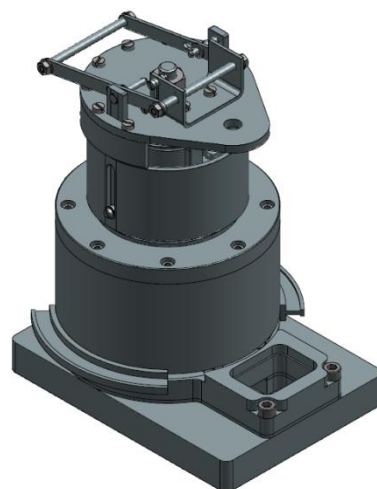
1 – řemenice, 2 – pero, 3 – magnetická spojka, 4 – kryt spojky, 5 – vidlička, 6 – stavěcí kulička, 7 – stavěcí segment, 8 – osa, 9 – setrvačnik, 10 – PM magnet, 11 – HTS, 12 – základna, 13 – záchytné ložisko.

7.4.3.3 Varianta 3

Tato varianta (Obr. 36) se od předchozí liší způsobem ovládání vidliček, jejichž posun je přes páku v horní části krytu. Vidličky jsou po obou stranách, částečně se tedy odstranil problém s tuhostí, jelikož nedochází k velkým silám způsobujících naklánění krytu jako u jednostranného ovládání v předešlém případě. Nicméně nevhodnost uchycení krytu pouze v místě vrchu osy se stále jeví nevyhovující.

Kryt je také připraven pro zástavbu elektromotoru s řemenicí, nemusí tak být oddělen od celého zařízení.

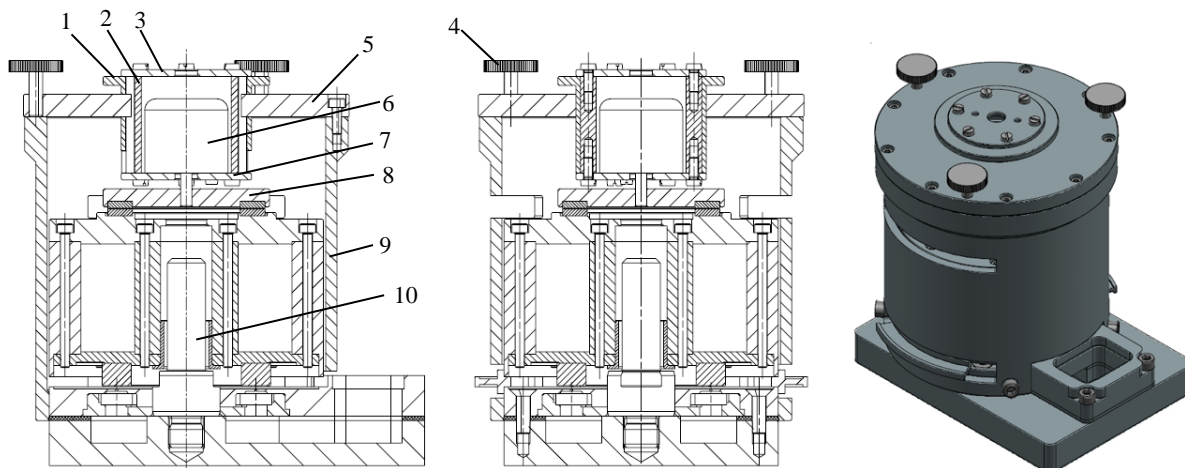
Přetrvávající nevýhodou je kontakt rotujících částí spojky s vidličkami. Také narůstá složitost celého zařízení.



Obr. 36 - 3D pohled varianty 3.

7.4.3.4 Varianta 4

Vzhledem k nevýhodám centrální satorové osy, která je nosnou částí spojky a ostatních prvků a také vzhledem k postupnému navyšování dílů pro ideální funkčnost systému, se došlo ke změně konceptu satoru (Obr. 37). Ten nyní tvoří plášť setrvačnicku. Na bocích pláště jsou otvory pro stavěcí segmenty setrvačnicku a pro kontrolu vzduchové mezery magnetické spojky. Na vrchní přírubě je v ose zasazen elektromotor s přímo napojenou magnetickou spojkou. Štelování vzduchové mezery spojky zajišťují tři polohové šrouby na vrchní přírubě, přičemž jejich pohybem se mění poloha celé vrchní části. Samotné ovládání spojky je ruční a polohuje se i s elektromotorem. Krajní polohy zde zajistí horizontální drážky ve vnějším krytu elektromotoru, kterému je umožněno otáčení kolem osy. Satorová osa nyní slouží jako záchytný element při dosednutí setrvačnicku.



Obr. 37 – Schéma a 3D pohled varianty 4.

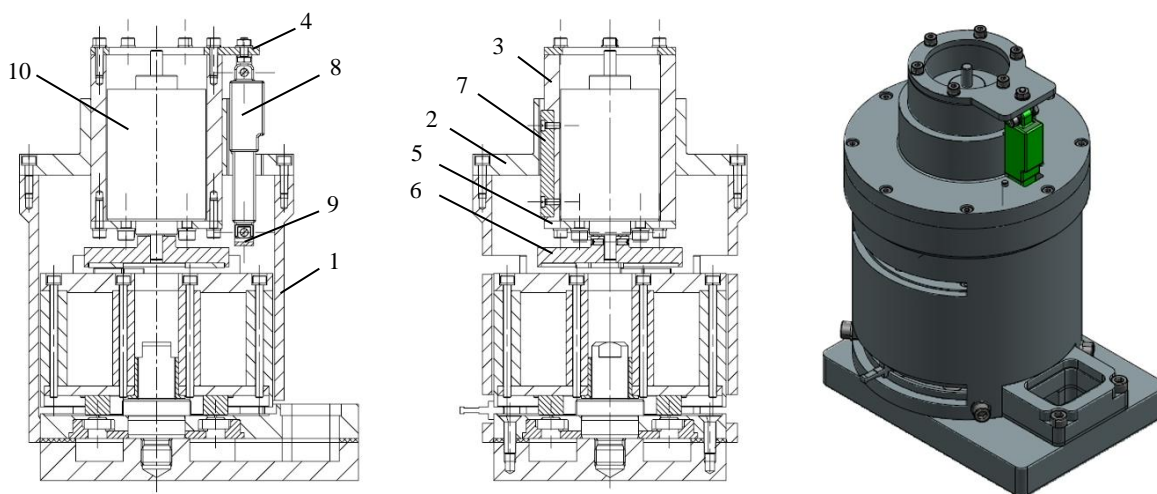
1 – vnější kryt elektromotoru, 2 – vnitřní kryt elektromotoru, 3 – horní příruba elektromotoru, 4 – polohový šroub, 5 – horní příruba, 6 – elektromotor, 7 – spodní příruba elektromotoru, 8 – magnetická spojka, 9 – vnější plášť, 10 – osa.

7.4.3.5 Varianta 5

Varianta 5 (Obr. 38) je elektricky ovládaná obdoba varianty 4. Spojka je řízena lineárním aktuátorem, což umožňuje i její seřiditelnost. Odpadla tak nutnost polohovat přírubu pláště setrvačnicku. V této přírubě je stále veden motor se spojkou.

Výhodami od předešlých variant je tak celková tuhost zařízení, vnější plášť slouží také jako bezpečnostní prvek u možné havárie setrvačnicku, kde rotací může vylétnout nebezpečný projektil. Od předešlé varianty je pak výhodou výše zmíněné elektrické ovládání. Sestava je navíc složena z relativně malého počtu dílů jednoduchých na výrobu.

Uvedené výhody tak spějí k výběru této varianty jako finální. Bude proto detailněji popsána v následujícím textu.



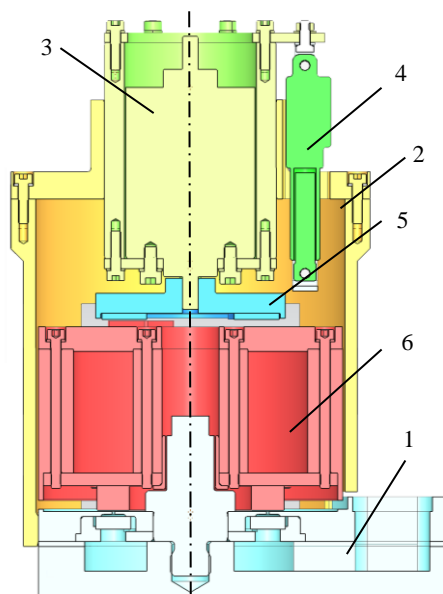
Obr. 38 - Schéma a 3D pohled varianty 5.

1 – plášť setrvačnicku, 2 – horní příruba, 3 – kryt motoru, 4 – horní příruba motoru, 5 – spodní příruba motoru, 6 – magnetická spojka, 7 – pero, 8 – lineární aktuátor (LA), 9 – konzola k LA, 10 – stejnosměrný elektromotor.

7.4.4 Konstrukce finální varianty

Sestava celého systému je zobrazena na Obr. 39 (výkres FW-S-008). Veškeré kovové díly jsou vyrobeny z hliníku AL5754 H111. Výjimku tvoří spodní disk setrvačnicku (výkres HTSL-FW-SD-002), jak již bylo zmíněno dříve.

Celou sestavu lze rozdělit do několika funkčních celků. Ty budou později popsány detailněji. Prvním je základna s HTS (Obr. 39 pozice 1) složená ze základny, disku HTS, krytu, těsnění a osy. Druhým celkem je kryt setrvačnicku (Obr. 39 pozice 2) složený z pláště a horního disku, s kterým je propojen lineární aktuátor (Obr. 39 pozice 4), který posouvá další celek – kryt motoru (Obr. 39 pozice 3). Ten se skládá z horní příruba, spodní příruba, z krytu s perem a samotným elektromotorem. Elektromotor je přímo spojen s dalším samostatným celkem – spojkou (Obr.



Obr. 39 - Řez systémem rozděleného na úseky. 1 – základna, 2 – kryt setrvačnicku, 3 – kryt motoru s elektromotorem, 4 – lineární aktuátor, 5 – spojka, 6 – setrvačnick.

39 pozice 5), ta přenáší moment motoru pomocí segmentů z permanentního magnetu na poslední celek – disk setrvačnicku (Obr. 39 pozice 6). Tento dutý disk se skládá z vnějšího, vnitřního, horního a ocelového spodního disku. Setrvačnick také obsahuje rotorovou část supravodivého ložiska – prstenec z permanentního magnetu a také záchytné kluzné ložisko.

Konstrukce supravodivého ložiska a tedy základny je již popsána dříve v kapitole 7.4.1 a u všech variant je z funkčního hlediska prakticky nezměněná. Následující text se těchto dílů proto nebude podrobněji zabývat. Jedná se o díly dle výkresů:

Základna - HTSL-Z-002
Disk - HTSL-D-002
Kryt - HTSL-K-002
Těsnění - HTSL-T-001

Osa

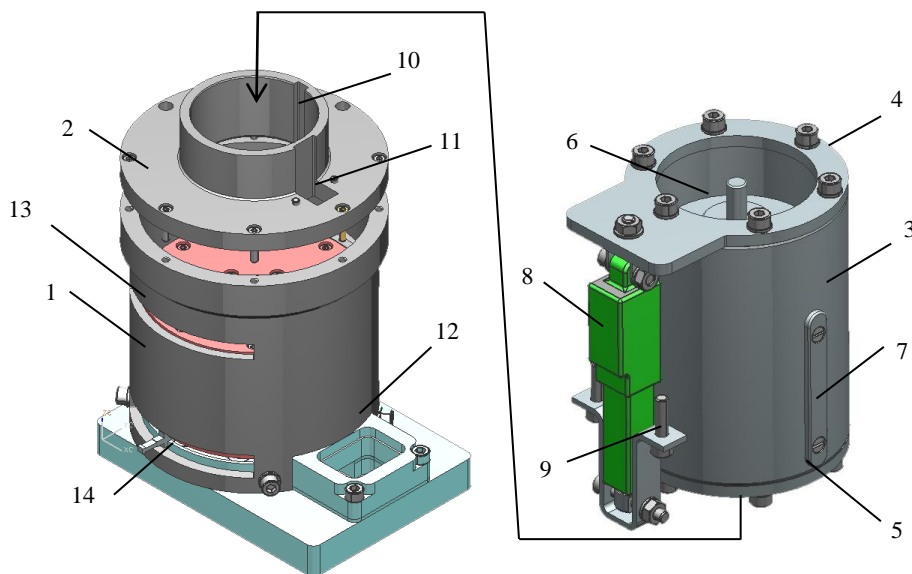
Osa systému (výkres HTSL-H-004) je přišroubována do základny, přičemž spojuje a centruje kryt s diskem HTS. Zároveň obsahuje geometricky tolerovanou dosedací plochu pro záchytné ložisko v axiálním i radiálním směru. To zabraňuje kontaktu magnetického prstence a dalších částí setrvačnicku s krytem HTS. Osa je opatřena také vybráním pro klíč.

7.4.4.1 Kryt setrvačnicku

Kryt setrvačnicku je sestaven z vnějšího pláště (Obr. 40 vlevo, pozice 1, výkres HTSL-VP-001) a vrchního krytu (příruby) - Obr. 40 vlevo, pozice 2, výkres HTSL-VK-002.

Vnější plášť plní nosnou funkci pro jednotku motoru se spojku a ochranou funkci při poškození systému, kdy může zabránit vylétnutí letícího projektilu.

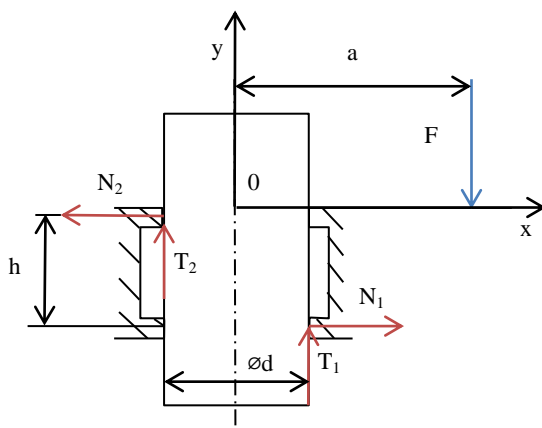
Vnější plášť je nasazen na vnější průměr krytu HTS a přichycen k němu čtyřmi šrouby. Jsou v něm vybrány otvory pro nalévací otvor, stavěcí segmenty polohy setrvačnicku a ve vrchní části otvory pro kontrolu vzduchové mezery spojky. Shora je poté přišroubován vrchní kryt osmi šrouby s válcovou hlavou a s vnitřním šestihranem.



Obr. 40 - Kryt setrvačnicku (vlevo) a kryt motoru (pootočený pohled).

1 – vnější plášť, 2 – vrchní kryt setrvačnicku, 3 – kryt motoru, 4 – horní příruba motoru, 5 – spodní příruba motoru, 6 – elektromotor, 7 – pero, 8 – lineární aktuátor (LA), 9 – konzola přišroubovaná k vrchnímu krytu setrvačnicku, 10 – drážka pro pero, 11 – otvor pro LA, 12 – otvor pro nalévací otvor, 13 – otvor pro kontrolu spojky, 14 – otvor pro stavěcí segmenty setrvačnicku.

Vrchní kryt je opatřen otvorem pro průnik lineárního aktuátoru (Obr. 40 vpravo, pozice 8) a v centrální části je opatřen nábojem, v němž je posouván celý kryt motoru (Obr. 40 vpravo) a zajišťuje tak polohování spojky. Proti pootočení krytu motoru je opatřen drážkou pro pero. Výška náboje je vypočtena tak, aby nedošlo k vzepření, jelikož zde působí moment od lineárního aktuátoru. To je dáno následujícím výpočtem, silové účinky jsou zobrazeny na Obr. 41. Schéma je zjednodušeno pro výpočet, síla F představuje účinek lineárního aktuátoru na ramenu a , reakce v uložení jsou pak normálová N_1, N_2 a tečná (účinky tření) T_1 a T_2 . Výška h je výškou náboje.



Obr. 41 - Schéma sil a reakcí v místě náboje pro výpočet vzepření.

Rovnováha sil:

$$x: N_2 - N_1 = 0 \quad (7.1)$$

$$y: F - T_2 - T_1 = 0 \quad (7.2)$$

$$M(0): Fa + T_2 \frac{d}{2} - N_1 h - T_1 \frac{d}{2} = 0 \quad (7.3)$$

$$T_i = f N_i \quad (7.4)$$

kde f je součinitel tření. Dosazením a úpravou vzorců se dostane vzorec:

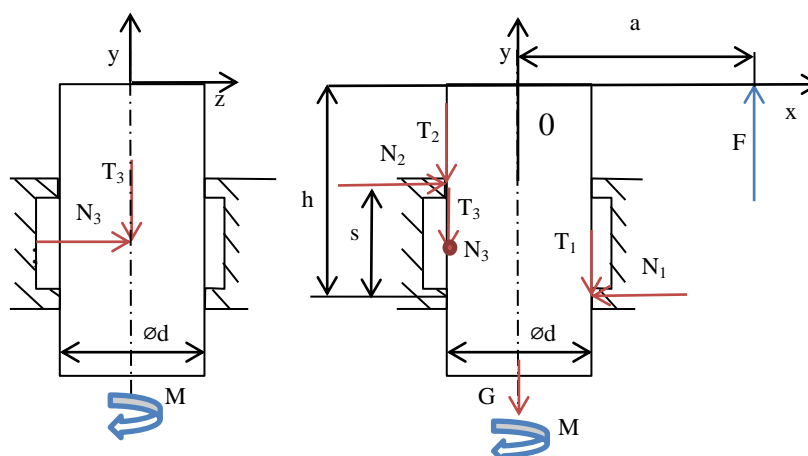
$$h = 2fa \quad (7.5)$$

Jak je vidno, výška náboje je funkcí hodnoty tření f a ramene a . Silové účinky a průměr náboje zde nejsou rozhodující. Po dosazení následujících hodnot $a = 45,5$ [mm] a $f = 0,3$ [-] (pro lubrikované rozhraní hliník – hliník) se dostane výšky $h = 27,3$ [mm], přičemž tato hodnota udává, při jaké výšce náboje se těleso vzepře, je tedy nutné volit výšku větší. Je voleno $h = 40$ [mm].

7.4.4.2 Lineární aktuátor

Pro správnou funkci lineárního aktuátoru je nutné určit potřebnou pracovní sílu. Síla je určena z rovnováhy sil a momentů schematicky vyobrazené na

Obr. 42. Síla F představuje potřebnou sílu aktuátoru na ramenu a . Tíhu elektromotoru s krytem a spojkou znázorňuje G . Reakce sil v náboji jsou opět N_1, N_2, T_1 a T_2 s výškou náboje s . Reakce N_3 a T_3 jsou reakcí v místě dotyku pera následkem krouťícího momentu M motoru. Výška h je aktuální výškou ramene od základny náboje, jak se později ukáže, nebude pro výpočet nutná.



Obr. 42 - Schéma sil a momentů pro určení síly lineárního aktuátoru.

Rovnováha sil je dána následujícími vztahy:

$$M(0): F \frac{d}{2} - T_1 \frac{d}{2} - N_1 h + T_2 \frac{d}{2} + N_2 (h - s) + T_3 \frac{d}{2} = 0 \quad (7.6)$$

$$M(y): M - N_3 \frac{d}{2} = 0 \quad (7.7)$$

$$x: N_2 - N_1 = 0 \quad (7.8)$$

$$y: F - T_1 - T_2 - T_3 - G = 0 \quad (7.9)$$

$$T_i = f N_i; G = mg \quad (7.10)$$

Dosazením a úpravou vzorců se dojde ke vztahu:

$$F = \left[G - \frac{2fM(d-s)}{sd} \right] \frac{s}{s-fd} \quad (7.11)$$

Po dosazení parametrů:

$$m = 1,1 \text{ [kg]}$$

$$g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

$$f = 0,3 \text{ [-]}$$

$$d = 69 \text{ [mm]}$$

$$s = 40 \text{ [mm]}$$

$$M = 82 \text{ [Nmm]},$$

se dojde k následujícímu výsledku:

$$F = \left[1,1 \cdot 9,81 - \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 0,082(0,069 - 0,04)}{0,04 \cdot 0,069} \right] \frac{0,04}{0,04 - 0,3 \cdot 0,069} \doteq 22 \text{ [N]} \quad (7.12)$$

Této síle vyhovuje lineární aktuátor od firmy Firgelli model L12-30-210-12-B (Obr. 43), který má následující parametry:

Maximální síla: 40 [N]

Zpětná síla: 150 [N]

Převodový poměr: 210:1

Zdvih: 30 [mm]

Max. rychlost zdvihu: 5 [mm.s⁻¹]

Přesnost polohy: 0,2 [mm]

Ovládací napětí: 12 [V] při 200 [mA]

7.4.4.3 Kryt motoru

Motor je zasazen do jednoho bloku složeného ze tří částí, horní příruba motoru (výkres HTSL-PMH-002) přenáší sílu od lineárního aktuátoru. Střední část – kryt motoru (výkres HTSL-KM-002) je posouvána v náboji horního krytu setrvačnicku a je opatřen drážkou pro pero. Na spodní část – přírubu motoru (výkres HTSL-PM-002) je přišroubován elektromotor.



Obr. 43 – Lineární aktuátor Firgelli L12-30-210-12-B. [37]

7.4.4.4 Elektromotor

Elektromotor roztáčí setrvačnick, musí ale zároveň sloužit jako elektrický generátor při jeho vybíjení. Byly brány v potaz také střídavé bezkomutátorové elektromotory s vnějším rotorem, které se vyznačují vyššími otáčkami, nízkými ztrátami tření a tedy vyšším výkonem. Výhodou je také možnost tužšího uložení rotujících částí, v tomto případě spojky, na rotující plášť motoru. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady nutné řídicí jednotky. Z tohoto důvodu byl vybrán stejnosměrný komutátorový elektromotor od firmy MFA typ RE-800 (Obr. 44) s parametry [38]:

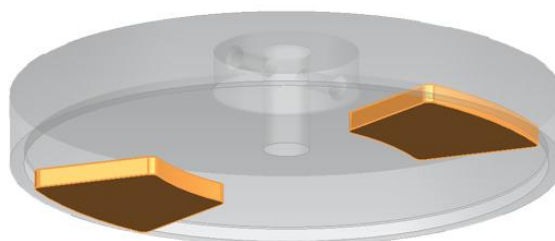


Obr. 44 – 12V stejnosměrný komutátorový elektromotor MFA RE-800. [38]

Průměrem hřídele:	6,35 [mm]
Délka hřídele:	13,2 [mm]
Vnější průměr:	51,8 [mm]
Celková délka:	110 [mm]
Provozní napětí:	12 [V]
Max. otáčky zatíženého motoru:	4289 [min^{-1}] při 5,28 [A]
Max. výkon:	36,84 [W]
Krouticí moment:	82,08 [Nmm]
Efektivita:	58,2 [%]

7.4.4.5 Spojka

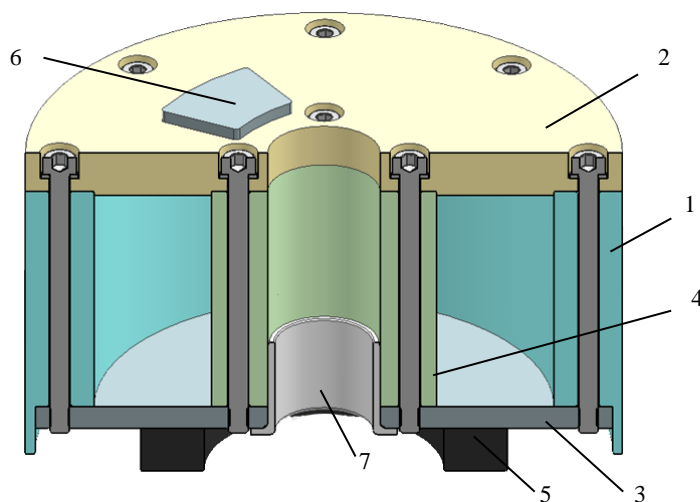
Spojka (výkres HTSL-S-001) je nalisována přímo na hřídel elektromotoru a zajištěna stavěcími šrouby. Na disku spojky jsou přilepeny dva výsečové segmenty permanentního magnetu. Protilehlé dva segmenty jsou pak přilepeny na horním disku setrvačnicku, čímž je zajištěno přenášení momentu mezi motorem a setrvačnickem.



Obr. 45 – Spodní pohled na spojku se zvýrazněnými PM segmenty.

7.4.4.6 Disk setrvačníku

Samotný disk setrvačníku se sestává ze čtyř hlavních disků - výše zmíněný horní disk (výkres HTSL-FW-HD-002), na kterém jsou přilepeny segmenty magnetické spojky a je opatřen drážky pro centrování vnějšího a vnitřního disku (výkresy HTSL-FW-VD-003 a HTSL-WF-VD-102). Vnější disk je hlavní hmotou pro ukládání energie. Spodní hrana tohoto disku slouží také k zajištění správné polohy prostřednictvím stavěcích segmentů (výkres HTSL-SS-002). Spodní disk je jako jediný vyroben z magnetické oceli, o čemž bylo psáno již dříve. Je to nutné pro uchycení PM supravodivého ložiska a pro zvětšení intenzity magnetického pole, resp. zvýšení síly ložiska (viz kapitola 7.4.1). Spodní disk je opatřen také závitovými dírami pro sešroubování celého setrvačníku imbusovými šrouby. Hmotnost celého setrvačníku je 1,773 kg.



Obr. 46 - Řez setrvačníkem. 1 – vnější disk, 2 – horní disk, 3 – spodní disk, 4 – vnitřní disk, 5 – PM ložiska, 6 – segment PM spojky.

7.4.4.7 Energie setrvačníku

Před výpočtem energie setrvačníku je nutné nejprve určit maximální možné otáčky z pevnostní kontroly uvedené v kapitole 5.2. Pro určení maximálních otáček je dán vztah:

$$\omega_{max}^2 = \frac{v_{max}^2}{\frac{d_1^2}{4}} = \frac{R_e}{\frac{d_1^2}{4}\rho}, \quad (7.13)$$

kde $d_1=122$ [mm] dle Obr. 47, R_e je mez kluzu, pro hliník AL5754 H11 nabývá hodnoty $R_e=100$ [MPa], hustota $\rho=2700$ [kg.m⁻³]. Pro tento případ je zaveden index bezpečnosti $k=2$, čímž se dostane dovoleného napětí σ_d daného vztahem:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{100}{2} = 50 \text{ [MPa]} \quad (7.14)$$

Pro úhlovou rychlost platí:

$$\omega_{max} = 2\pi n_{max}, \quad (7.15)$$

kde n_{max} jsou maximální otáčky za sekundu. Dosazením dovoleného napětí za mez kluzu a dosazením vzorce (6,15) do (6,13) a úpravou je pak dáno:

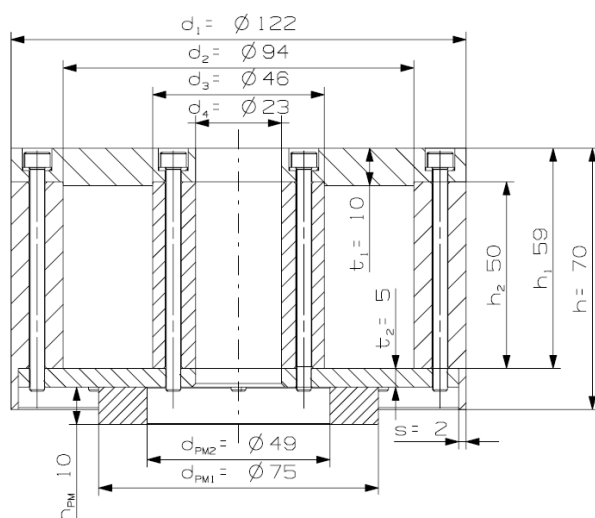
$$n_{max} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4R_e}{k d_1^2 \rho}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^6}{2,0 \cdot 122^2 \cdot 2700}} \doteq 355 \text{ [s}^{-1}\text{]} = 21\,303 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (7.16)$$

Stejná kontrola se provede pro ocelový spodní disk z materiálu 11 500, kde $R_e=265$ [MPa] a $\rho=7300$ [kg.m⁻³]. A také pro nedyomový PM s parametry $R_e=15$ [MPa] a $\rho=7300$ [kg.m⁻³]. [38]

$$n_{max \text{ ocel}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4R_e}{k(d_1-2s)^2\rho}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4.265 \cdot 10^6}{2 \cdot (0,122-2 \cdot 2)^2 \cdot 7300}} \doteq 357 [s^{-1}] = 21\,442 [min^{-1}] \quad (7.17)$$

$$n_{max \text{ PM}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4R_e}{kd_{PM1}^2\rho}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot 15 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,075^2 \cdot 7300}} \doteq 135 [s^{-1}] = 8106 [min^{-1}] \quad (7.18)$$

Maximální otáčky použitého elektromotoru jsou $n=4289$ [min⁻¹]. Setrvačnick z pevnostního hlediska tedy vyhovuje a nemusí být omezeny otáčky elektromotoru.



Obr. 47 – Schéma řezu setrvačnicku.

Energie setrvačnicku se vypočte ze vztahů uvedených v kapitole 5.2. Pro zjednodušení výpočtu budou zanedbány šrouby a příslušené díry v discích a přesah s (Obr. 47). Vznikne tak malá nepřesnost ve výpočtu, nicméně nebude hrát významnou roli. Energie je tedy dána vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2, \quad (7.19)$$

kde J - je moment setrvačnosti. Moment setrvačnosti bude rozdělen do několika částí:

J_h – moment setrvačnosti hlavní hmoty setrvačnicku ve vnějším disku,

J_{al} – moment setrvačnosti všech hliníkových částí,

J_{fe} – moment setrvačnosti ocelového disku,

J_{PM} – moment setrvačnosti permanentního magnetu

Celkový moment setrvačnosti poté bude součtem:

$$J_c = J_{al} + J_{fe} + J_{PM} \quad (7.20)$$

Moment setrvačnosti prstence dle kapitoly 5.2 je obecně dán vztahem:

$$J = \frac{1}{2} \rho h \pi (r_2^4 - r_1^4), \quad (7.21)$$

kde:

r_2 – vnější poloměr

r_1 – vnitřní poloměr.

h – výška

Pro jednotlivé momenty setrvačnosti:

$$J_h = \frac{1}{32} \rho_{al} \cdot h_2 \cdot \pi (d_1^4 - d_2^4) \quad (7.22)$$

$$J_{al} = \frac{1}{32} \rho_{al} \cdot \pi [h_1 (d_1^4 - d_4^4) - (h_1 - t_1) (d_2^4 - d_3^4)] \quad (7.23)$$

$$J_{fe} = \frac{1}{32} \rho_{fe} \cdot t_2 \cdot \pi [(d_1 - 2s)^4 - d_4^4] \quad (7.24)$$

$$J_{PM} = \frac{1}{32} \rho_{PM} \cdot h_{PM} \cdot \pi (d_{PM1}^4 - d_{PM2}^4) \quad (7.25)$$

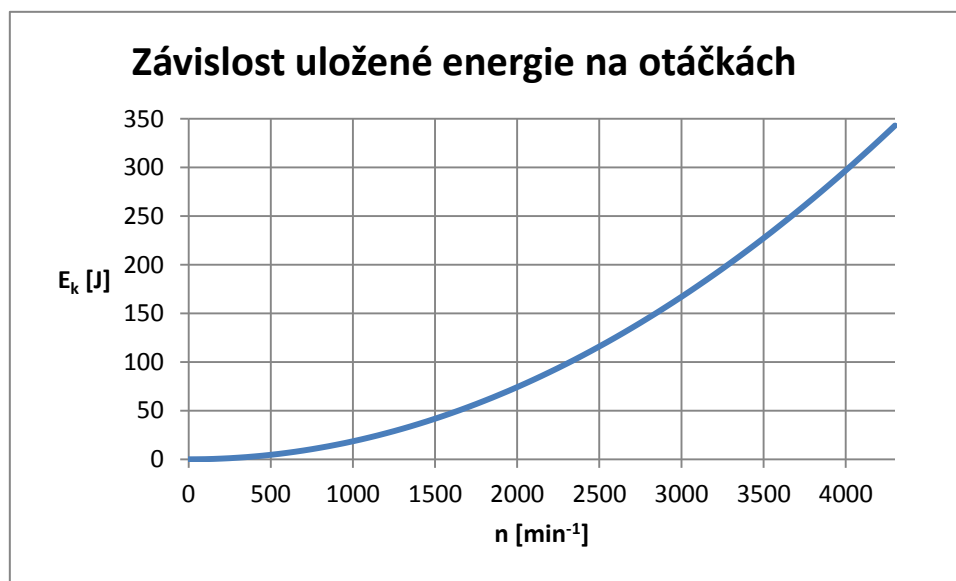
Analogicky budou odpovídat vzorce pro energie se stejnými indexy. Energie hlavní hmoty je dána vztahem:

$$E_{kh} = \frac{1}{2} \cdot J_h \cdot (2\pi n)^2 \quad (7.26)$$

Celková energie celého setrvačnicku:

$$E_{kC} = \frac{1}{2} (2\pi n)^2 (J_{al} + J_{fe} + J_{PM}) \quad (7.27)$$

Protože je moment setrvačnosti konstantní, energie setrvačnicku je tak funkcí otáček n . Závislost energie celého setrvačnicku na otáčkách znázorňuje Graf 2. Maximální uložená energie v hlavní hmotě setrvačnicku je $E_{kh \max} = 192$ [J], maximální celková energie pak odpovídá $E_{kC \max} = 341$ [J].



Graf 2 – Závislost uložené energie celého setrvačnicku na otáčkách.

7.4.4.8 Doba nabíjení setrvačnicku

Doba nabíjení se určí z výkonu elektromotoru a výrazů uvedených v kapitole 5.2.3. Výkonová bilance je dána vztahem:

$$J \cdot \omega(t) \cdot \frac{d}{dt} \omega(t) = -P(t) - P_l(t) \quad (7.28)$$

Kladná hodnota $P(t)$ značí výkon při vybíjení setrvačnicku a záporná při nabíjení. $P_l(t)$ značí výkonové ztráty v ložiskách a ztráty vlivem odporu vzduchu. Ztráty v ložiskách u tohoto případu nejsou, protože je setrvačnick uložen v supravodivém ložisku. Ztráty vlivem odporu

vzduchu budou při výpočtu času zanedbány. Průběh ztrát dle rovnice (6,29) v závislosti na otáčkách zobrazuje Graf 3, kde hustota vzduchu $\rho_a = 1,29[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$, dynamická viskozita vzduchu $\eta_a = 1,71 \cdot 10^{-5}[\text{Pa} \cdot \text{s}]$, obvodová rychlost $v = 2\pi n \frac{d_1}{2}$ a $\beta = h/d_1$. Při maximálních otáčkách $n=4289 [\text{min}^{-1}]$ dosahují ztráty $P_{l,a} = 1,19 [\text{W}]$.

Výkonové ztráty způsobené odporem vzduchu:

$$P_l = P_{l,a}(t) = 0,04 \cdot \rho_a^{0,8} \cdot \eta_a^{0,2} \cdot v^{2,8}(t) \cdot d_1^{1,8} \cdot (\beta + 0,33) \quad (7.29)$$



Graf 3 – Průběh ztrát vlivem odporu vzduchu v závislosti na otáčkách.

Protože není známa výkonová charakteristika elektromotoru v závislosti na otáčkách, bude výkon P brán jako konstantní. Úpravou vzorce (6,28), zanedbání ztrát a separací proměnných se dostane:

$$dt = -\frac{J}{P} \omega(t) d\omega(t) \quad (7.30)$$

Integrací v mezích od $t=0$ do $t=t$ a $\omega=0$ do $\omega=\omega_{max}$:

$$\int_0^t dt = -\frac{J}{P} \int_0^{\omega_{max}} \omega(t) d\omega(t) \quad (7.31)$$

Po dosazení $J=J_C$ se dojde k výsledku:

$$t = -\frac{J_C \omega_{max}^2}{P} = \frac{E_{kCmax}}{P} = \frac{341}{36,84} = 9,3 [\text{s}] \quad (7.32)$$

Setrvačnick se tedy při zanedbání ztrát plně nabije přibližně za 10 s.

7.4.4.9 Výsledné parametry zařízení:

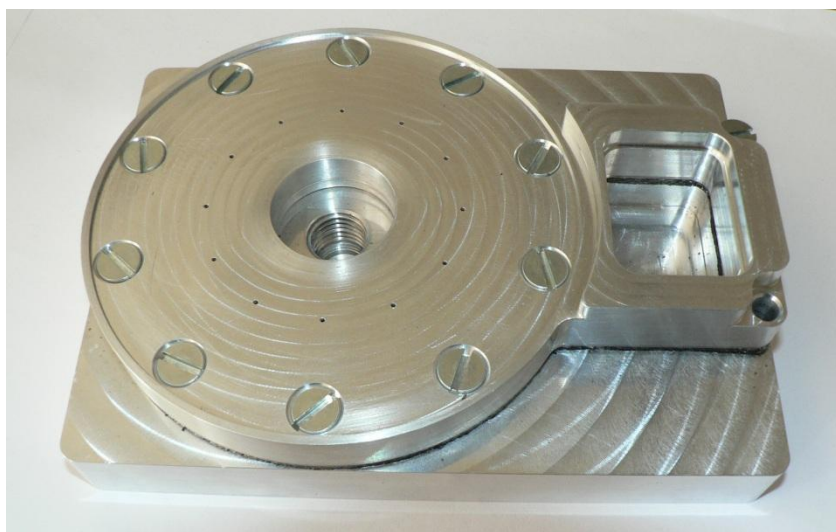
Hmotnost setrvačnicku:	1,78 [kg]
Celková hmotnost:	5,3 [kg]
Maximální otáčky:	4289 [min^{-1}]
Maximální množství uložené energie:	341 [J]
Energetická hustota:	73,42 [$\text{mWh} \cdot \text{kg}^{-1}$]

7.4.4.10 Výroba experimentu

Experiment je na základně výše uvedeného návrhu ve fázi výroby dle výkresové dokumentace v příloze. V současné době je vyrobena základna se supravodivým ložiskem. Ostatní díly nejsou v době dokončení této práce ještě vyrobeny, nicméně jsou zadány do výroby. Fotografie jsou přiloženy níže.



Obr. 48 – Fotografie disku s vyskládanými kotouči HTS.



Obr. 49 – Fotografie složené základny s HTS.

8 Závěr

Systémy KERS v současnosti hrají významnou roli v hledání způsobu snížení spotřeby paliva u automobilů, u kterých obnovuje kinetickou energii získanou při brždění. Tato práce, zaměřena především na setrvačnickový KERS, se v první části zabývala jejich teoretickým popisem a v druhé části se věnovala návrhu laboratorního experimentu. První část tak byla rozdělena do několika hlavních kapitol:

- První se zabývala energetickou bilancí vozidla a popisem jízdních odporů. Součástí této kapitoly byl také popis používaných jízdních cyklů, z kterých jsou patrné energetické požadavky vozidla při jízdě. Z těchto údajů vycházelo porovnání automobilu bez zařízení KERS a s ním, jehož výsledkem byla až 30% úspora paliva ve prospěch vozidla s KERS.
- Druhá kapitola se zabývala důležitými historickými milníky v použití KERS a několika současným výrobcům.
- Další kapitola popisovala druhy ukládání energie, kde mezi hlavní patří baterie, superkapacitor, setrvačnický a tlaková nádoba. Z tohoto vyplynula menší vhodnost baterií pro jejich dlouhou dobu nabíjení, menší výkonovou hustotu a životnost. Setrvačnický se superkapacitorem se naopak vyznačují velmi rychlým nabíjením a vybíjením, dlouhou životností a účinností. Tlaková nádoba je naopak nejvhodnější převážně pro dieselové nákladní automobily.
- Předposlední kapitola teoretické části se zabývala detailním popisem setrvačnickového KERS. Jednalo se o princip činnosti, konstrukci a výpočty energie, pevnosti a ztrát v ložiskách a aerodynamickém odporu. Byly popsány také druhy magnetických ložisek a přenos energie ze setrvačnicku na kola vozidla prostřednictvím CVT převodovky nebo pomocí motor-generátorů. Z popsaného vzešlo ideální řešení setrvačnicku z kompozitních materiálů uloženého v magnetických ložiskách a vakuové komoře.
- Nakonec jsou zmíněny trendy a nastíněn budoucí vývoj, kde u setrvačnickového KERS hrají hlavní roli automobilka Volvo a firma Williams Hybrid Power.

V části návrhu laboratorního experimentu byl navržen setrvačnickový KERS uložený v supravodivém ložisku.

- Vývojem zařízení se došlo k několika možným variantám, z kterých vybraná finální byla detailněji popsána a nadimenzována, a která se dočkala výroby.
- HTS ložisko bylo počítáno a analyzováno pomocí programu FEMM. Zde byla také analyzována možnost použití pólového nástavce, kde se ukázala nevhodnost jeho použití.
- Výsledné zařízení má elektricky ovládanou magnetickou spojku, která na setrvačnick přenáší moment ze zabudovaného stejnosměrného elektromotoru.
- Celková energie setrvačnicku o hmotnosti 1,78 kg je 341 J při 4289 min^{-1} jehož nabití trvá přibližně 10 s.

Další vývoj zařízení by mohl spočívat v uložení rotoru do vakuové komory. Ideální by byl také plně automatizovaný chod. Zvětšení uložené energie by poté bylo možné zvýšením otáček, což by si od jisté hranice vyžádalo použití pevnějších materiálů rotoru.

9 Seznam příloh

Příloha č. 1: Výrobní výkresy KERS se setrvačником uloženém v supravodivém ložisku

FW-S-008 – Sestava

HTSL-D-002 – Disk HTS

HTSL-FW-HD-002 – Horní disk FW

HTSL-FW-SD-002 – Spodní disk FW

HTSL-FW-VD-003 – Vnější disk FW

HTSL-FW-VD-102 – Vnitřní disk FW

HTSL-H-004 – Osa

HTSL-K-002 – Kryt HTS

HTSL-KM-002 – Kryt motoru

HTSL-PM-002 – Příruba motoru

HTSL-PMH-002 – Příruba motoru horní

HTSL-S-001 – Spojka

HTSL-SS-002 – Stavěcí segment

HTSL-VK-002 – Vrchní kryt

HTSL-VP-001 – Vnější Plášť

HTSL-KLAD-001 – Konzola k LA dolní

HTSL-T-001 – Těsnění

HTSL-Z-002 - Základna

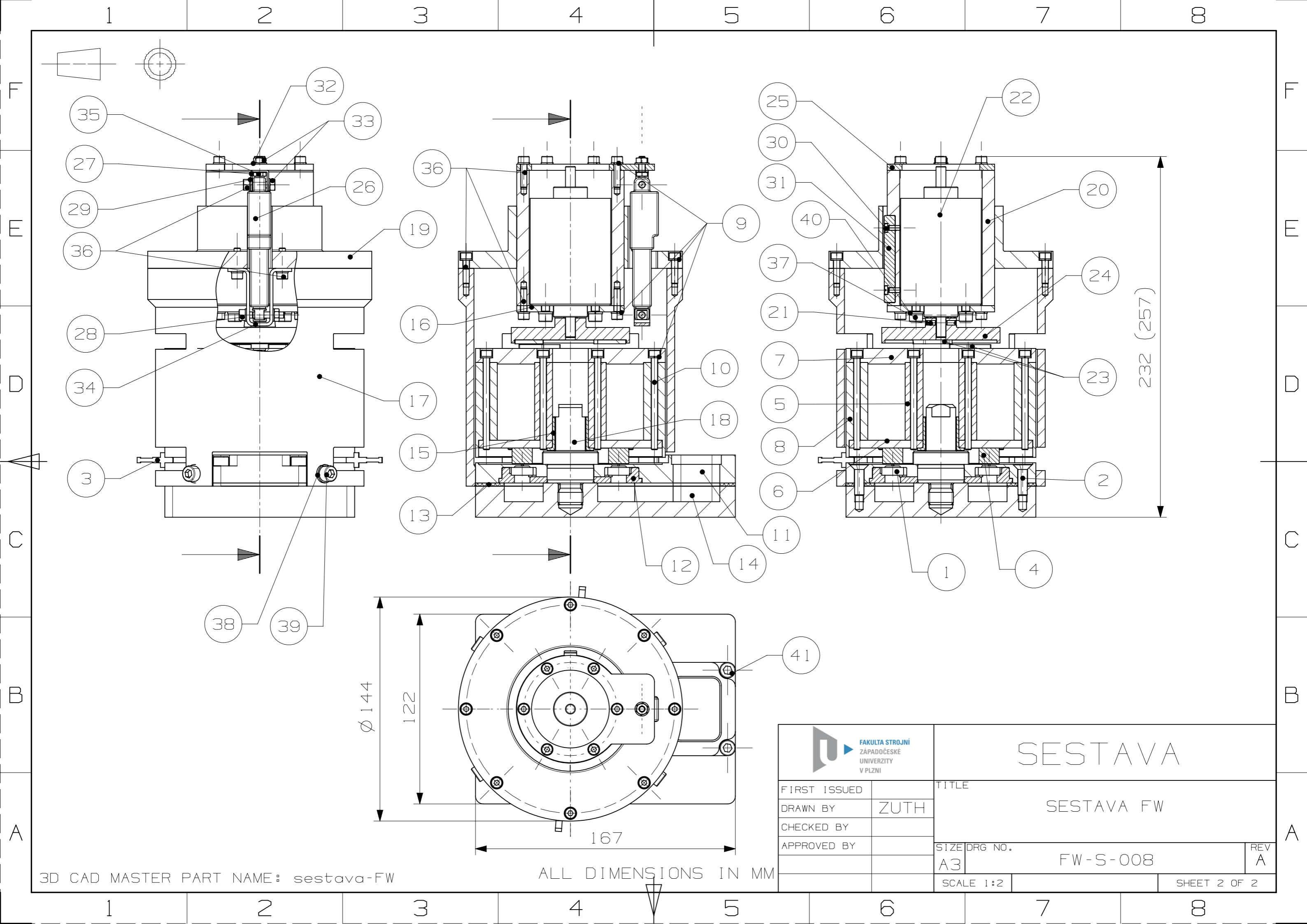
10 Použitá literatura:

- [1] Guzzela L., Sciarretta A. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimisation*. Berlin: Springer, 2007, ISBN 978-3540746911
- [2] Anderson C., Anderson J. *Electric and Hybrid Cars - A History*, Jefferson, North Carolina: McFarland & Company, Inc., 2010, ISBN 978-0786433018
- [3] Autor neznámý, *časopis The Cycle And Motor World*. 1896, 30. prosinec, s. 379
- [4] https://www.volkswagen-media-services.com/medias_publish/ms/content/en/pressemittelungen/2010/06/07/efficiency_by_tradition.standard.gid-oeffentlichkeit.html
- [5] Olivík, P. *Lohner-Porsche Semper Vivus: první hybridní auto*. http://www.autorevue.cz/lohner-porsche-semper-vivus-prvni-hybridni-auto_1. 2011, 24. září
- [6] <http://en.wikipedia.org/wiki/Gyrobus>
- [7] *Gyrobus: a great idea takes a spin*. http://photo.proaktiva.eu/digest/2008_gyrobus.html
- [8] www.porsche.com
- [9] *OFFICIAL: Porsche GT3 R Hybrid*. <http://www.ausmotive.com/2010/02/12/official-porsche-gt3-r-hybrid.html>
- [10] Hradil, I. *Volvo chce využívat systém KERS v běžných automobilech*. <http://www.hybrid.cz/volvo-chce-vyuzivat-system-kers-v-beznych-automobilech>. 2011, 31. květen
- [11] <http://www.mazda.com/mazdaspirit/env/engine/i-eloop.html>
- [12] <http://elektromobil.vseznamu.cz>
- [13] Horčík, J. *MIT hlásí další pokrok ve výzkumu nového typu baterií*. <http://www.hybrid.cz/clanky/mit-hlasi-dalsi-pokrok-ve-vyzkumu-noveho-typu-baterii>. 2010, 12. duben
- [14] <http://www.battery.cz/lithium-yttrium-gwl/power-lithium-yttrium-lifepo4/lifeypo4-akumulator-12v-90ah-v5792>
- [15] Vědeckotechnický sborník ČD 25/2008
- [16] <http://maxwell.com/products/ultracapacitors/about.aspx?sid=ULTRACAPACITOR-PRODUCTS>
- [17] <http://www.torotrak.com/content/165/applications.aspx>
- [18] Drive and Control – Bosch Rexroth, spol s.r.o.
- [19] Vlk F. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2004
- [20] http://www.chemistryviews.org/details/news/1110739/Ultralong_Nanotubes_for_Mechanical_Energy_Storage.html
- [21] Energz Storage edited by Md. Rafiqul Islam Sheik

- [22] Schweitzer, G: *Active magnetic bearings - chances and limitations*, International Centre for Magnetic Bearings, ETH Zurich, CH-8092 Zurich, 1-14
- [23] Matoušek, J: *Model kontaktu rotoru magnetického ložiska se záchytným ložiskem (disertační práce ZČU)*
- [24] Pavelka, J.: *Magnetická ložiska pro pohony*, ATP Journal, 2/2003 – Technika pohonov, str. 22-23
- [25] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Supravodi%C4%8D>
- [26] Kärkkäinen, A.: *Dynamic Simulations of Rotors during drop on Retainer Bearings*, Acta Universitatis Lappeenrantaensis, Lappeenranta, 2007, disertace, ISBN 978-952-214-444-7
- [27] Štengl, M. *Samočinné bezstupňové převodovky – Plynule a bez zubů.*
http://www.automobilrevue.cz/rubriky/technika/samocinne-bezestupnove-prevodovky-plynule-a-bez-zubu_40397.html
- [28] <http://www.richhelms.ca/richhelms/?p=30>
- [29] <http://cs.autolexicon.net/articles/cvt-continuously-variable-transmission/>
- [30] Grohmann, J. *Setrvačnick KERS v automobilech volvo*
<http://www.hybrid.cz/setrvacnik-kers-v-automobilech-volvo>
- [31] Howard, B. *KERS of the hybrid car: Flywheels and ultracapacitors give you a 10-second jolt.*
<http://www.extremetech.com/extreme/92794-kers-of-the-hybrid-car-flywheels-and-ultracapacitors-give-you-a-10-second-jolt>. 2011, 15. září
- [32] <http://www.williamshybridpower.com>
- [33] Fokt, M. *PSA Hybrid Air: Místo baterek stlačený vzduch.*
<http://www.auto.cz/psa-hybrid-air-novy-hybridni-system-roku-2016-72521>. 2013, 23. leden
- [34] www.guschu.cz
- [35] www.femm.info/wiki/HomePage
- [36] www.neomag.cz
- [37] <http://www.firgelli.com/products.php?id=41>
- [38] <http://www.mfacomodrills.com/motors/800.html>
- [39] http://en.wikipedia.org/wiki/Neodymium_magnet


PŘÍLOHA č. 1

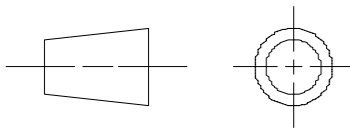
Výrobní výkresy KERS se setrvačником uloženém v supravodivém ložisku



3D CAD MASTER PART NAME: sestava-FW

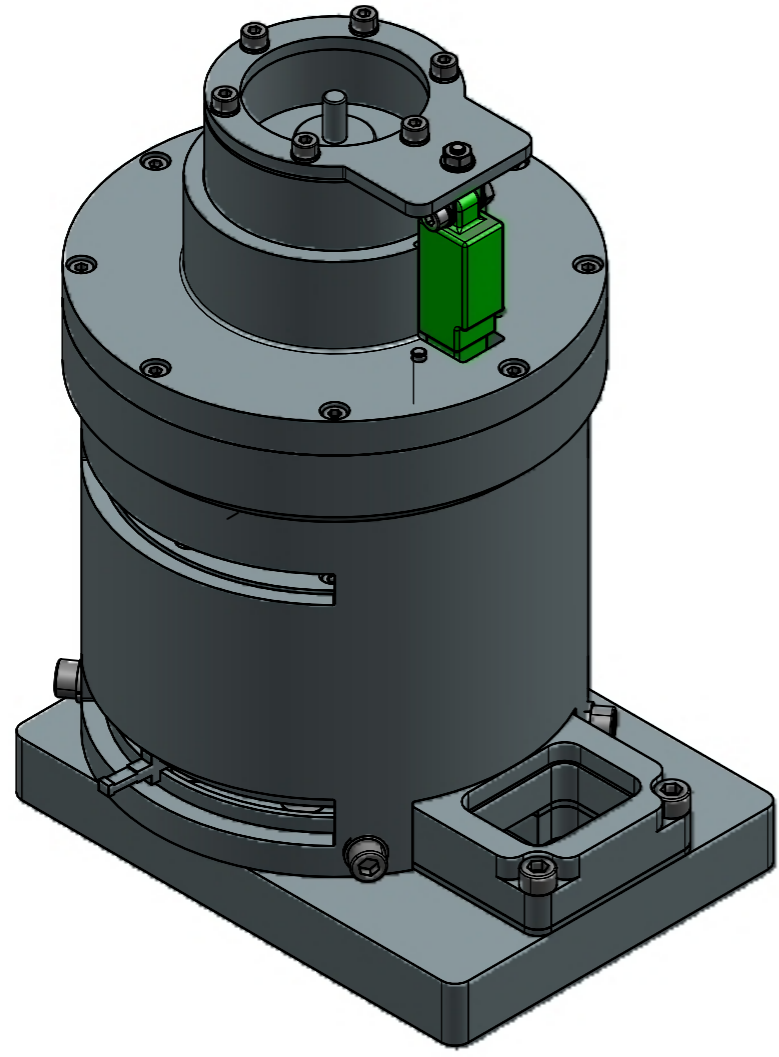
ALL DIMENSIONS IN MM

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		SESTAVA	
FIRST ISSUED		TITLE	
DRAWN BY	ZUTH	SESTAVA FW	
CHECKED BY		SIZE	DRG NO.
APPROVED BY		A3	FW-S-008
		SCALE 1:2	REV A
			SHEET 2 OF 2



41	SROUB M6X20 - A2 - ISO 4762	2
40	PODLOZKA 5 - A1 - CSN 021740	4
39	SROUB M6X16 - A2 - ISO 4762	4
38	PODLOZKA 6 - A1 - CSN 021740	4
37	SROUB M5X10 - A2 - ISO 4762	4
36	SROUB M4X16 - A2 - ISO 4762	23
35	SROUB M4X10 - A2 - ISO 4017	1
34	KONZOLA DOLNI - HTSL-KLAD-001	1
33	MATICE M4 - A2 - ISO 4032	3
32	PODLOZKA 4 - A1 - ISO 7089	1
31	PERO 8X7X56 - CSN 02 2570	1
30	SROUB M3X8 - ISO 1207	2
PC NO	COMPONENT NAME	QTY

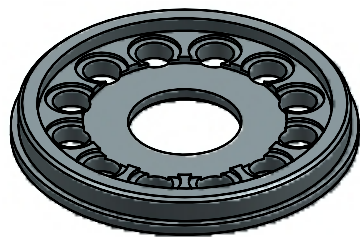
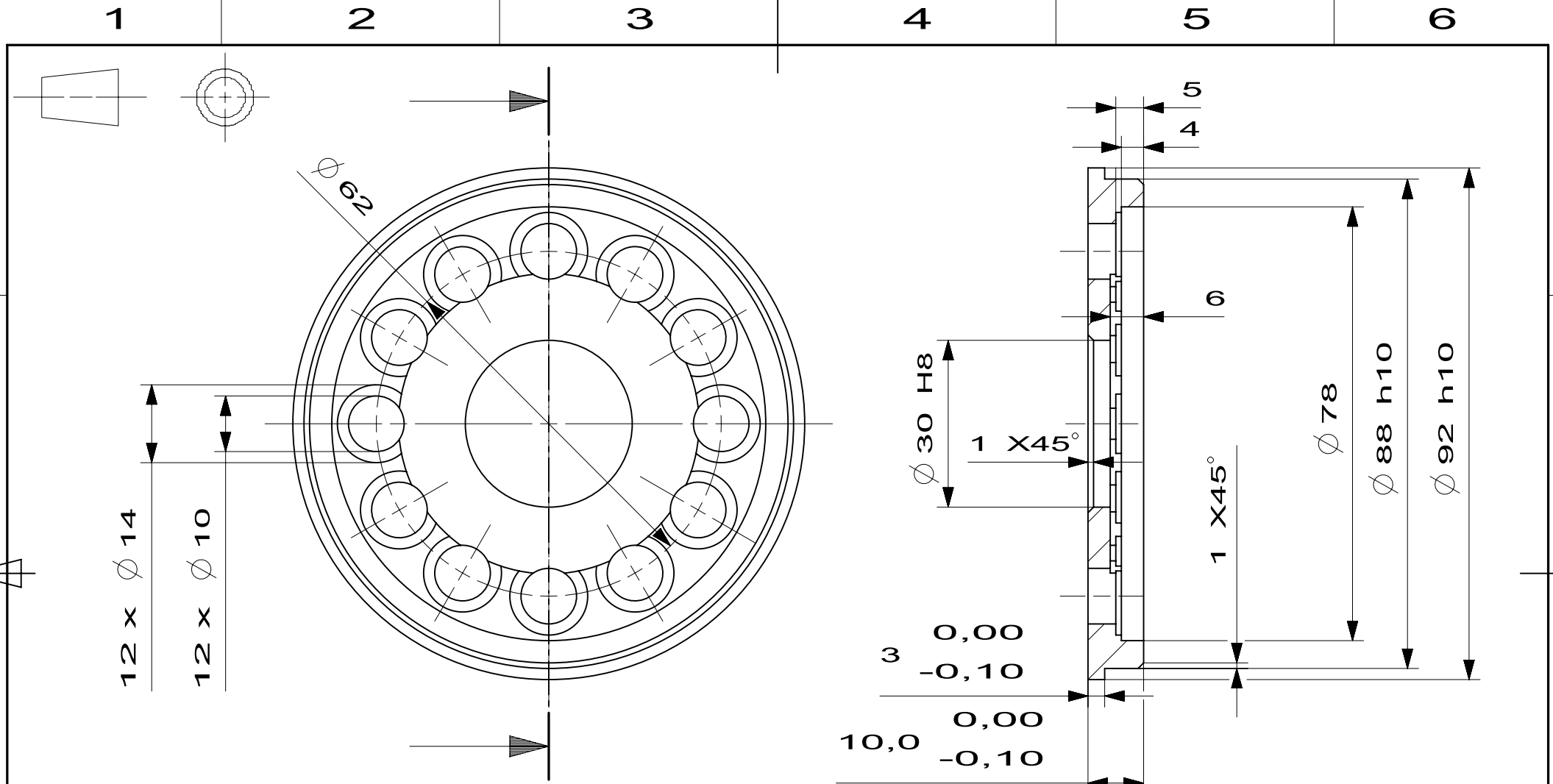
29	PODLOZKA 4 - A1 - ISO 7059	4
28	SROUB M4X25 - A2 - ISO 4762	1
27	PRIPOJOVACI KONZOLA - FIRGELI	1
26	LA FIRGELI L12-30	1
25	PRIRUBA MOT. H. HTSL-PMH-001	1
24	SPOJKA - HTSL-S-001	1
23	SEGMENT R50XR32X2.5 N50 ZN	4
22	DC MOTOR MFA 800	1
21	SROUB M3X6 CSN 02 1181.25	2
20	KRYT MOTORU - HTSL-KM-001	1
19	VRCHNI KRYT - HTSL-VK-001	1
18	OSA - HTSL-H-004	1
17	VNEJSI PLAST - HTSL-VP-001	1
16	PRIRUBA MOTORU - HTSL-PM-001	1
15	POUZDRO SKF PPMF 202321.5	1
14	ZAKLADNA - HTSL-Z-002	1
13	TESNENI - HTSL-T-001	1
12	HTS DISC - HTSL-D-002	1
11	KRYT - HTSL-K-002	1
10	SROUB M4X60 - A2 - ISO 4762	12
9	PODLOZKA 4 - A1 - CSN 02 1740	34
8	VNEJSI DISK - HTSL-FW-VD-001	1
7	HORNI DISK - HTSL-FW-HD-001	1
6	SPODNI DISK - HTSL-FW-SD-001	1
5	VNITRNI DISK - HTSL-FW-VD-101	1
4	MAGNET 75X49X10 N42	1
3	STAVECI SEGMENT - HTSL-SS-001	2
2	SROUB M6X20 - A2 - ISO 10642	10
1	SUPRAVODIC 14X5	12
PC NO	COMPONENT NAME	QTY



3D CAD MASTER PART NAME: sestava-FW

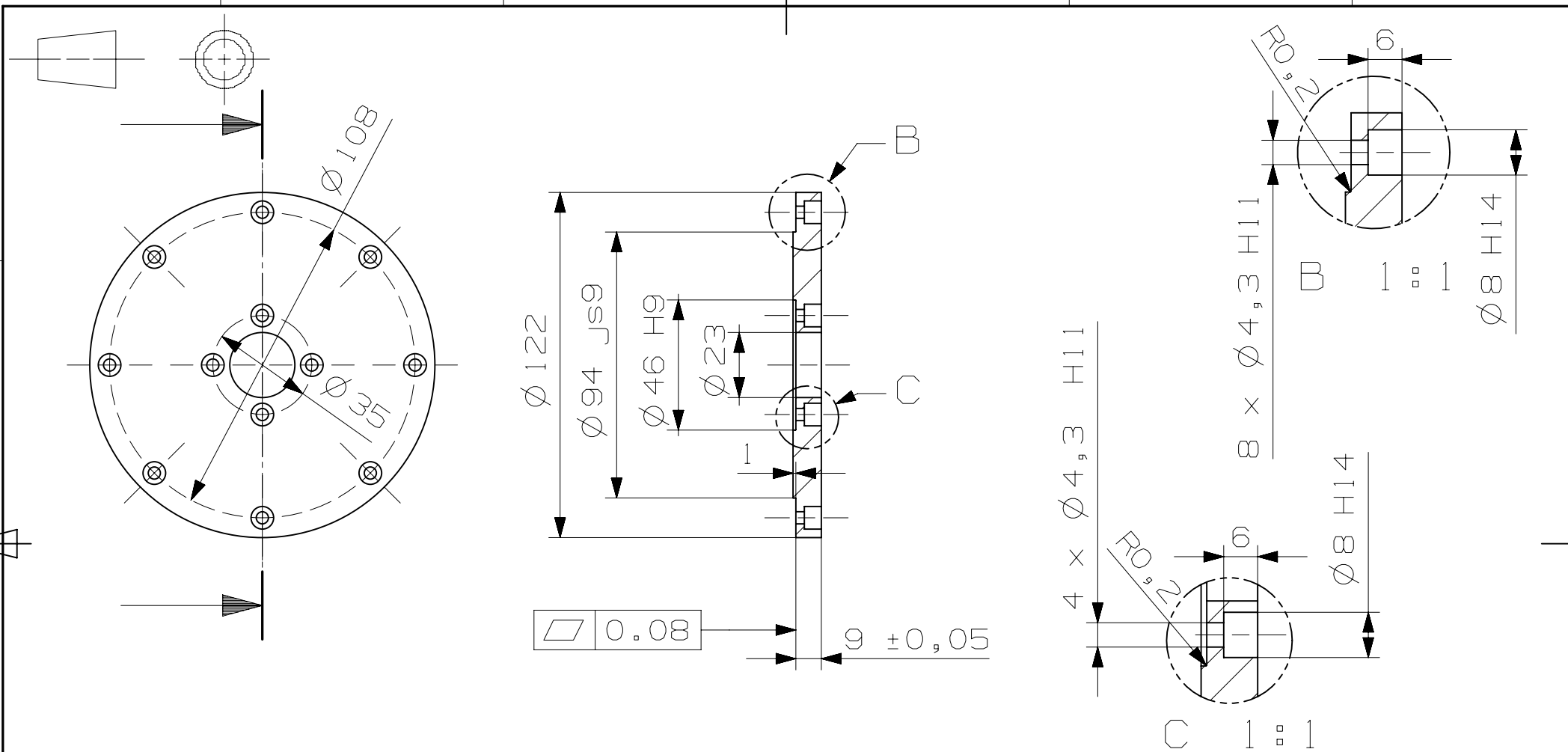
ALL DIMENSIONS IN MM

		SESTAVA/KUSOVNIK	
FIRST ISSUED		TITLE	
DRAWN BY	ZUTH	SESTAVA FW	
CHECKED BY			
APPROVED BY		SIZE DRG NO.	REV
		A3 FW-S-008	A
		SCALE 1:2	SHEET 1 OF 2


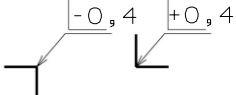


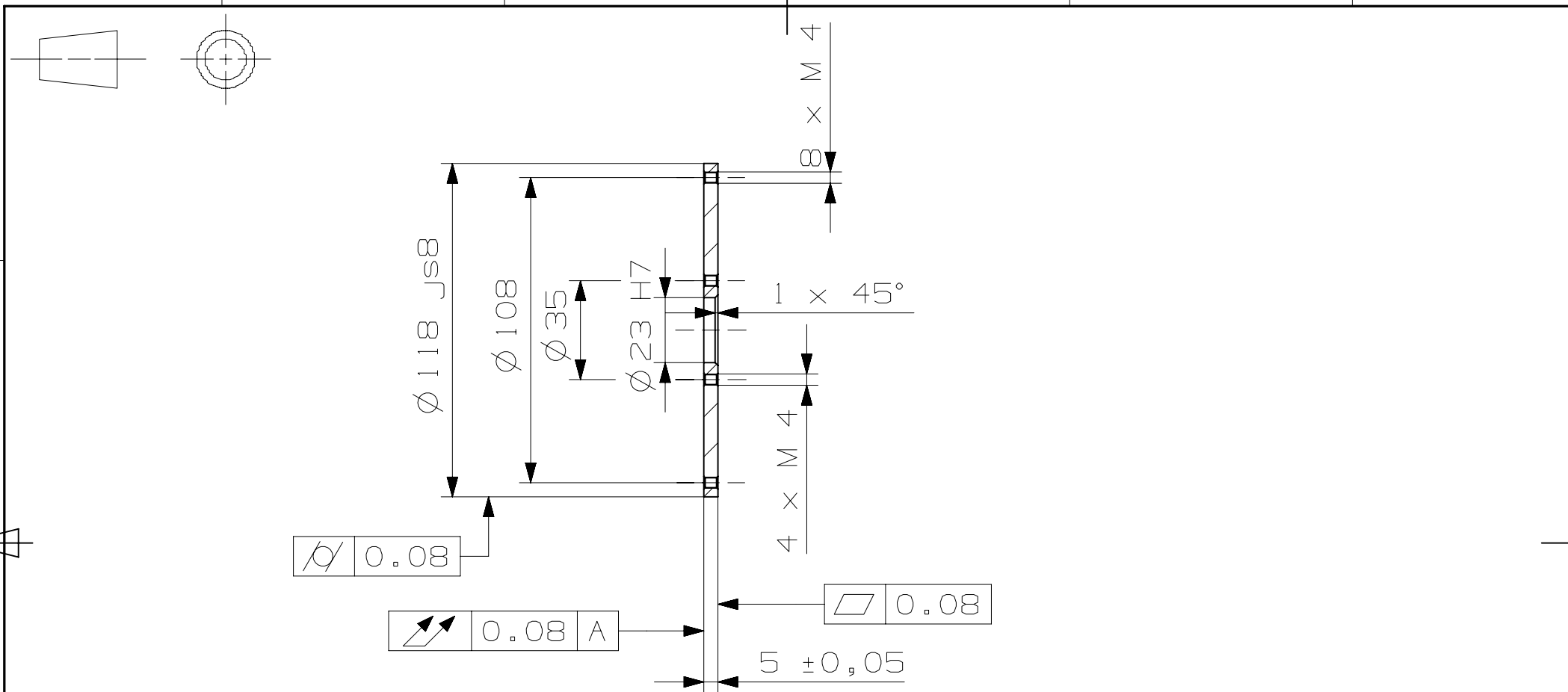
ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: HTS-disc

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu Ra 1,6	Hrany ISO 13715 -0,4 +0,4	Presnost ISO 02768-fH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE HTS DISC		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		Material CSN 42 4004
CHECKED BY		SIZE	DRG NO.	REV
APPROVED BY		A4	HTSL-D-002	A
		SCALE 1:1		SHEET 1 OF 1


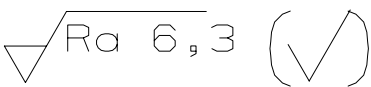
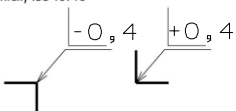


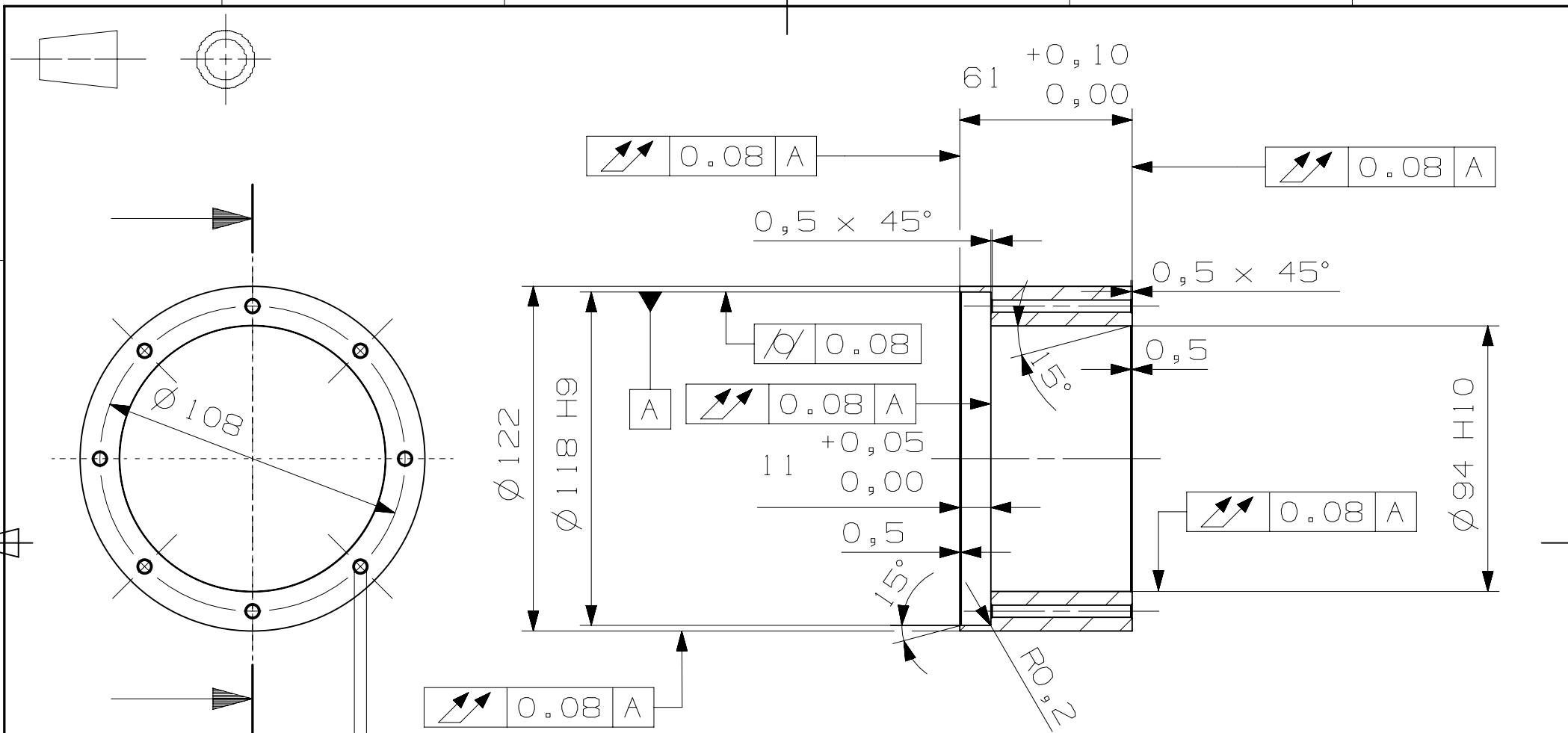
ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: FW-viko-horni

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 	ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE HORNÍ DISK FW		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		Material AL5754 H111
CHECKED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-FW-HD-002	REV A
APPROVED BY		SCALE 1:2		SHEET 1 OF 1



ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: FW-viko-spodni

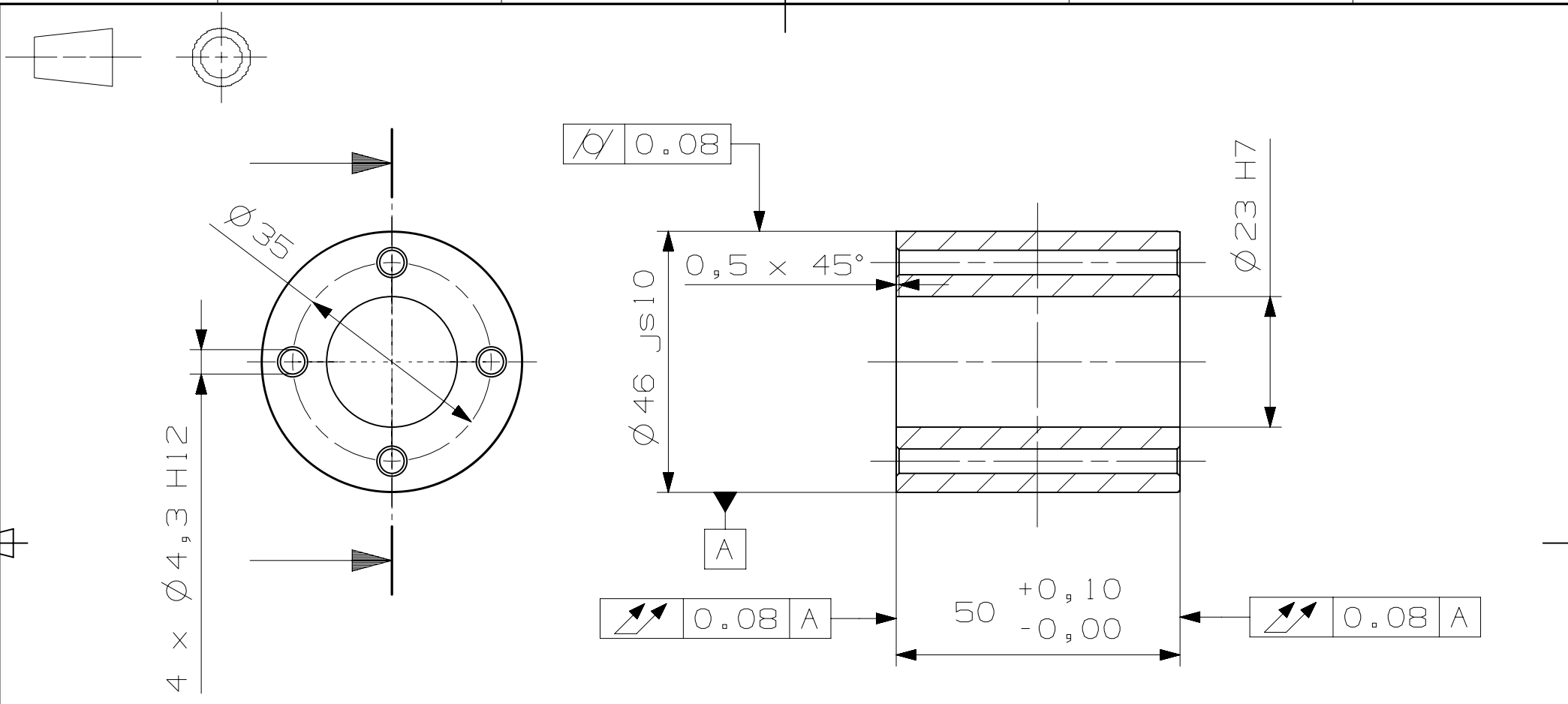
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE SPODNI DISK FW		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		
CHECKED BY		Material 11 500		
APPROVED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-FW-SD-002	REV A
		SCALE 1:2	SHEET 1 OF 1	



8 x $\varnothing 4,3$ H11

<p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>		Textura povrchu	$\sqrt{Ra 6,3}$ (✓)	Hrany ISO 13715	$-0,4$ $+0,4$	Presnost	ISO 02768-FH
FIRST ISSUED		TITLE	VNEJSI DISK FW				
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov	TR KR 130 x 20 - 65	Material	AL5754 H111		
CHECKED BY		SIZE	A4	DRG NO.	HTSL-FW-VD-003		REV
APPROVED BY		SCALE 1:2		SHEET 1 OF 1			A
Tolerovani		ISO 8015					

ALL DIMENSIONS IN MM
3D CAD MASTER PART NAME: FW-vnejsi_disk



Textura povrchu
 $\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)

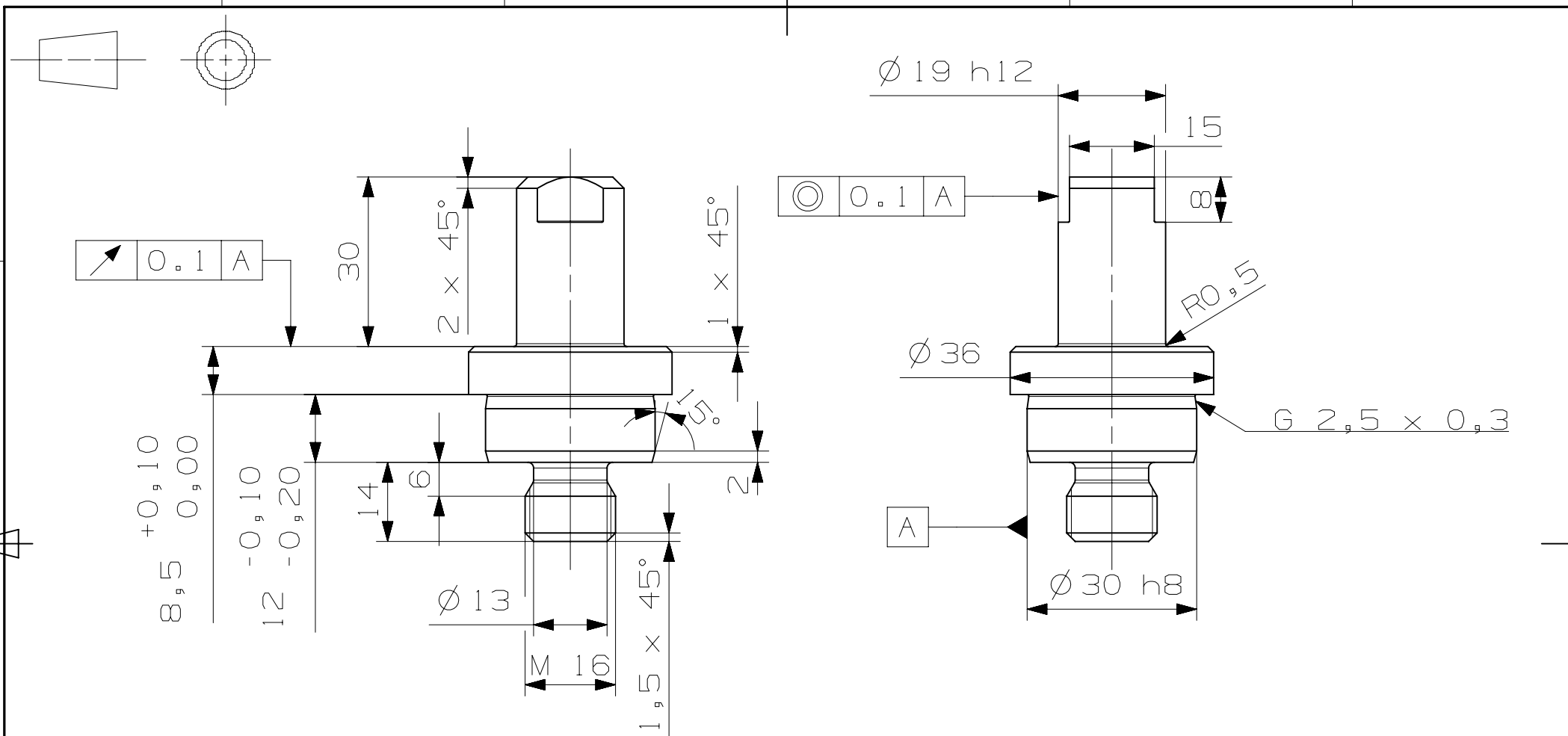
Hrany ISO 13715

Presnost
 ISO 02768-fH
 Tolerovani
 ISO 8015


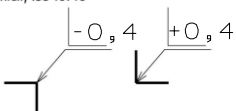
FIRST ISSUED	
DRAWN BY	ZUTH
CHECKED BY	
APPROVED BY	

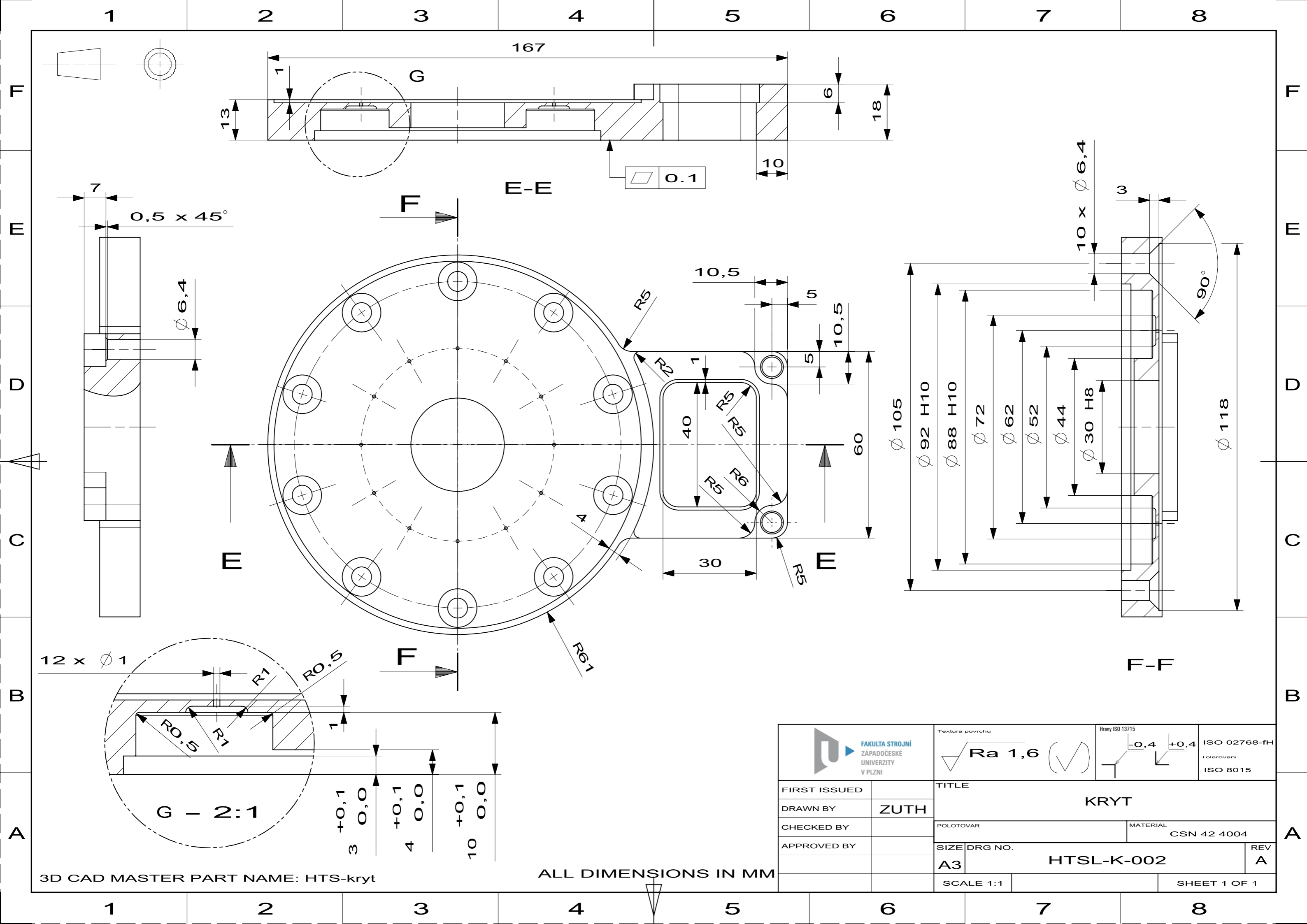
TITLE VNITRNI DISK FW	
Polotovary TR KR 50 x 15 - 55	Material AL5754 H111
SIZE A4	DRG NO. HTSL-FW-VD-102
SCALE 1:1	REV A
SHEET 1 OF 1	

ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: FW-tr-vn



ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: hridel

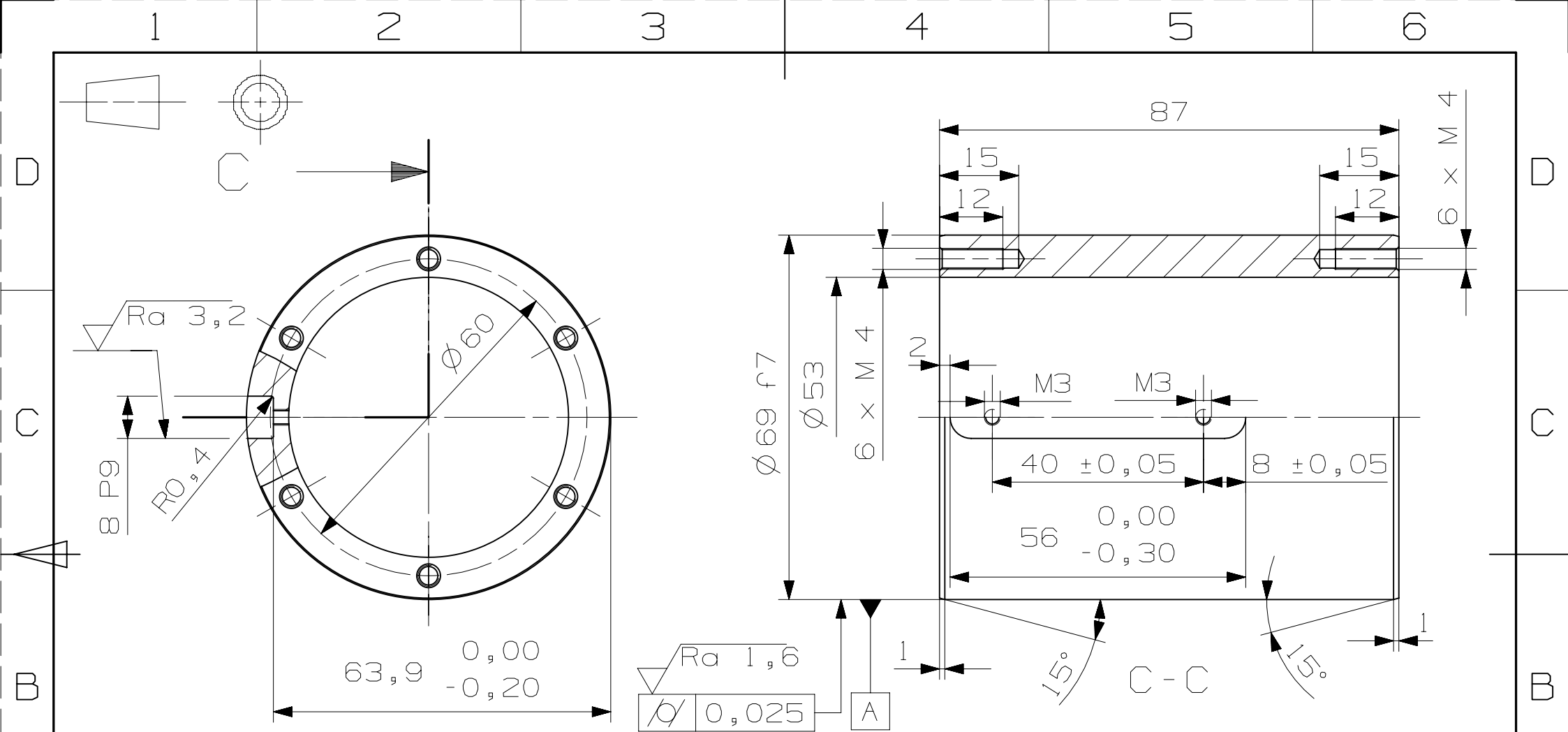
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu $\sqrt{Ra 6,3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-fH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE OSA		
DRAWN BY	ZUTH	Material AL5754 H111		
CHECKED BY		Polotovary		
APPROVED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-H-004	REV A
		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	




3D CAD MASTER PART NAME: HTS-kryt

ALL DIMENSIONS IN MM

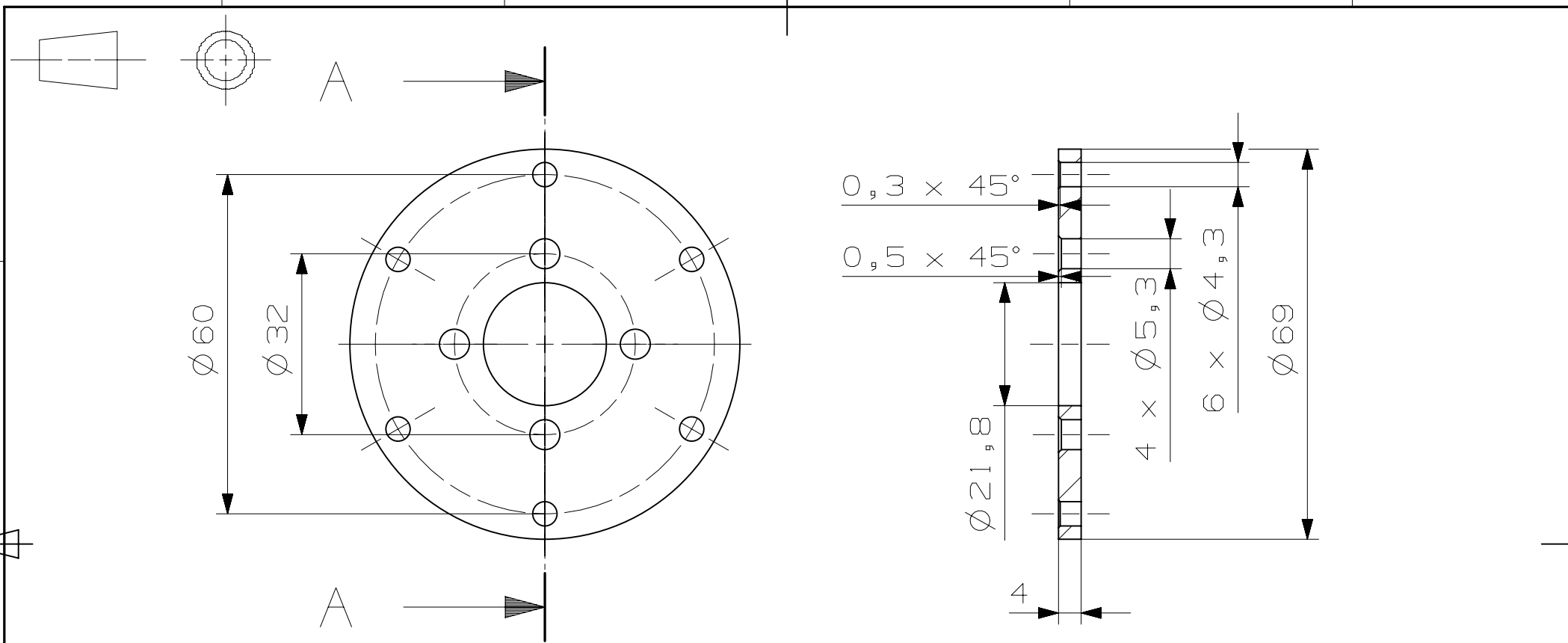
		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE KRYT		
DRAWN BY	ZUTH	MATERIAL CSN 42 4004		
CHECKED BY		POLOTOVAR		
APPROVED BY		SIZE	DRG NO.	REV
		A3	HTSL-K-002	A
		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	




$\sqrt{Ra\ 1,6}$
 $\varnothing\ 0,025$ A

		Textura povrchu $\sqrt{Ra\ 6.3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 $-0,4$ $+0,4$	Presnost ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE KRYT MOTORU		
DRAWN BY	ZUTH	Material AL5754 H111		
CHECKED BY		Polotovary TR KR 75 x 12,5 - 90		REV A
APPROVED BY		SIZE DRG NO. A4 HTSL-KM-002		
ALL DIMENSIONS IN MM 3D CAD MASTER PART NAME: kryt-motoru		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	

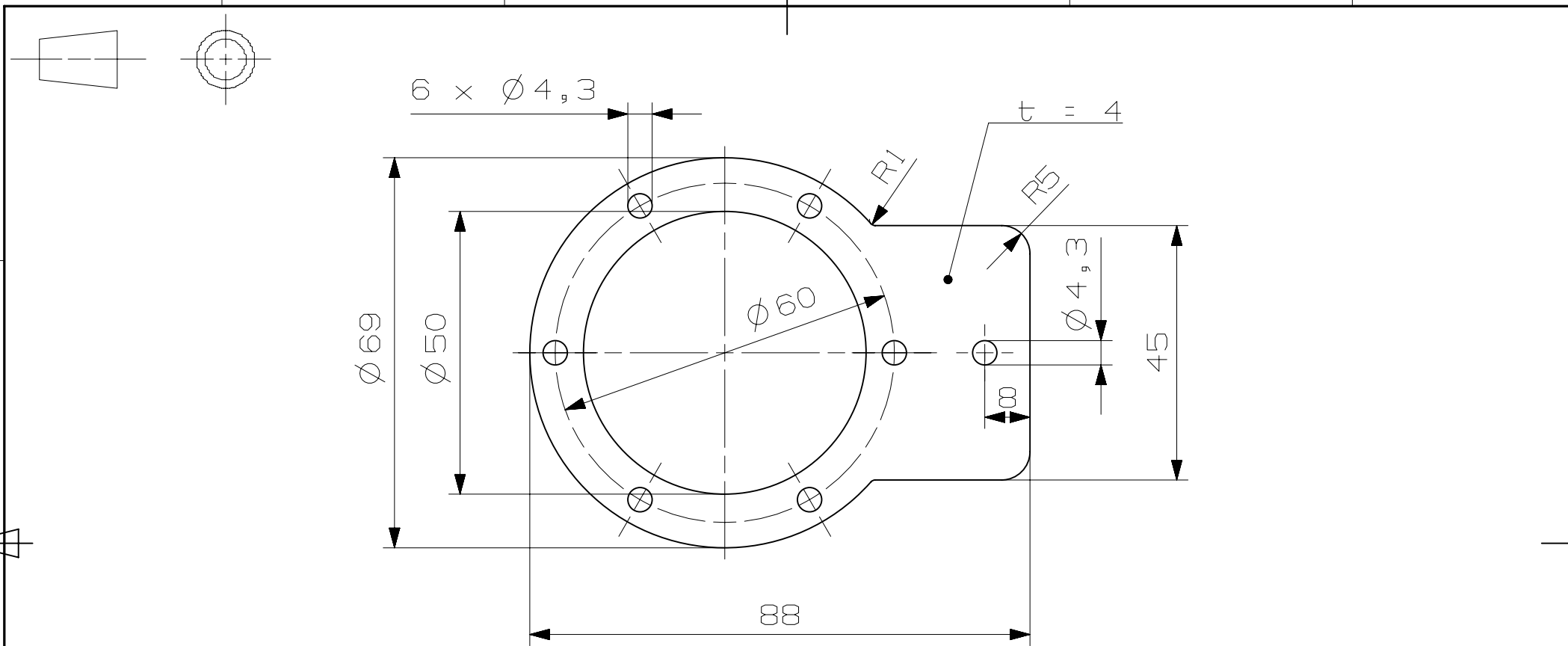
ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: kryt-motoru


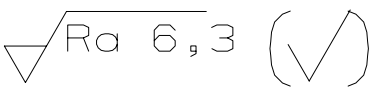
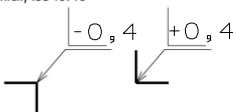


 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu $\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 $-0,4$ $+0,4$	Presnost ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE PRIRUBA MOTORU		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		Material AL5754 H111
CHECKED BY		SIZE	DRG NO.	REV
APPROVED BY		A4	HTSL-PM-002	A
ALL DIMENSIONS IN MM 3D CAD MASTER PART NAME: prihuba-motoru		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	

ALL DIMENSIONS IN MM

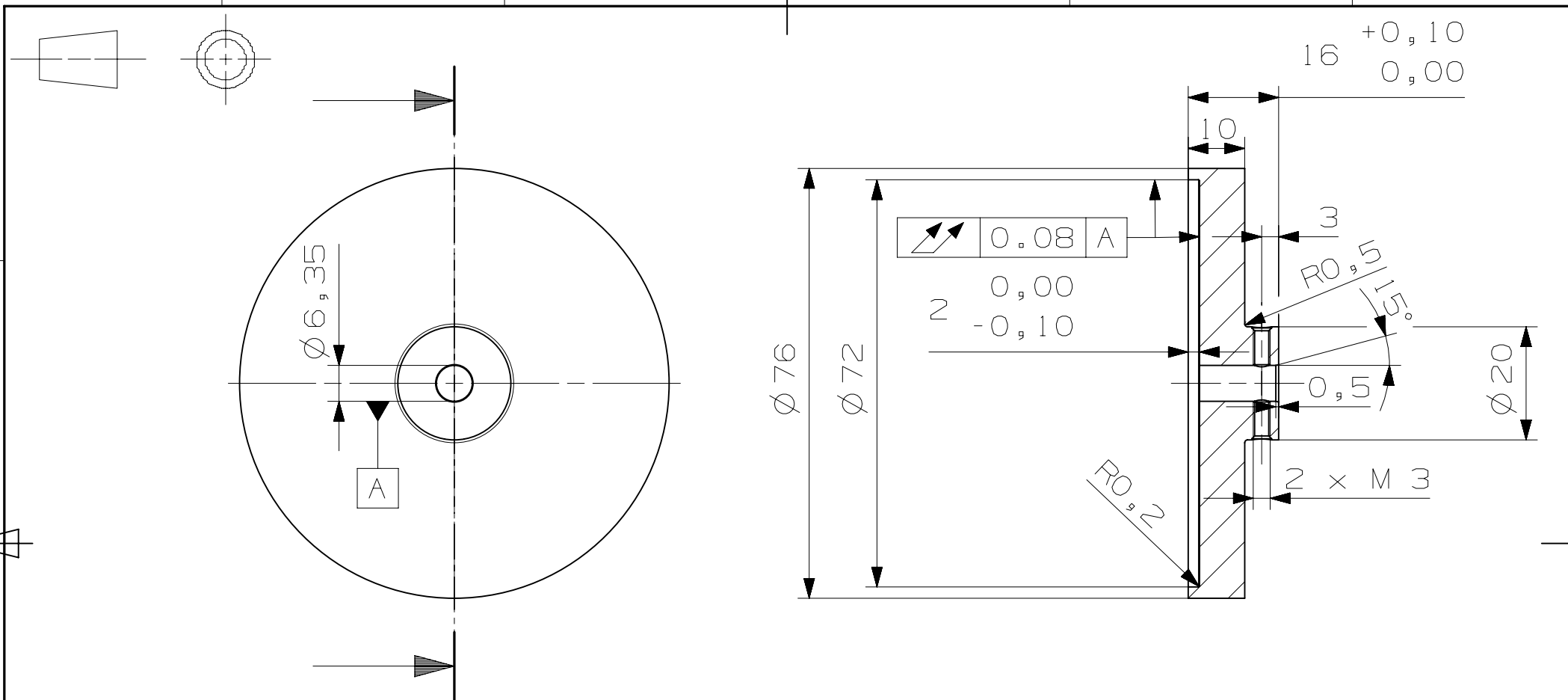
3D CAD MASTER PART NAME: prihuba-motoru




 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE PRIRUBA MOTORU HORNÍ		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		
CHECKED BY		Material AL5754 H111		
APPROVED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-PMH-002	REV A
3D CAD MASTER PART NAME: priruba-motor-horni		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	

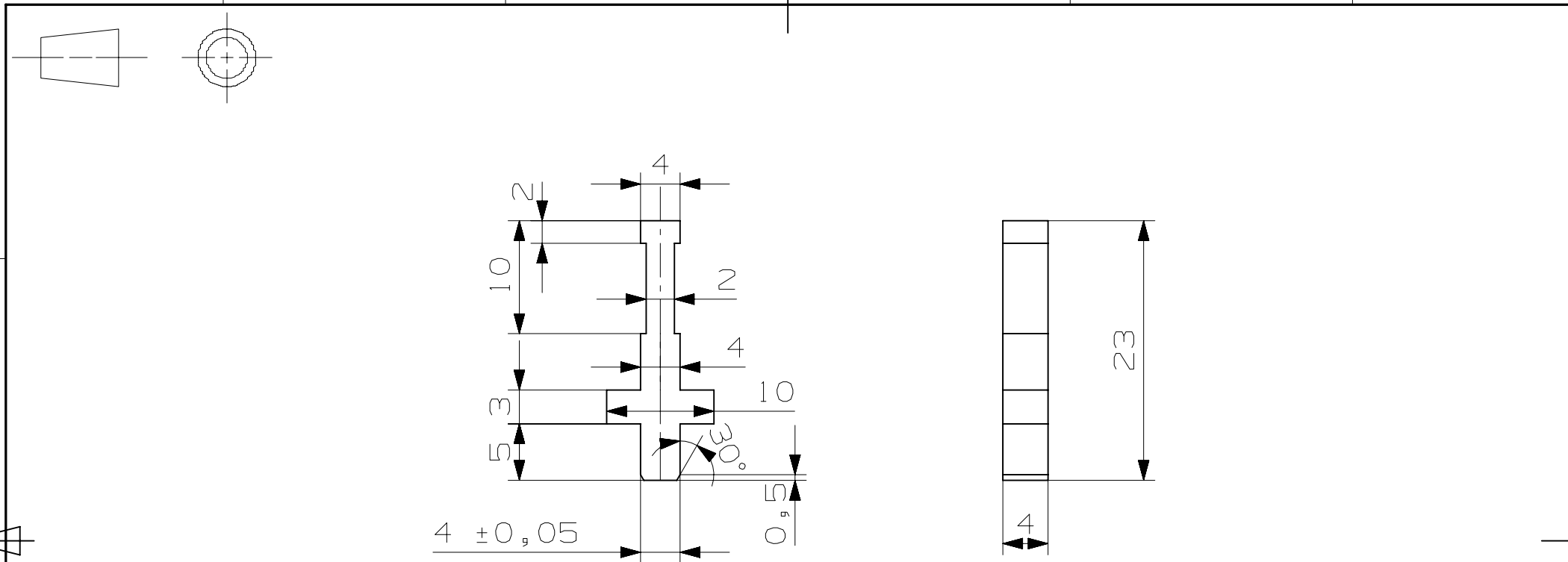
ALL DIMENSIONS IN MM

3D CAD MASTER PART NAME: priruba-motor-horni




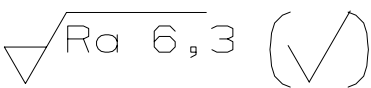
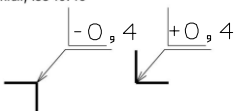
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		$\sqrt{Ra 6.3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 $-0,4$ $+0,4$	ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE SPOJKA		
DRAWN BY	ZUTH	Material AL5754 H111		
CHECKED BY		Polotovary		
APPROVED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-S-001	REV A
		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	

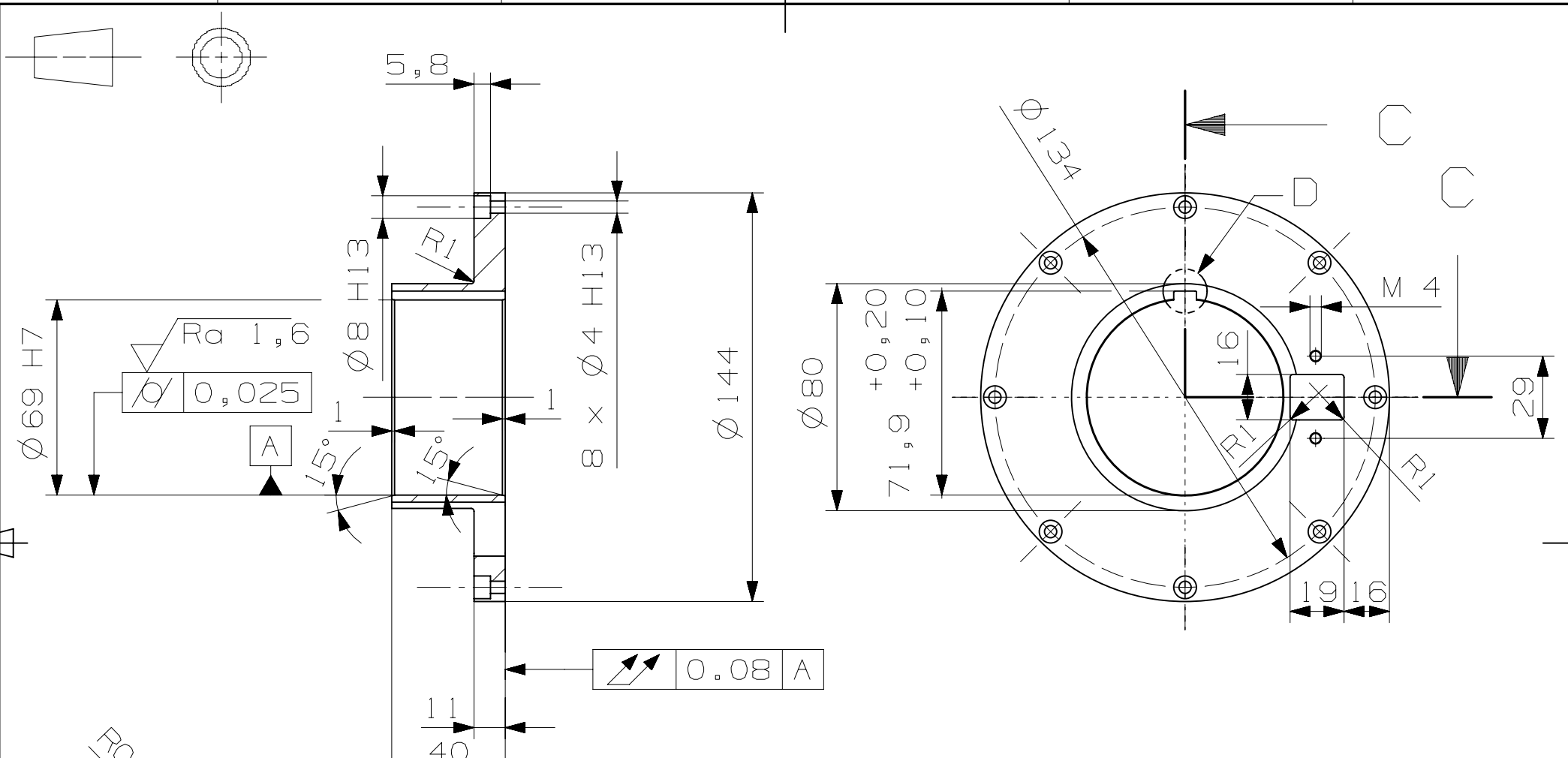
ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: Spojka-1



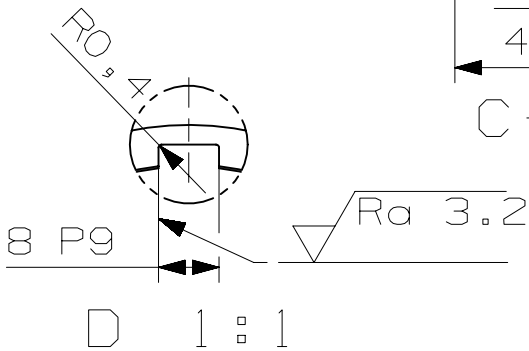
ALL DIMENSIONS IN MM

3D CAD MASTER PART NAME: polohovy-krouzek


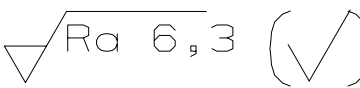
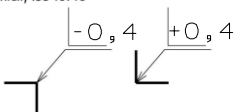
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Přesnost ISO 02768-FH Tolerování ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE		
DRAWN BY	ZUTH	STAVECI SEGMENT		
CHECKED BY		Polotovár	Material	
APPROVED BY			AL5754 H111	
		SIZE	DRG NO.	REV
		A4	HTSL-SS-002	A
		SCALE 2:1		SHEET 1 OF 1

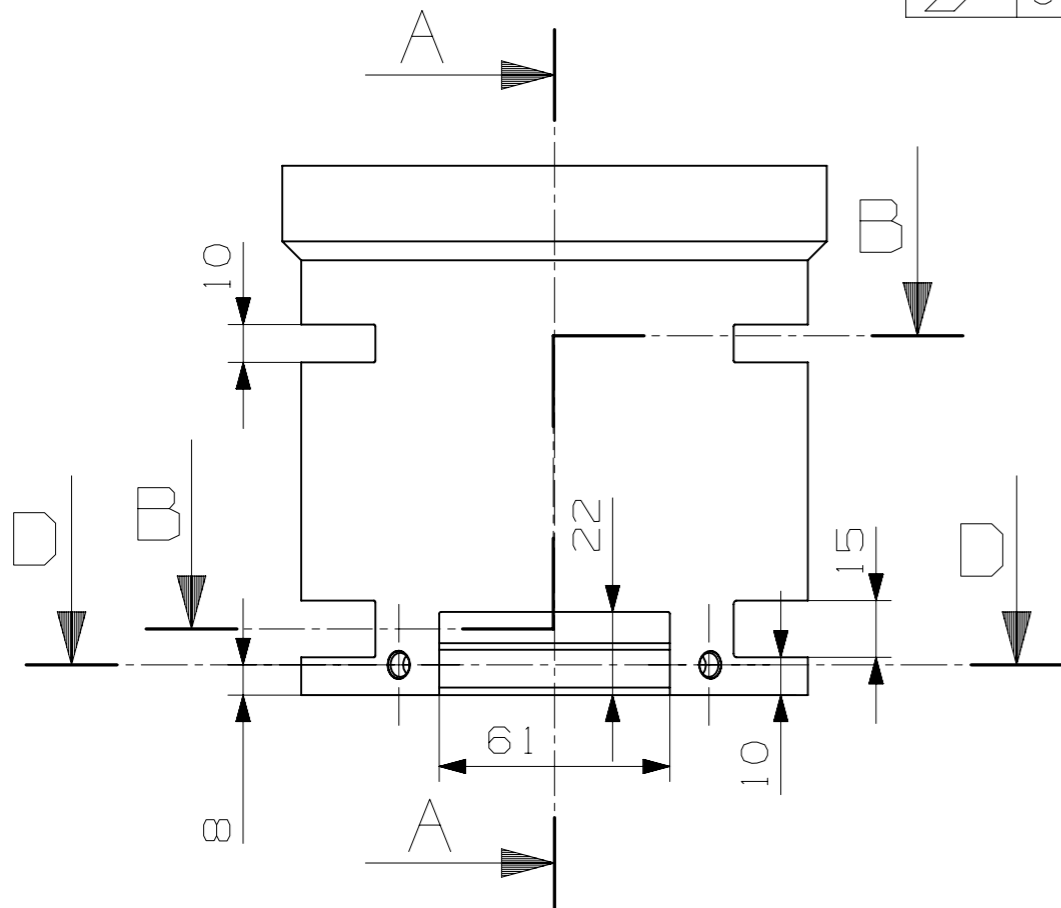
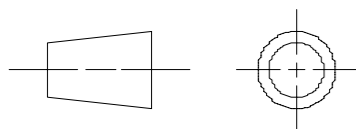


0.08 A

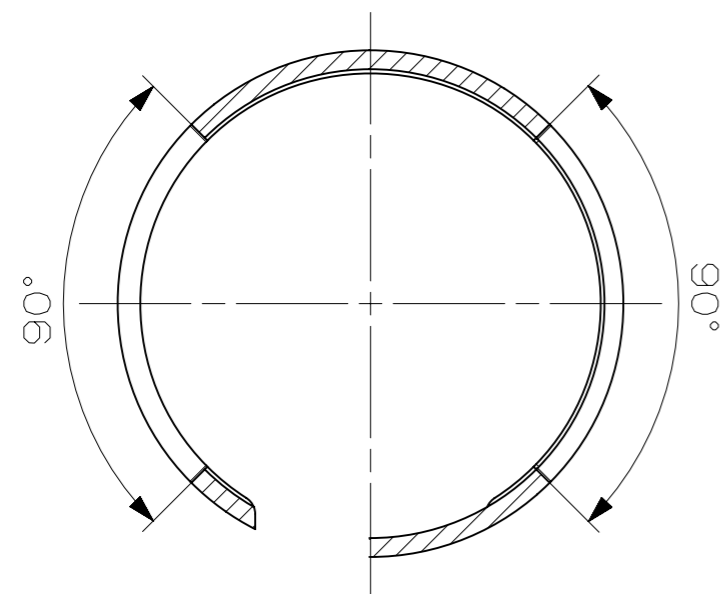
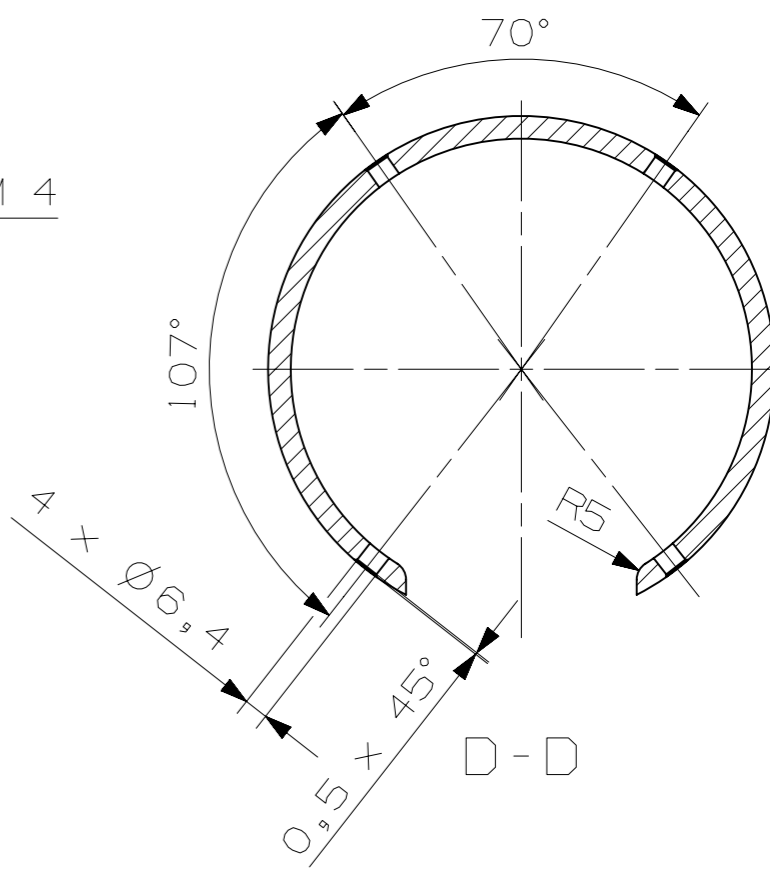
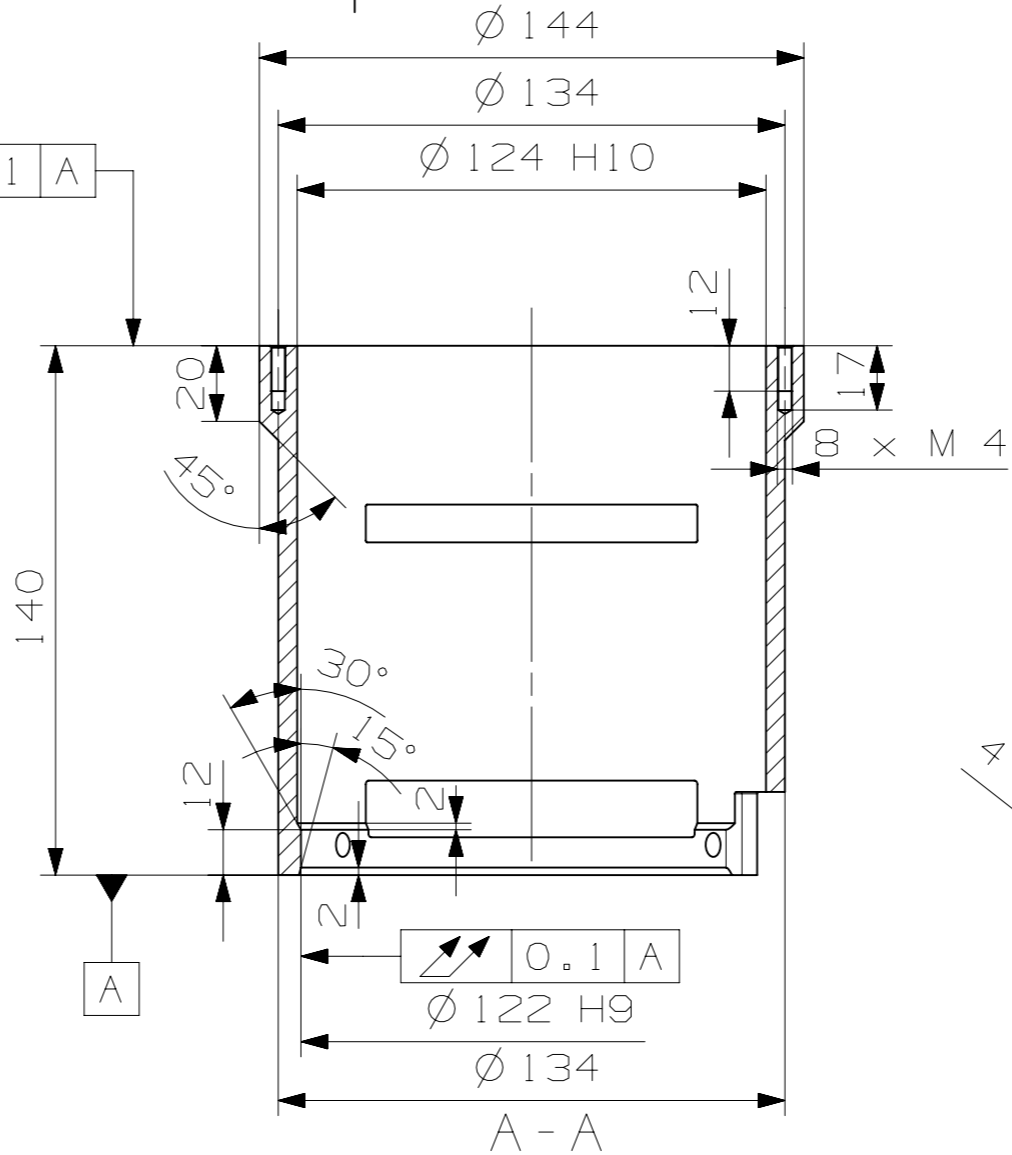


ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: kryt-spojky-vrch

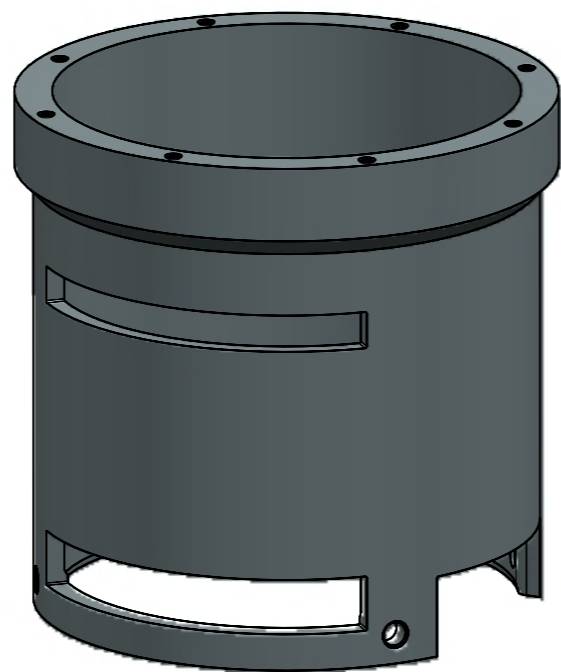
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu		Hrany ISO 13715		Presnost	ISO 02768-FH
		Tolerovani	ISO 8015	TITLE		VRCHNI KRYT	
FIRST ISSUED		Polotovar		Material		AL5754 H111	
DRAWN BY	ZUTH	SIZE	DRG NO.	HTSL - VK - 002		REV	A
CHECKED BY		SCALE 1:2		SHEET 1 OF 1			
APPROVED BY							



0.1 A



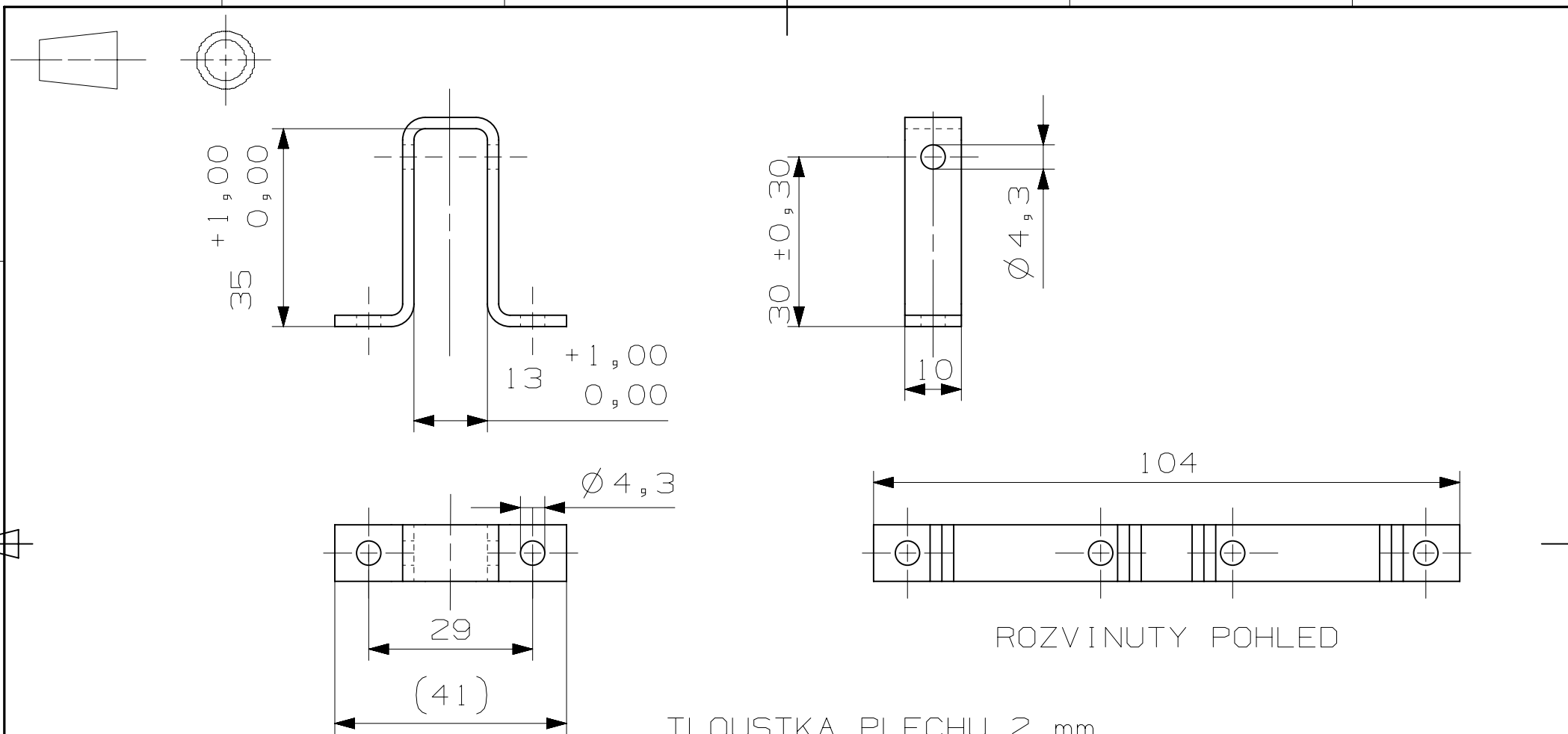
SECTION B-B




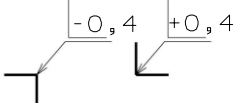
ALL DIMENSIONS IN MM

3D CAD MASTER PART NAME: vnejsi-plast

		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-PH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE VNEJSI PLAST		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovaru TR KR 150 x 15 - 145		Material AL5754 H111
CHECKED BY		SIZE DRG NO. A3 HTSL-VP-001		REV A
APPROVED BY		SCALE 1:2		SHEET 1 OF 1



TLOUSTKA PLECHU 2 mm
 OHYBY VNITRNIM RADIUSEM R2

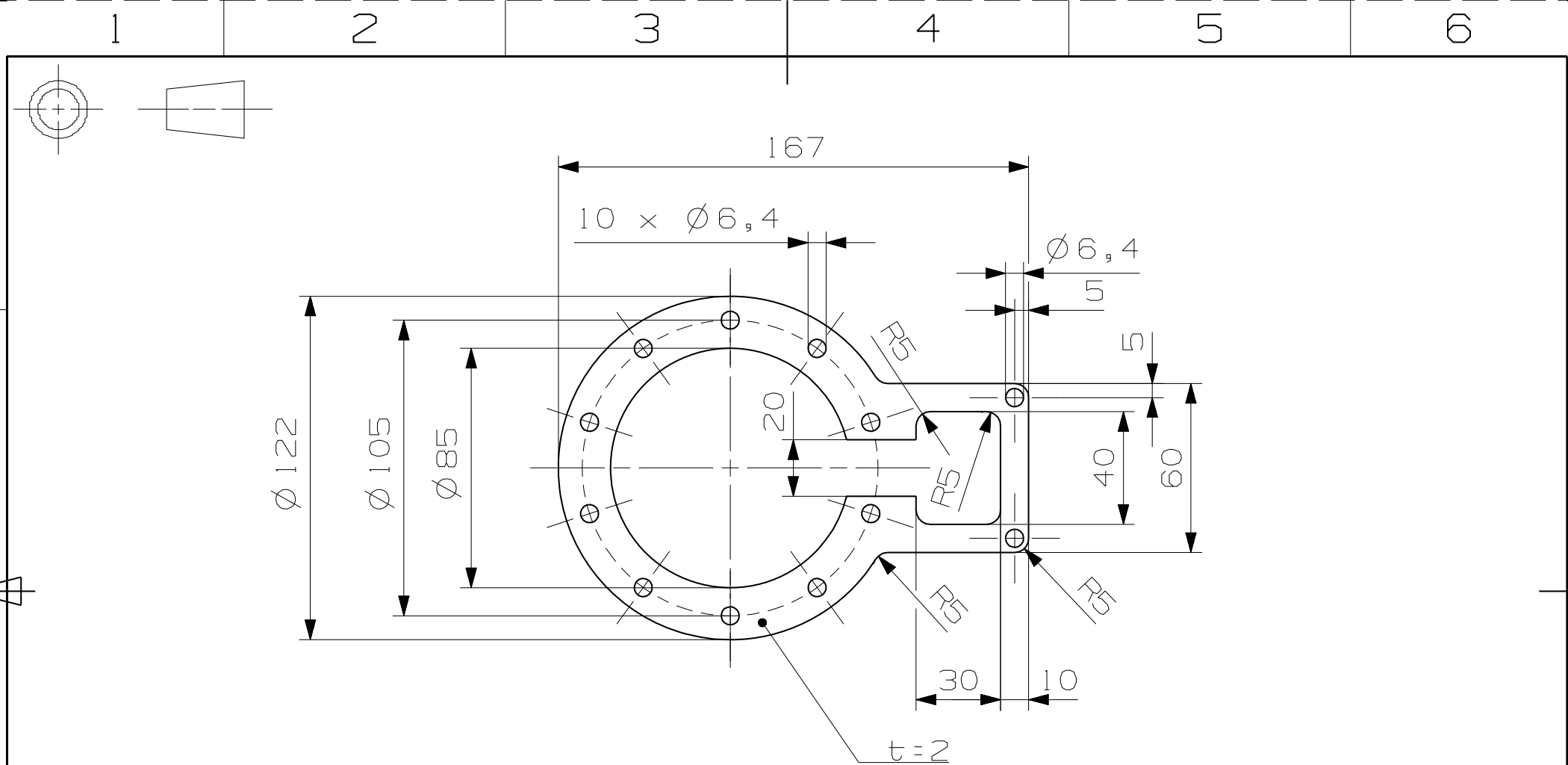
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)	Hrany ISO 13715 	ISO 02768-FH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE KONZOLA k LA DOLNI		
DRAWN BY	ZUTH	Material AL5754 H111		
CHECKED BY		Polotovarov		
APPROVED BY		SIZE A4	DRG NO. HTSL-KLAD-001	REV A
ALL DIMENSIONS IN MM 3D CAD MASTER PART NAME: Pripojovací-konzola-LA		SCALE 1:1	SHEET 1 OF 1	

ALL DIMENSIONS IN MM



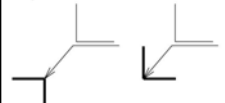
3D CAD MASTER PART NAME: Pripojovací-konzola-LA

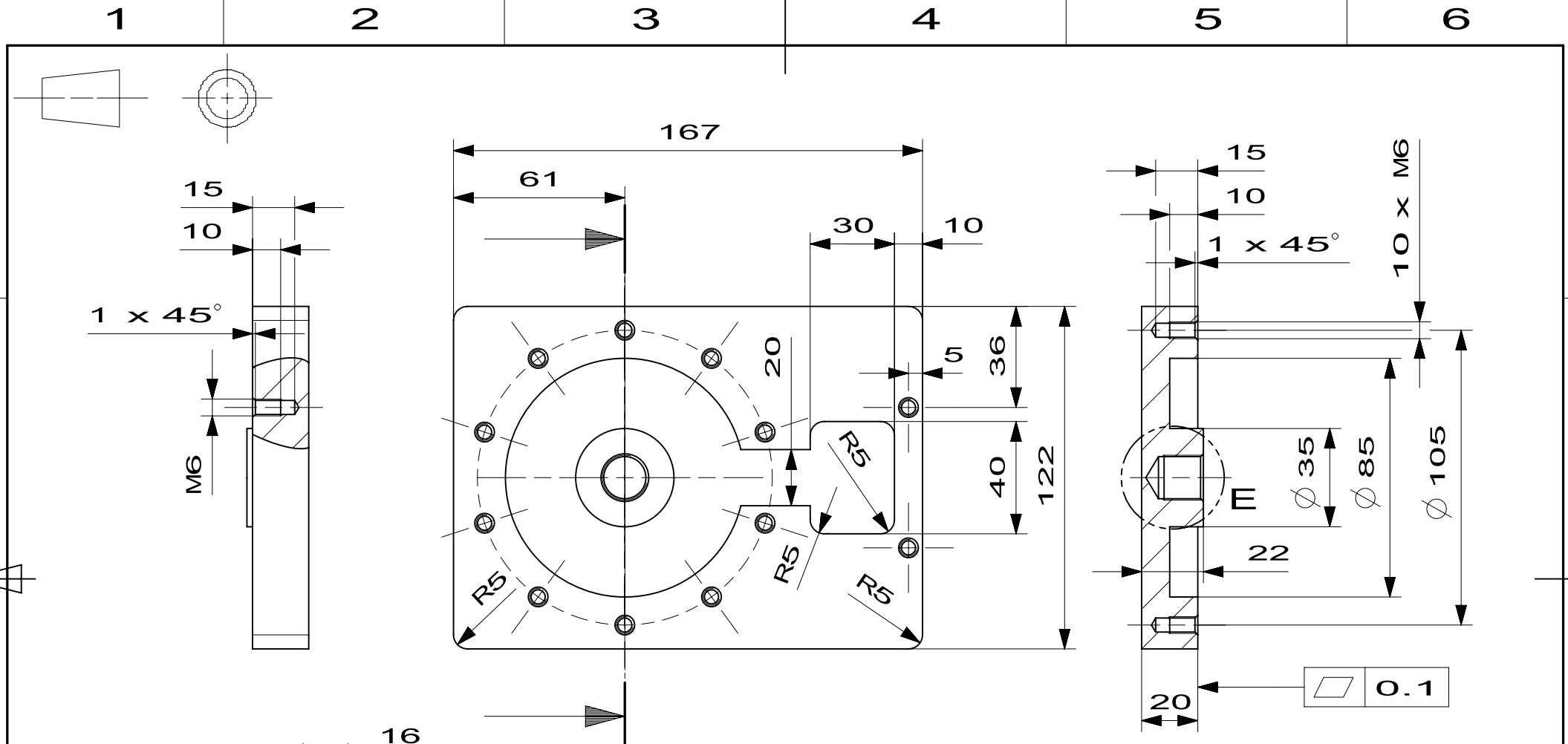
SCALE 1:1

SHEET 1 OF 1



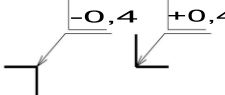


ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: tesneni-1

		Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-ϕH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE		
DRAWN BY	ZUTH	TESNENI		
CHECKED BY		Polotovár	Material	
APPROVED BY		SIZE	DRG NO.	REV
		A4	HTSL-T-001	A
		SCALE 1:2	SHEET 1 OF 1	



ALL DIMENSIONS IN MM
 3D CAD MASTER PART NAME: zakladna

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Textura povrchu  Ra 1,6	Hrany ISO 13715 	Presnost ISO 02768-fH Tolerovani ISO 8015
FIRST ISSUED		TITLE ZAKLADNA		
DRAWN BY	ZUTH	Polotovarov		Material CSN 42 4004
CHECKED BY		SIZE	DRG NO.	REV
APPROVED BY		A4	HTSL-Z-002	A
		SCALE 1:2	SHEET 1 OF 1	

1 2 3 4 5 6