

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh testovacího zařízení pro Pendulum test

Autor: **Bc. Radek FLORIAN**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Radek FLORIAN**

Osobní číslo: **S16N0045P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Návrh testovacího zařízení pro Pendulum test**

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 dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitečných vlastností a aplikací.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systémové specifikace a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního řešení.
2. Zajištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
3. Vypracování potřebné technické dokumentace a technologického postupu.
4. Komplexní hodnocení navrženého řešení.

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1.. Brno: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2.. Brno: Computer Press, 1999

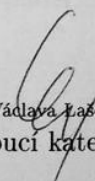
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Ondřej Bureš**
Lear Corporation Czech Republic s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Doc. Ing. Jaroslavovi Krátkému Ph.D. za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Florian	Jméno Radek	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 “Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Jméno Jaroslav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh testovacího zařízení pro Pendulum test		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	59	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato diplomová práce se zabývá návrhem testovacího zařízení pro Pendulum test. V práci je uvedena problematika testování sedaček, návrh variant testovacího zařízení zahrnující základní výpočty. Na závěr je rozpracována vybraná varianta včetně technicko-ekonomického hodnocení.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Pendulum test, konstrukce testovacího zařízení, testování sedaček, Whiplash syndrom

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Florian	Name Radek	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (inclusive degrees) Doc. Ing. Krátký Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of testing device for performing of pendulum test		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	59	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis deals with a design of testing device for performing of Pendulum test. This diploma sets out seat testing, variants of conceptual designs involving basic calculations. Finally, a selected variant was developed including technical and economical evaluation.
KEY WORDS	Pendulum test, testing device construction, seat testing, Whiplash syndrome

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Zadavatel - Lear Corporation Czech Republic s.r.o.....	2
3	Úvod do problematiky	3
3.1	Sedadlový systém	3
3.2	Whiplash.....	3
3.2.1	Aktivní hlavová opěrka	4
3.2.2	Reaktivní sedadlo	5
3.2.3	Pasivní sedadlo	6
3.2.4	Chytrá hlavová opěrka (Smart head restraint).....	6
3.3	Obecné principy Anti-whiplash sedačkového systému	7
3.4	Kritéria poranění hlavy	8
3.4.1	Severity Index	8
3.4.2	HIC	8
3.5	Testy sedačkových systémů.....	10
3.5.1	Statický test zádového opěradla (SBS)	10
3.5.2	Statický test hlavové opěrky (HRP).....	10
3.5.3	Zkouška absorpce energie (Pendulum test).....	11
3.5.4	Sled test	12
3.5.5	Zkoušky výplní sedadla.....	12
3.5.6	Únavový test.....	12
3.5.7	Vibrační test	12
4	Produktová řešení	13
4.1	C.E.C. Engineering.....	13
4.2	Oilgear	14
4.3	BIA	14
4.4	Microsys	15
5	Návrh koncepčních variant	16
5.1	Popis stávajícího řešení	16
5.2	Morfologická matice.....	18
5.3	Varianta A.....	18
5.3.1	Výpočet energie kyvadla	19
5.3.2	SWOT analýza varianty A	23
5.4	Varianta B.....	24
5.4.1	Výpočet energie.....	24
5.4.2	SWOT analýza varianty B.....	25
5.5	Varianta C.....	25

5.5.1	SWOT analýza varianty C.....	26
5.6	Výběr koncepční varianty.....	27
6	Konstrukční návrh vybrané varianty.....	28
6.1	Návrh ramene kyvadla.....	28
6.1.1	Z hlediska požadovaných energií.....	29
6.1.2	Z hlediska vlastních frekvencí a vlastních tvarů.....	31
6.1.3	Návrh osy kyvadla.....	34
6.2	Návrh manipulační plošiny pro sedačku.....	37
6.3	Návrh brzdy kyvadla.....	38
6.4	Návrh bezpečnostní závory.....	41
6.4.1	Výpočet závory.....	41
6.4.2	Výsuv závory.....	43
6.5	Zvedání ramene.....	43
6.6	Rám.....	44
6.7	Kompletace testovacího zařízení.....	45
7	Technicko-ekonomické hodnocení.....	46
7.1	Technické hodnocení.....	46
7.2	Ekonomické hodnocení.....	46
8	Závěr.....	47
9	Seznam obrázků.....	48
11	Seznam tabulek.....	49
12	Seznam použité literatury a zdroje obrázků.....	50
13	Přílohy.....	51

1 Úvod

Každý, kdo jede autem, chce v první řadě dojet v pořádku. Snahou je především vyhnout se možné nehodě. To mají za úkol aktivní prvky bezpečnosti. Pokud už dojde k nehodě, na řadu přicházejí prvky pasivní bezpečnosti. Jejich snahou je minimalizovat následky pro posádku a ostatní účastníky nehody. Zásadní vliv na bezpečnost pasažéra má sedadlový systém. Jeho testování je jedním z nejdůležitějších úkonů a selhání systému při kolizi může mít katastrofální následky. Aby jednotlivé komponenty (i celý systém) uspokojivě plnily svou funkci, musí být schopny odolat při nehodě vysokému zatížení. Sedadlo musí podstoupit řadu testů, které zajistí jeho výkonnost, trvanlivost, bezpečnost a kvalitu. Metoda testování sedadla se liší od výrobce k výrobcu. Např. komfort sedadla je velmi subjektivní problém, neboť zákazník dělá konečné rozhodnutí, které je založeno na jeho názorech, nikoliv na objektivních rozměrech sedadla. Výzvou pro dodavatele sedadla je vyvinout efektivní metodu pro „překlad“ názorů zákazníka na fyzické charakteristiky sedadla. Pro testování sedadla existuje celá řada standardů, jako je ECE (Evropská hospodářská komise), FMVSS (Federální normy pro motorová vozidla), AIS (normy pro automobilový průmysl). Mezi tyto normy patří regulace pro prevenci nehod, ochrana před úrazem, ochrana po nárazu. Snahou těchto standardů je zvýšit bezpečnost vozidel a zlepšit informovanost zákazníků.

2 Zadavatel - Lear Corporation Czech Republic s.r.o.

Společnost Lear Corporation byla založena v roce 1917 v Detroitu pod názvem American Metal Products. Lear je jedním ze světových dodavatelů automobilových sedadlových systémů a elektrických distribučních systémů. Lear dodává své výrobky každé větší automobilce na světě. Firma zaměstnává přes 156 000 zaměstnanců v 257 střediscích v 38 zemích po celém světě.

Technické centrum v Plzni

Po založení v roce 2012 je pobočka v Plzni nejrychleji rostoucím vývojovým centrem firmy Lear v Evropě. Zaměstnává více než 250 zaměstnanců. Pracuje na návrhu a vývoji automobilových sedaček. Zejména se zaměřuje na mechanický engineering, tedy na komplexní mechanismy a konstrukce sedadel, pěny, potahy, plasty a vývoj další sedadlové výbavy. Technické centrum v Plzni pracuje na projektech pro významné evropské zákaznické skupiny jako je BMW, Audi, Daimler či Jaguar.



Obrázek 1 Logo Lear Corporation [1]

3 Úvod do problematiky

3.1 Sedadlový systém

Sedadlový systém se skládá z mnoha částí. Na obrázku 2 je přehled některých součástí.



Obrázek 2 Součásti sedadlového systému [2]

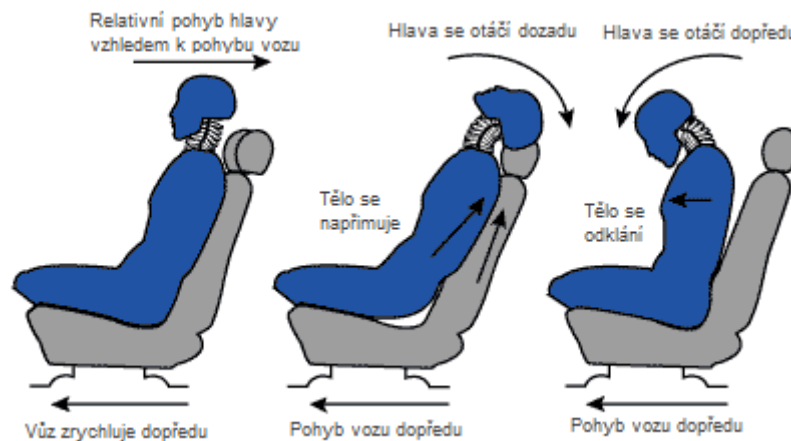
3.2 Whiplash

Euro NCAP od roku 1997 provádí nárazové zkoušky většiny populárních automobilů. Výsledkem je hodnocení bezpečnosti v podobě hvězdiček. Díky přísnému hodnocení se Euro NCAP stalo hybnou silou hlavních bezpečnostních vylepšení pro nová auta. Záměrem nebylo zaměřit se pouze na život ohrožující zranění, ale povzbudit výrobce vozů k vylepšení ve všech oblastech.

Do roku 2000 se Euro NCAP zaměřovalo na ochranu pasažérů při čelním a bočním náraze, také se zaměřovalo na ochranu chodce při čelním střetu. Testy ovšem zatím nezahrnovaly zadní nárazy. Zájem aktivně se zabývat problémem „whiplash“, který je spojený se zraněním krku, se zvýšil při zveřejnění strategie budoucího vývoje Euro NCAP.

Whiplash je zdánlivě nenápadné poranění, ke kterému dochází asi v 50 % případů všech dopravních nehod. Vzniká nejčastěji při automobilových kolizích způsobených čelním nebo

zadním nárazem. Tomuto poranění jsou vystaveni jak samotní řidiči, tak i jejich spolujezdci. Hlava a krk při něm vykonají prudké ohnutí vpřed nebo vzad, které je okamžitě následováno prudkým pohybem hlavy a krku opačným směrem. Uvedený pohyb tak připomíná pohyb biče při šlehnutí (whiplash). Efektivní anti-whiplash systém tak může vést až k 50% redukci vzniku uvedeného syndromu.



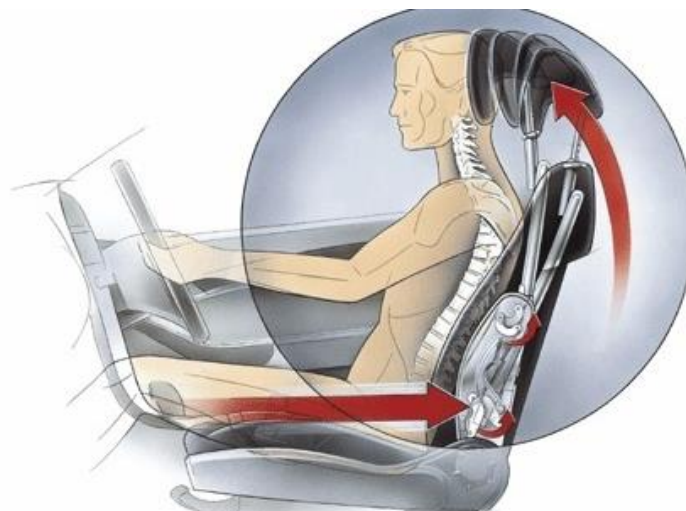
Obrázek 3 Mechanismus vzniku Whiplash syndromu [3]

3.2.1 Aktivní hlavová opěrka

Funkcí aktivní hlavové opěrky je zmenšit vzdálenost mezi hlavou a opěrkou. Při náhlém zrychlení se hlava pohybuje směrem k hlavové opěrce. S rostoucí vzdáleností roste i síla, kterou udeří hlava do opěrky.

3.2.1.1 Reaktivní hlavové opěrky (RHR)

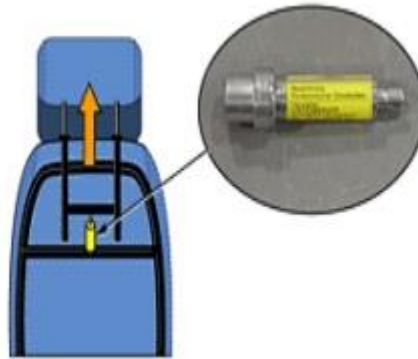
Na obrázku 4 je jeden z představitelů reaktivní hlavové opěrky. Systém je mechanický a je založen na principu páky. Hlavová opěrka je spojena s přítlačnou deskou v zadové části sedadla. Při nárazu tlačí tělo cestujícího do přítlačné desky, která se pohybuje dozadu. Tím se opěrka hlavy posouvá nahoru a dopředu tak, aby zachytila hlavu cestujícího.



Obrázek 4 Reaktivní hlavová opěrka [4]

3.2.1.2 Pyrotechnická hlavová opěrka

V roce 2003 byl vyvinut systém, který v rámu hlavové opěrky obsahoval plynovou kapsli. Při detekci nárazu došlo k roztržení kapsle a tím k pohybu opěrky.



Obrázek 5 Pyrotechnická hlavová opěrka [5]

3.2.1.3 Proaktivní hlavová opěrka (PAHRs)

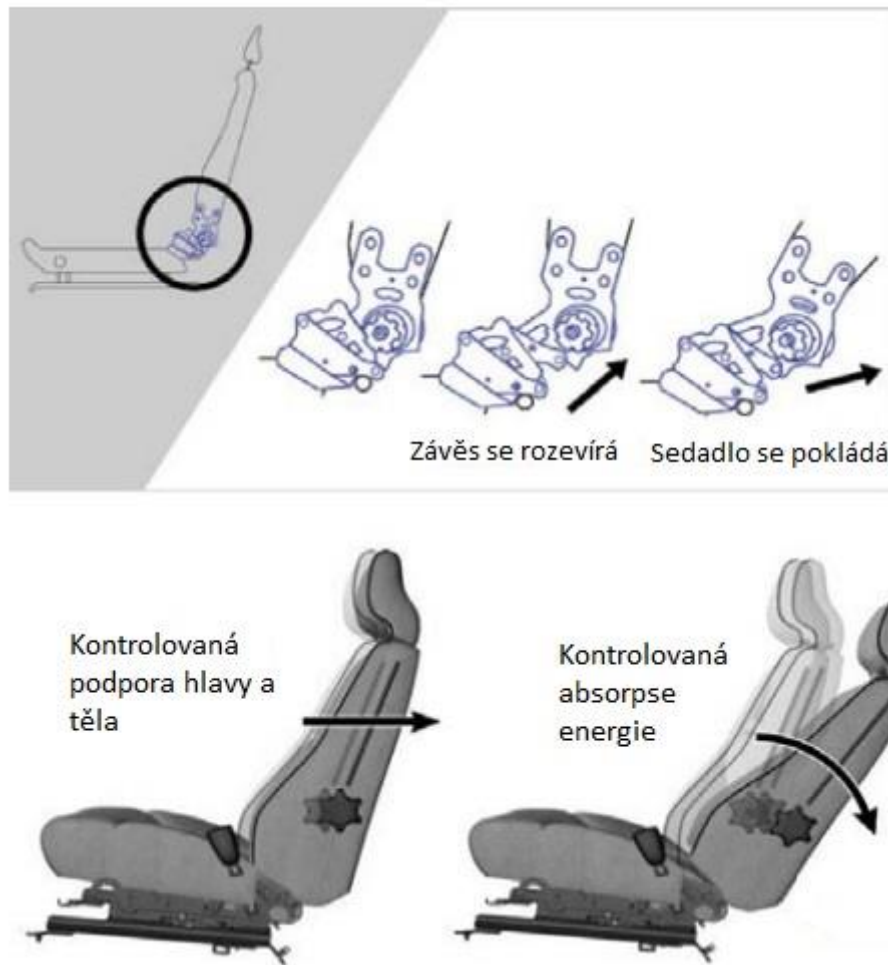
Hlavová opěrka obsahuje předepnutou pružinu. Když senzory detekují kolizi, předepnutá pružina se uvolní a posune opěrku směrem k hlavě.



Obrázek 6 Proaktivní hlavová opěrka [5]

3.2.2 Reaktivní sedadlo

Při nárazu zezadu může na krku působit ohromná síla. Mechanismus sedačky má za cíl snížit různý pohyb trupu a hlavy při nárazu zezadu. Při nárazu závěs absorbuje energii a rozevívá se. Tím posouvá a natáčí sedačku.



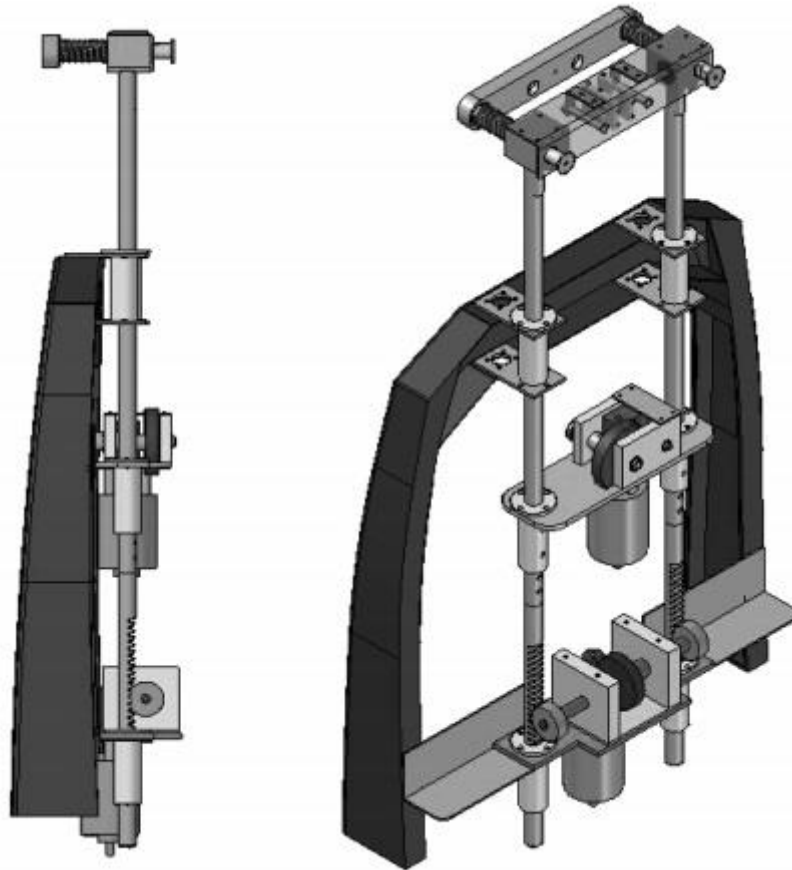
Obrázek 7 Reaktivní sedadlo [6]

3.2.3 Pasivní sedadlo

Pasivní sedadlo využívá normální geometrie sedáku bez použití speciálních funkcí. Zaměřuje se na výběr materiálu, který by absorboval energii nárazu. K tomu využívá speciálně navržených pěn. Základní myšlenkou je umožnit cestujícímu „zabořit se“ do sedačky bez přílišného pohybu krku.

3.2.4 Chytrá hlavová opěrka (Smart head restraint)

Hlavová opěrka detekuje polohu hlavy cestujícího, když sedí v autě. Systém používá ultrazvukových senzorů, aktuátorů a řídicích algoritmů k správnému napolohování hlavové opěrky.



Obrázek 8 Chytrá hlavová opěrka (Smart head restraint) [7]

3.3 Obecné principy Anti-whiplash sedačkového systému

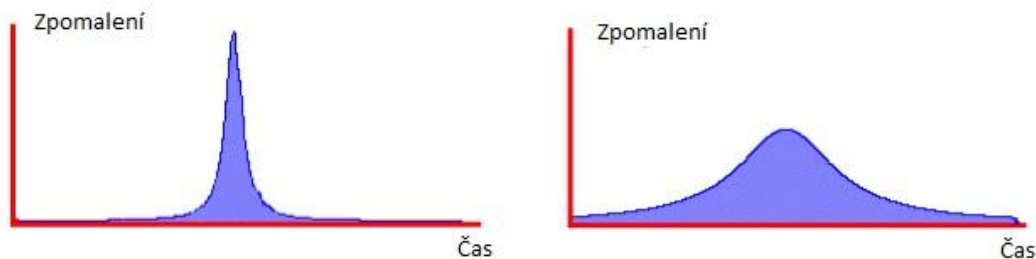
Anti-whiplash sedačka by měla absorbovat co nejvíce energie, zároveň snižovat zrychlení (zpomalení) pasažéra a minimalizovat relativní pohyb obratlů krční páteře. Následující kritéria jsou považována za základní pro návrh sedačky s anti-whiplash funkcí:

1. Dobrá geometrie hlavové opěrky ve smyslu výšky opěrky a vzdálenosti od hlavy
2. Efektivní charakteristika absorbování nárazové energie
3. Minimální pohyb krku, snížení zakřivení páteře
4. Malé síly a momenty působící na krk
5. Snižování nevhodného narovnávání těla
6. Minimální pohyb sedadla dozadu
7. Potlačení spuštění anti-whiplash zařízení při normálním používání

Jak již bylo napsáno hlavová opěrka s dobrou tuhostí a správnou charakteristikou absorbování energie, ve správné výšce a se správnou mezerou mezi hlavou a opěrkou, výrazně snižuje riziko whiplash zranění. Aby bylo možné analyzovat data nasbíraná při crash testech, byla vytvořena kritéria poranění hlavy, tzv HIC.

3.4 Kritéria poranění hlavy

Kritéria poranění hlavy vypovídají o možném zranění hlavy při nárazu. Na obrázku 9 jsou dva grafy. Na levé straně je průběh zpomalování vozu prudký (v případě nárazu) a na pravé straně mírný. Plocha pod oběma křivkami musí být stejná.



Obrázek 9 Průběh zrychlení při nárazu [8]

Představte si auto jedoucí 50 km/h. Normálním bržděním auto uvedeme do klidu za 1,5 až 2 vteřiny. Ale při nárazu auto zastaví za cca 150 ms a život ohrožující vrchol zpomalení trvá okolo 10 ms. Naše hlava je při nárazu jako kyvadlo. V autě bez airbagu je zpomalení velmi ostré a trvá krátkou chvíli. HIC jsou velmi dobrou indikací, zda dojde při nárazu k úrazu hlavy.

3.4.1 Severity Index

Historicky první model byl Index závažnosti (SI). Snahou bylo popsat riziko poranění hlavy pomocí čísla. Vypočítá se podle vzorce:

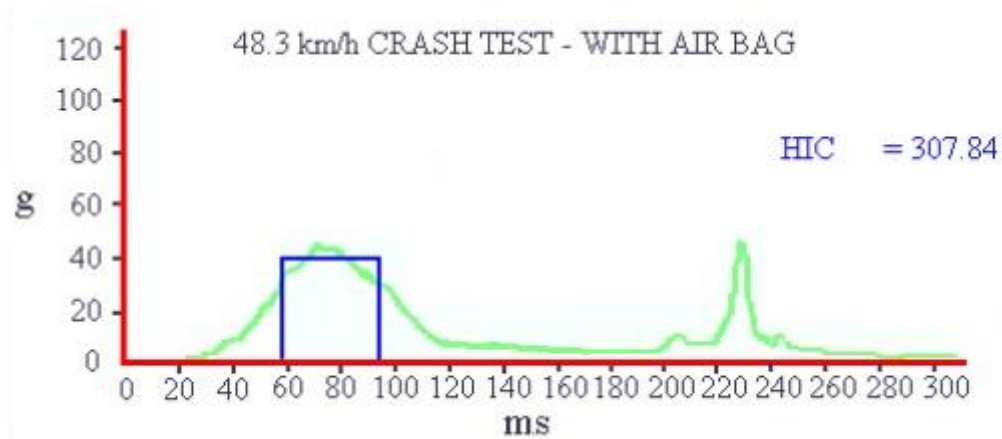
$$SI = \int_0^T (a(t))^{2,5} dt$$

Kde T je doba zpomalování při nárazu a $a(t)$ je zpomalení v čase t.

Index 2,5 byl zvolen pro hlavu a jiné části těla na základě experimentů. Bylo zjištěno, že SI dostatečně neodpovídá některým zraněním, proto vědci vytvořili HIC.

3.4.2 HIC

Hodnota HIC se stanovuje na základě průměrné hodnoty zrychlení v průběhu kritické části zpomalení. Na obrázku 10 modrý obdélník ohraničuje právě kritickou část zpomalení.



Obrázek 10 HIC při nárazu [9]

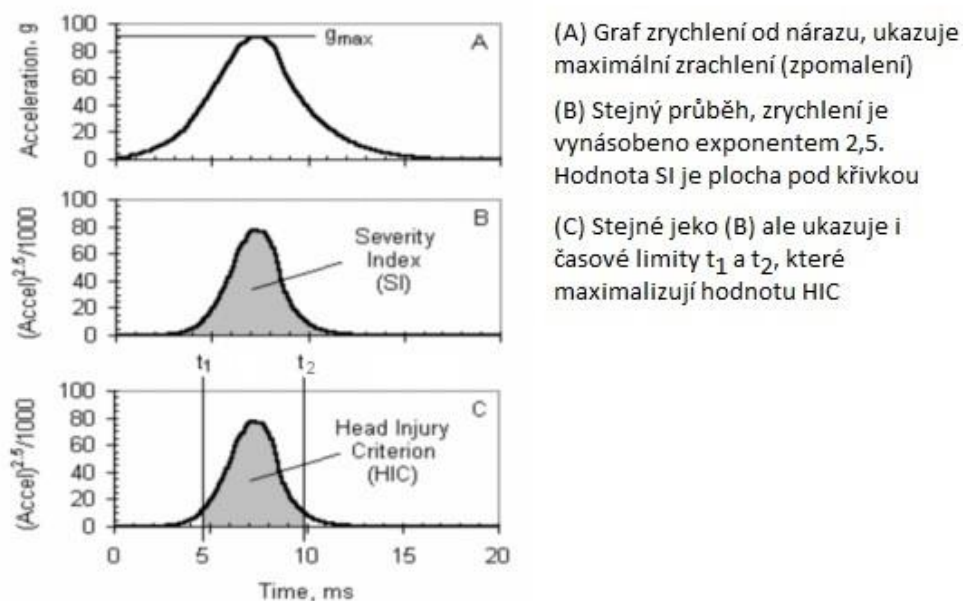
Průměrná hodnota zrychlení $a(t)$ v čase od t_1 do t_2 je dána vzorcem:

$$\bar{a} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt$$

Hodnota HIC je pak definována vztahem:

$$HIC = \max_{t_1, t_2} \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} \right\}$$

HIC je pak maximální hodnota v kritickém čase od t_1 do t_2 pro výraz v $\{ \}$. Hodnota HIC 1000 je limit, vyšší hodnoty jsou již pro člověka zdraví nebezpečné. Pro názornost je na obrázku 11 porovnání SI a HIC.

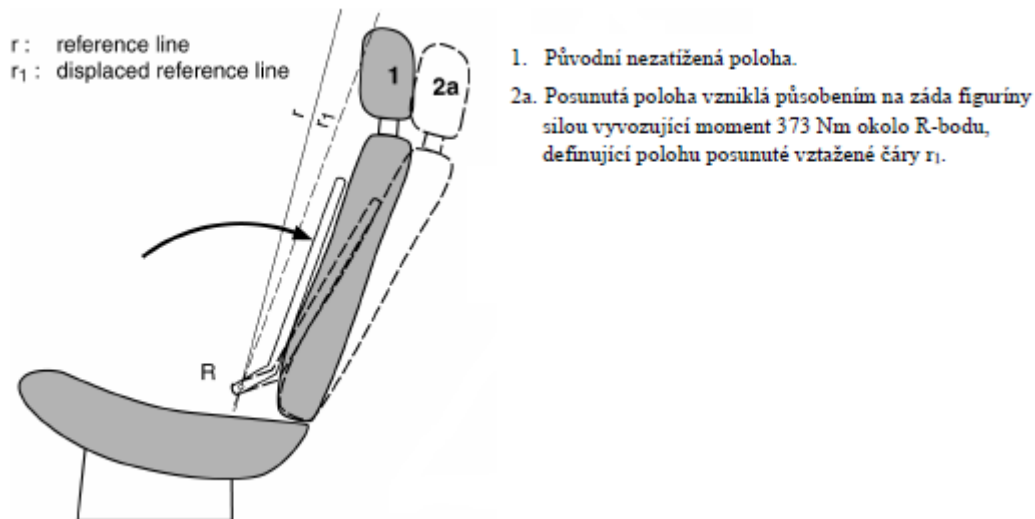


Obrázek 11 Srovnání HIC a SI [10]

3.5 Testy sedačkových systémů

3.5.1 Statický test zádového opěradla (SBS)

Cílem je demonstrovat, že opěradlo dokáže odolat síle, kterou působí cestující na sedadlo během předního i zadního nárazu. Při testu je sedačka zatížena momentem 373 Nm vzhledem k bodu H. Kritériem pro splnění testů je, že při zátěži nedojde k poškození rámu sedadla, ukotvení sedadla, nastavovacího mechanismu. V průběhu testu musí být sedačka přesně napolohována.



Obrázek 12 Statický test zádového opěradla [11]

3.5.2 Statický test hlavové opěrky (HRP)

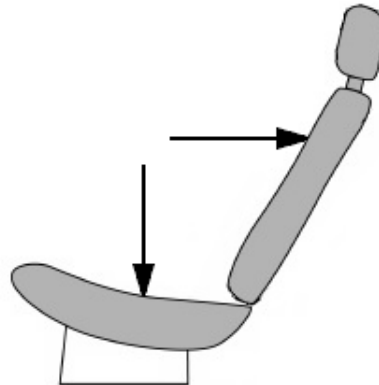
Opěrka hlavy musí vydržet sílu vyvolanou hlavou cestujícího. Kritériem pro splnění testu je, že se při zatěžování momentem 373Nm nesmí hlava (koule o průměru 165mm) posunout ve směru X o více než 102 mm vzhledem k referenční čáře. Zároveň nesmí dojít k poruše sedačkového systému při zatěžování silou 890N s působišťem na hlavové opěrce.

3.5.4 Sled test

Úkolem zkoušky je prokázat pevnost ukotvení sedadel a jejich seřizovacího, blokovacího a posouvacího systému. Sedadla musí být namontována na šasi vozidla, pro které jsou určena. Šasi vozidla musí být pevně upevněno na zkušební vozík. Kotevní úchyty sedadel by měly vydržet zpomalení (zrychlení) nejméně 20g, aplikované po dobu 30 milisekund.

3.5.5 Zkoušky výplně sedadla

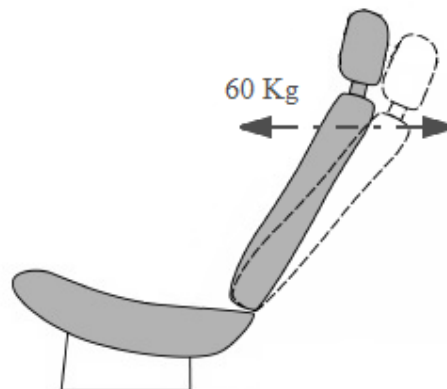
Výplň sedáku musí odolat zatížení asi 150 kg a výplň opěradla musí vydržet zátěž přibližně 75 kg. Výplň by se neměla oddělit od rámu ani roztrhat na části.



Obrázek 15 Zkouška výplně sedadla [11]

3.5.6 Únavový test

Na sedadlo působí ve vodorovném směru zatížení 60 kg střídavě dopředu a dozadu. Síla se udržuje po dobu 2 sekund. Sedadlo musí vydržet 25 000 cyklů bez poruchy.



Obrázek 16 Únavový test [11]

3.5.7 Vibrační test

Sedadlo je rozkmitáno frekvencí 77,26 Hz se zrychlením 2 g. Sedadlo musí vydržet zatěžování po dobu 2 hodin.



Obrázek 17 Vibrační test [11]

Pendulum test je interní test firmy Lear Corporation Czech Republic s.r.o. Principem je úder definovanou energií do hlavové opěrky sedačky. Celý test je zaznamenáván pomocí vysokorychlostní kamery a akcelerometrů což je následně vyhodnocováno. Ve stávajícím řešení firmy je energie úderu vyvozena vychýlením kyvadla o určitý úhel.

4 Produktová řešení

4.1 C.E.C. Engineering

Firma byla založena v roce 1964 v Turíně. Specializuje se na navrhování a stavbu zakázkových testovacích zařízení pro automotive. Na obrázku 18 je zařízení pro testování sedaček využívající kinetickou energii kyvadla. Zvláštností je horizontální uchycení sedačky.



Obrázek 18 Testovací zařízení firmy C.E.C. Engineering [12]

4.2 Oilgear

Společnost Oilgear navrhuje a vyrábí rozsáhlou řadu pasivních bezpečnostních testovacích systémů pro automobily. Od standardních aplikací po zakázkové systémy všech velikostí. Na obrázku 19 je testovací zařízení. Pro zvedání využívá elektromotoru, který je umístěn přímo na kyvadle.



Obrázek 19 Testovací zařízení firmy Oilgear [13]

4.3 BIA

Firma navrhuje a vyrábí zkušební systémy od roku 1986, zejména pro automobilový a letecký průmysl. Poskytuje širokou škálu zkušebních zařízení, od jednotlivých komponent až po kompletní řešení na klíč.



Obrázek 20 Testovací zařízení firmy BIA [14]

4.4 Microsys

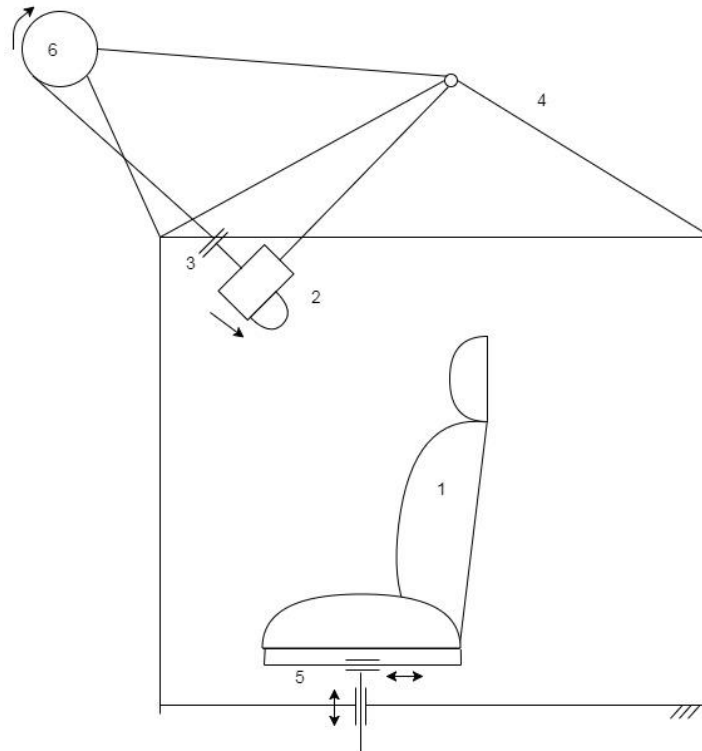
Firma se zaměřuje na výrobu testovacích zařízení, které dodává do celého světa pro všechny známé automobilky. Universální lineární impactor firmy Microsys patří ve své kategorii k úplné špičce.



Obrázek 21 Testovací zařízení firmy Microsys [15]

5 Návrh koncepčních variant

5.1 Popis stávajícího řešení



Obrázek 22 Schéma stávajícího zařízení

Popis stávajícího testovacího procesu:

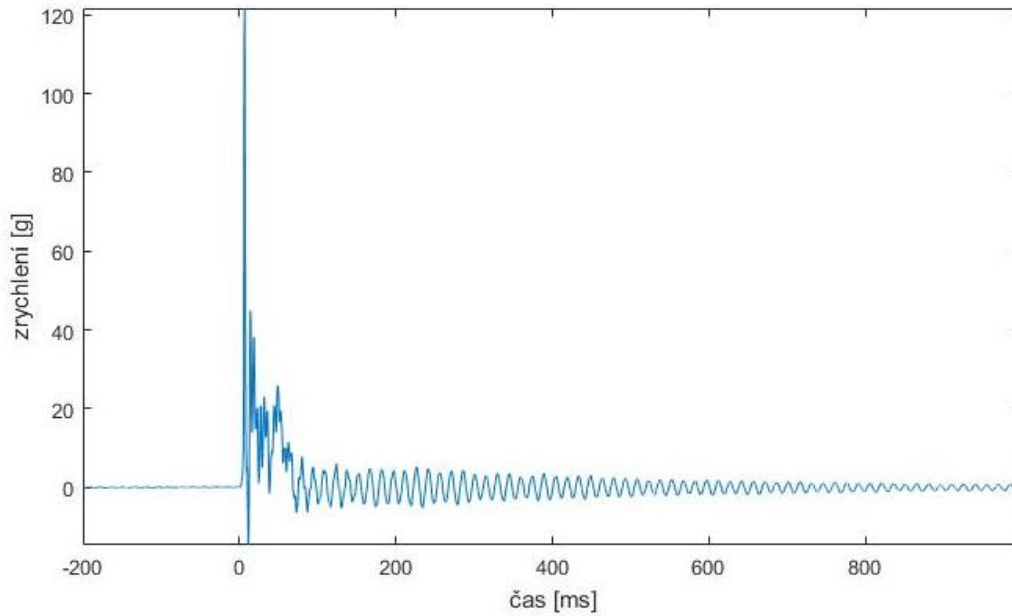
- Zafixování testované sedačky na testovací lavičce
- Nastavení správné pozice sedačky na testovací lavičce – výška, sklon
- Zavěšení ramene do pneumatických kleští
- Výběr testovacího programu na ovládacím panelu
- Spuštění testovacího programu
- Dle varianty testovacího programu „vyveze“ jeřáb rameno do určitého požadovaného úhlu. Dle normy je žádoucí, aby rychlost ramene v úvrati byla 6,8m/s. Při délce ramene 2300 mm je nutné, pro dosažení požadované rychlosti 6,8m/s, rameno „vyvézt“ do úhlu 82°
- V požadovaném úhlu se jeřáb zastaví
- Odjištění pneumatických čelistí, které drží rameno.
- Rameno se spustí samotíží proti testované sedačce

Celý průběh testu je natáčen vysokorychlostní kamerou. Zároveň je v koncové části kyvadla akcelerometr, který zaznamenává průběh zrychlení. Výsledky z měření jsou poté dále analyzovány. Stávající řešení firmy má několik nedostatků, které budou dále řešeny. Mezi tyto nedostatky patří:

- Absence brzdy
- Absence bezpečnostní závory
- Velké rozměry
- Kmitání ramene po nárazu

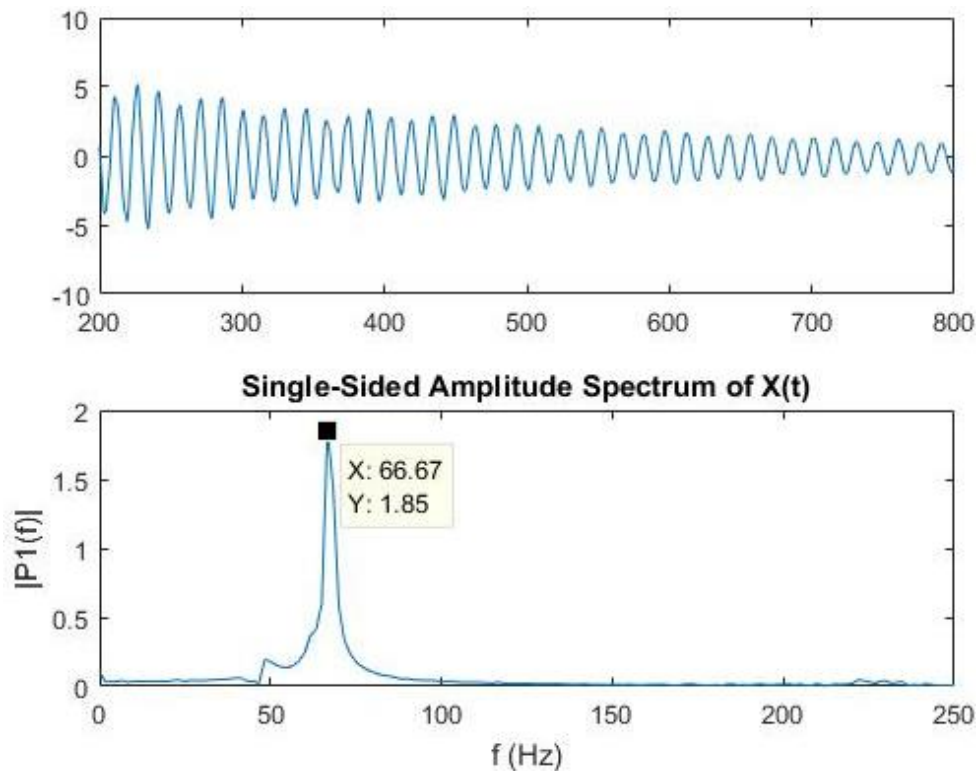
- Špatná manipulace se sedačkou

Na obr. 23 je záznam ze skutečného měření. Na základě změřených hodnot se vyhodnocují vlastnosti sedačky.



Obrázek 23 Záznam ze skutečného měření

Zpracováním tohoto měření byla zjištěna vlastní frekvence 66,67 Hz. Obr. 23.



Obrázek 24 Zpracovaný signál z měření

5.2 Morfologická matice

Pro návrh jednotlivých variant byla využita morfologická matice. Pomocí této matice byly navrženy 3 varianty.

Dílčí funkce		1	2	3
1	Energii při dopadu VYVODIT	Gravitací s mech. urychlením	Gravitací s pneum. urychlením	Lineární elektromotor
2	Upnutí sedačky ZAJISTIT	Horizontální	Vertikální	
3	Nastavení sedačky UMOŽNIT	Nůžkový mechanismus	Šroubový mechanismus	Pastorek a hřeben
4	Nastavení hlavice UMOŽNIT	Naviják	Pneumatický válec	Elektromotor na kyvadle

Obrázek 25 Morfologická matice

Všechny tři varianty musí splňovat požadavky, které vycházejí z normy. Ta zkoušku popisuje využitím kyvadla, jehož čep je uložen na kuličkových ložiskách a jehož redukovaná hmotnost ve středu nárazu činí 6,8 kg. Spodní okraj kyvadla je tvořen tuhou maketou hlavy o průměru 165 mm, jejíž střed je shodný se středem nárazu kyvadla. Zároveň musí zkušební hlavice narazit na zkoušený předmět rychlostí 24,1 km/h (6,694m/s).

Pro výpočet energie nárazu lze využít vzorce:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_r \cdot v^2 \quad (1)$$

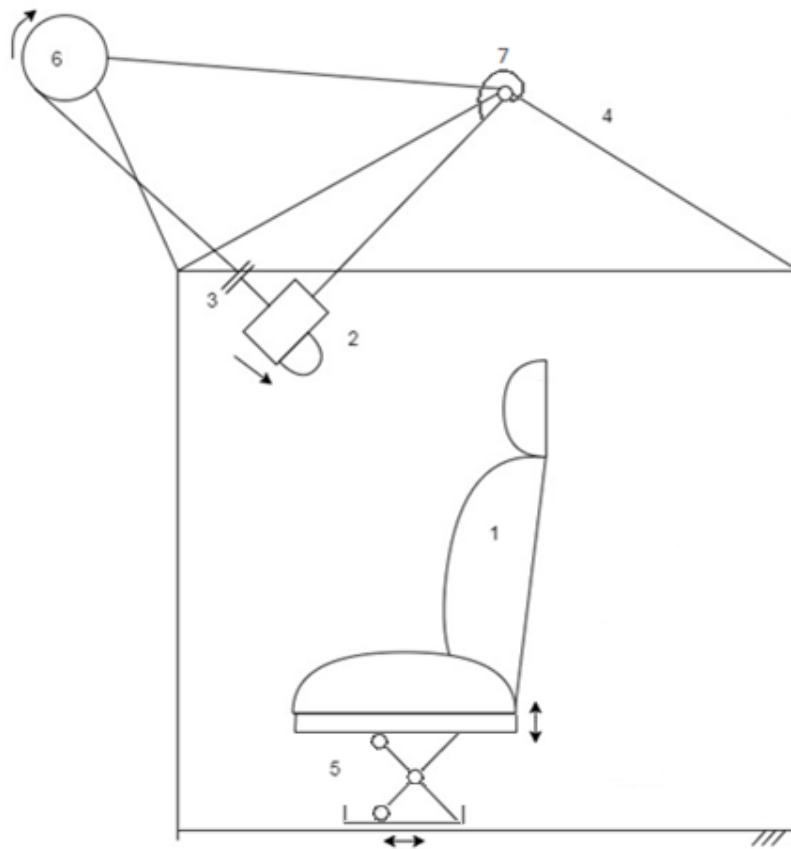
Kde m_r je redukovaná hmotnost ve středu nárazu a v je rychlost této redukované hmotnosti.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 6,8 \cdot 6,694^2 = 152,353 \text{ J} \quad (2)$$

152,353 J je energie, kterou musíme u každé varianty vyvolat.

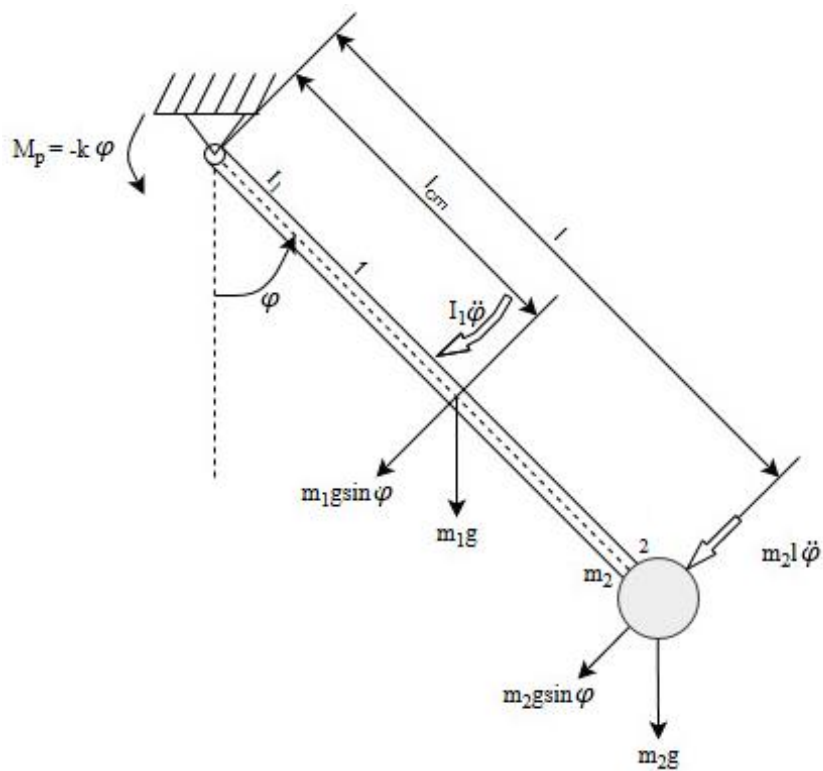
5.3 Varianta A

Sedačka (1) je upnuta vertikálně v rámu (4). Nastavení sedačky je umožněno pomocí nůžkového zvedáku (5). Hlavice (2) je nastavena do správné polohy navijákem (6). Ten musí překovávat sílu pružiny (7). Při dosažení správné polohy je uvolněna pneumatická karabina (3). Předepnutí dané pružinou rozpohybuje kyvadlo a definovanou energií udeří do opěrky sedačky. Místo polohování pomocí navijáku lze použít motor, který polohu nastaví. Tím se zmenší půdorysné rozměry stroje.



Obrázek 26 Varianta A

5.3.1 Výpočet energie kyvadla



Obrázek 27 Schéma pro výpočet varianty A

Matematické kyvadlo je v praxi nesestrojitelné. Skutečné kyvadlo se vždy skládá z tuhých těles, která jsou uložena tak, aby se mohla kývat kolem osy procházející nad těžištěm. Toto kyvadlo se nazývá fyzikální kyvadlo. Kyvadlo rozdělíme na rameno (1) a zátěž (2). Soustavu budeme řešit metodou uvolňování. Pro jednoduchost uvažujeme netlumenou soustavu.

Pro zátěž (2) platí:

$$-m_2 g \sin \varphi \cdot l - m_2 l \ddot{\varphi} \cdot l = 0 \quad (1)$$

$$\ddot{\varphi} = -\frac{g}{l} \sin \varphi \quad (2)$$

Kde $\ddot{\varphi}$ je úhlové zrychlení závaží, g je tíhové zrychlení, l je délka ramene a φ je úhel natočení. Toto platí i pro matematické kyvadlo.

Pro rameno (1) platí rovnice:

$$-I_1 \ddot{\varphi} - m_1 g \sin \varphi \cdot l_{cm} = 0 \quad (3)$$

Kde I_1 je moment setrvačnosti ramena, m_1 je hmotnost ramena a l_{cm} je vzdálenost od osy otáčení k těžišti ramena.

Složením těchto dvou rovnic dostáváme:

$$-I_1 \ddot{\varphi} - m_1 g \sin \varphi \cdot l_{cm} - m_2 g \sin \varphi l - m_2 l^2 \ddot{\varphi} = 0 \quad (4)$$

$$-(I_1 + m_2 l^2) \ddot{\varphi} - (m_1 g l_{cm} + m_2 g l) \sin \varphi = 0 \quad (5)$$

Uvažujme urychlování pomocí zkrutné pružiny. Moment v této pružině je roven:

$$M_p = -k\varphi \quad (6)$$

Kde k je tuhost pružiny a φ je úhel natočení.

Celková pohybová rovnice je pak:

$$-\underbrace{(I_1 + m_2 l^2)}_{I_{red}} \ddot{\varphi} - \underbrace{(m_1 g l_{cm} + m_2 g l)}_{m_{red}} \sin \varphi - k\varphi = 0 \quad (7)$$

Jedná se o nelineární diferenciální rovnici druhého řádu, kterou nelze analyticky řešit. Pro návrh kyvadla a jeho rozměrů byl celý systém vymodelován v Matlabu. Tuto diferenciální rovnici převedeme na dvě diferenciální rovnice prvního řádu. Zvolíme stavové proměnné x_1 a x_2 , kde:

$$x_1 = \varphi \quad (8)$$

$$x_2 = \dot{\varphi} \quad (9)$$

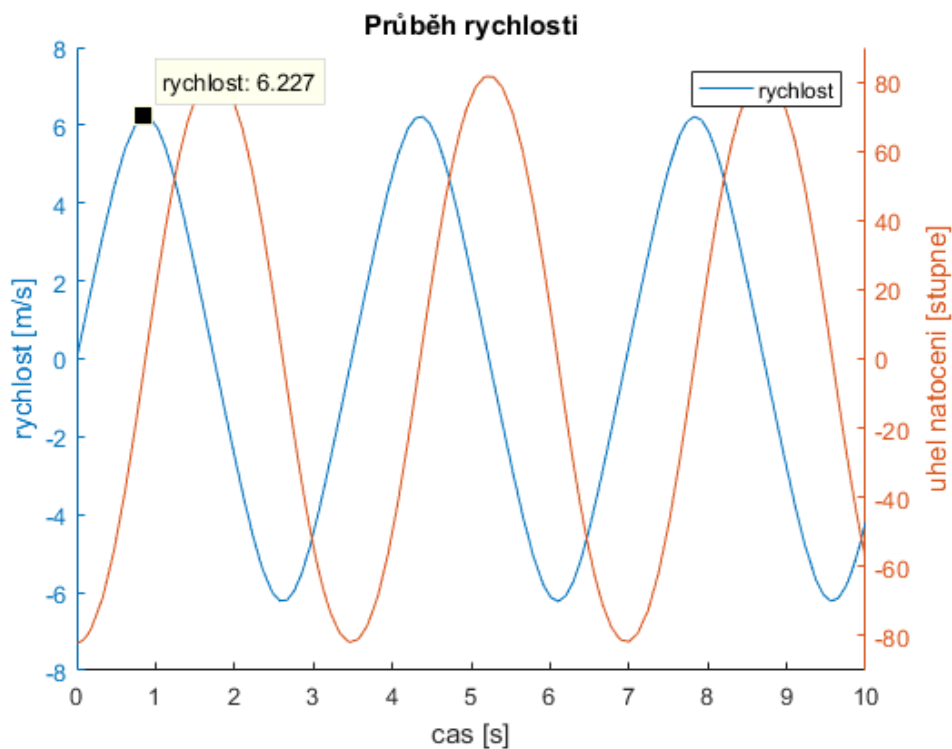
Tím získáme dvě diferenciální rovnice prvního řádu:

$$\dot{x}_1 = \varphi = x_2 \quad (10)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{m_{red}}{I_{red}} \cdot g \sin x_1 - \frac{k}{I_{red}} \cdot x_1 \quad (11)$$

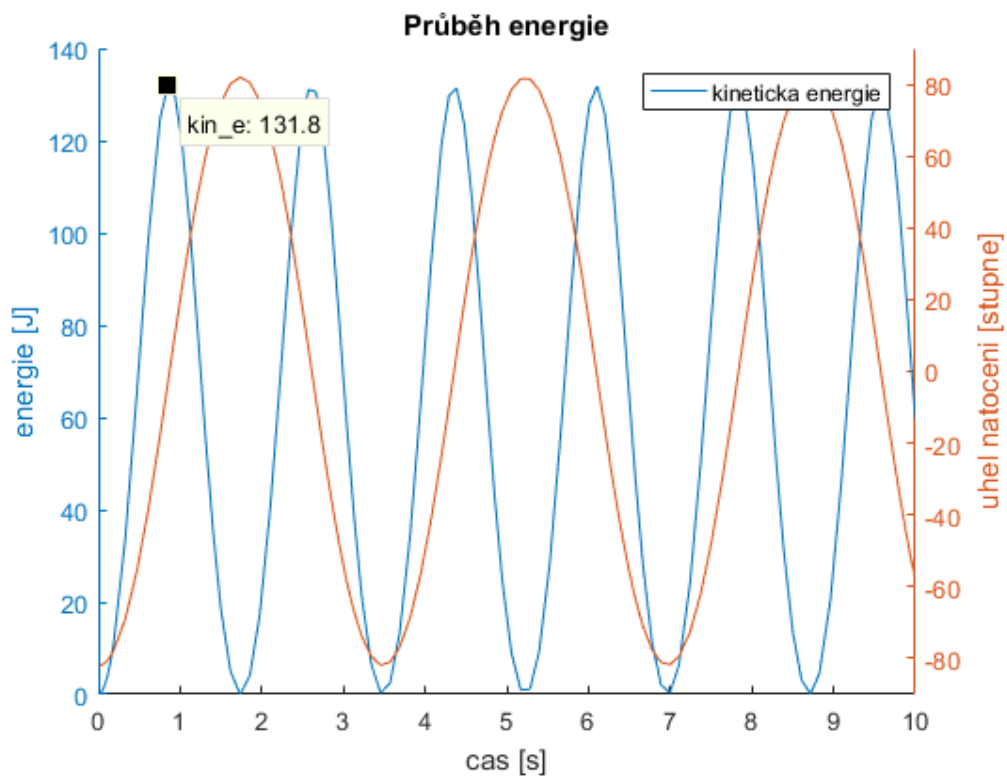
Diferenciální rovnice řešíme pomocí řešiče ODE45. V prvním případě pouze ověřujeme funkčnost matematického modelu tak, že počítáme pouze matematické kyvadlo. Tedy neuvažujeme hmotný závěs: $I_1 = 0$, $m_1 = 0$. Zároveň neuvažujeme urychlování, tedy $k = 0$. Z normy víme, že $m_2 = 6,8 \text{ kg}$ a délku ramene máme ze zadání dlouhou 2,3 m. Počáteční podmínkou je že rameno vykmitneme do úhlu 82° .

Průběh rychlosti v závislosti na čase v případě matematického kyvadla ukazuje obr 28.



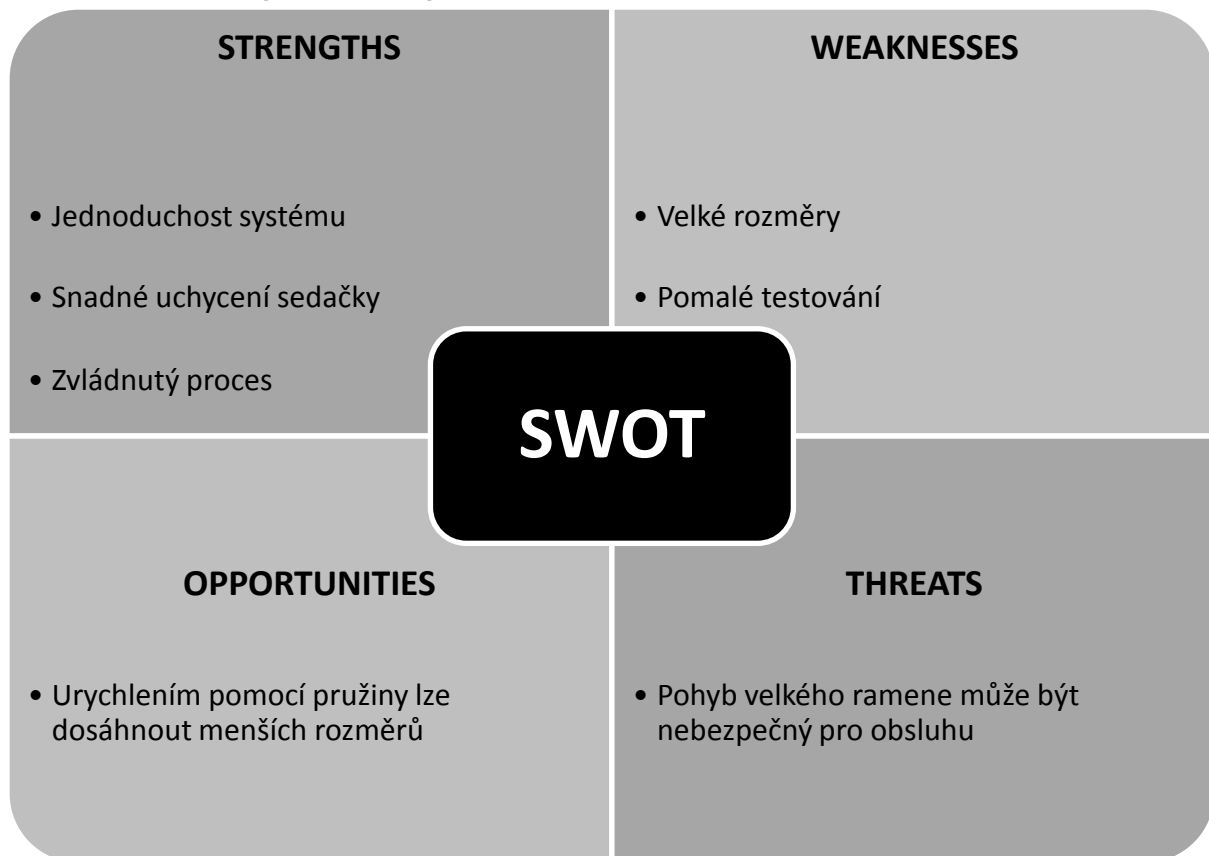
Obrázek 28 Průběh rychlosti u matematického kyvadla

Na obrázku 29 je pak průběh kinetické energie.



Obrázek 29 Průběh energie u matematického kyvadla

5.3.2 SWOT analýza varianty A

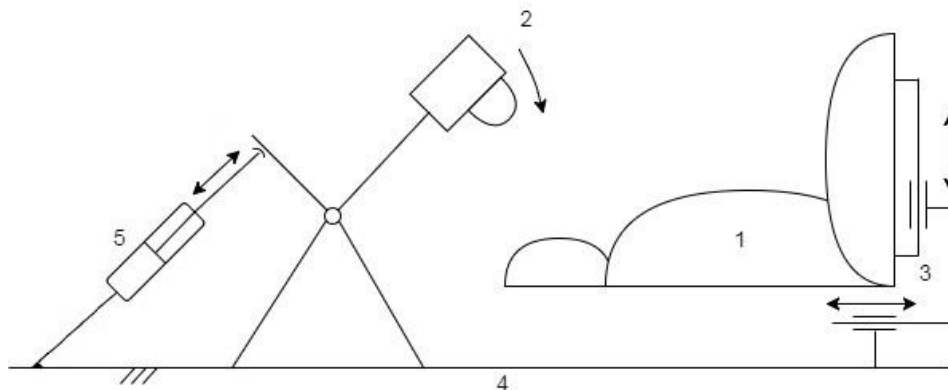


Obrázek 30 SWOT analýza varianty A

Tato varianta je modifikací stávajícího řešení firmy. Výhodou je její jednoduchost a malé nároky na řízení. Nevýhodou jsou příliš velké rozměry celého zařízení. Ty lze zmenšit urychlováním ramene kyvadla pomocí zkrutné pružiny. Nové řešení bude také obsahovat brzdu, která po úderu zastaví další pohyb kyvadla. Pro zvýšení bezpečnosti bude zařízení osazeno posuvnými dveřmi, které zabrání spuštění testu, pokud budou tyto dveře otevřené.

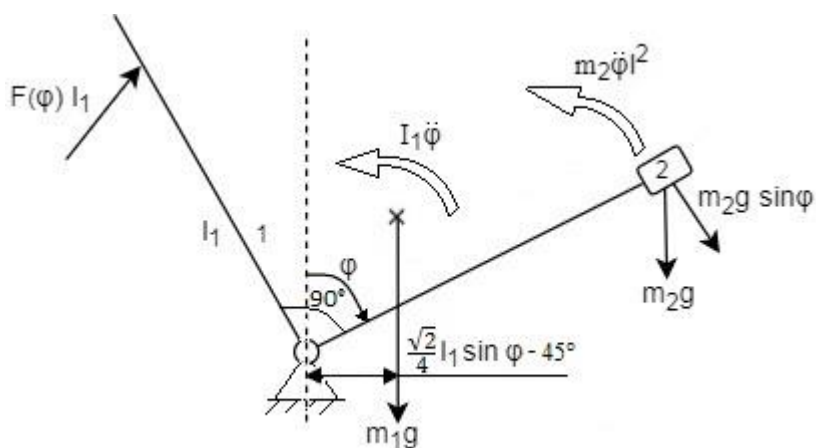
5.4 Varianta B

Sedačka (1) je v rámu (4) upnuta v horizontální poloze. Šroubový mechanismus (3) umožňuje správné nastavení polohy. Hlavice (2) gravitací padá na hlavovou opěrku a zároveň je urychlována pneumatickým válcem (5). Díky tomu má stroj kompaktnější rozměry. Místo neumatického válce lze využít např. pružiny, která bude urychlovat pohyb hlavice.



Obrázek 31 Varianta B

5.4.1 Výpočet energie



Obrázek 32 Schéma pro výpočet energie varianty B

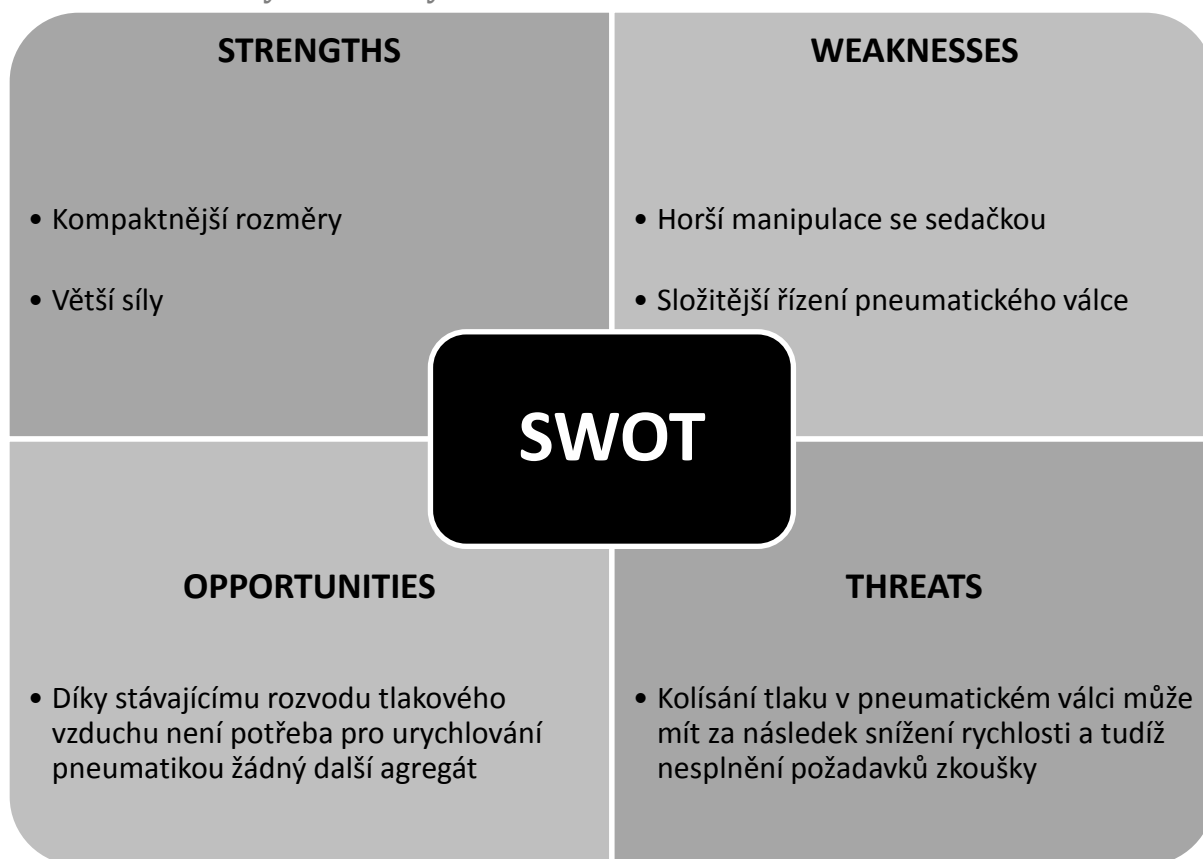
Pohybová rovnice má tvar:

$$l_1 \sin \varphi m_2 g + \frac{\sqrt{2}}{4} l_1 \sin(\varphi - 45^\circ) m_1 g - m_2 l^2 \ddot{\varphi} - I_1 \ddot{\varphi} + F(\varphi) l_1 = 0 \quad (12)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{\left(m_2 \sin \varphi + \frac{1}{4} m_1 (\sin \varphi - \cos \varphi) \right) l_1 g + F(\varphi) l_1}{I_1 + m_2 l^2} \quad (13)$$

Pro další řešení je třeba vyšetřit závislost síly pístu F na úhlu natočení φ .

5.4.2 SWOT analýza varianty B

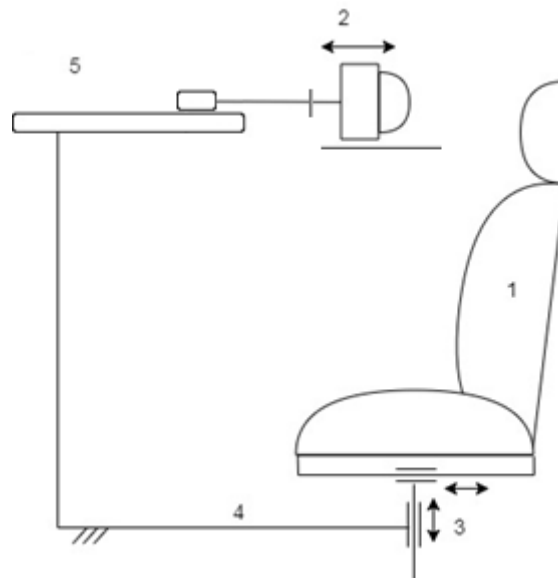


Obrázek 33 SWOT analýza varianty B

V případě varianty B jsou výhodou kompaktní rozměry, které jsou dány především pneumatickým urychlováním a horizontální polohou sedačkového systému. Při hmotnosti sedačkové lavice 200 kg je ale velmi nepraktické zvedat a polohovat sedačku do vertikální polohy. Zároveň může kolísání tlaku změnit rychlost pneumatického pístu a tím znehodnotit test.

5.5 Varianta C

Sedačka (1) je ve vertikální poloze upnuta v rámu (4). Pomocí šroubového mechanismu (3) je umožněna polohovatelnost sedačky. Lineární motor (5) rozpohybuje hlavici (2) do požadované rychlosti. Při požadované rychlosti se hlavice odpojí od sekundárního dílu. Sekundární díl se zastaví a hlavice, která se pohybuje ve vedení, narazí do sedačky.



Obrázek 34 Varianta C

Při výpočtu vycházíme opět z potřebné energie úderu. V tomto případě bude m_r pouze hmotnost vystřelené hlavice.

5.5.1 SWOT analýza varianty C



Obrázek 35 SWOT analýza varianty C

Tato varianta je pro firmu budoucností. Umožňuje velmi rychlé testování. Zároveň je možné lineární variantu využít i při jiném druhu testování. Nespornou výhodou je fakt, že americká FMVSS definuje absorbní zkoušku právě pomocí lineárního impactoru. Návrh a řízení lineárního pohonu je ale natolik složité, že odsuzuje tuto variantu pouze pro objednávku od specializované firmy.

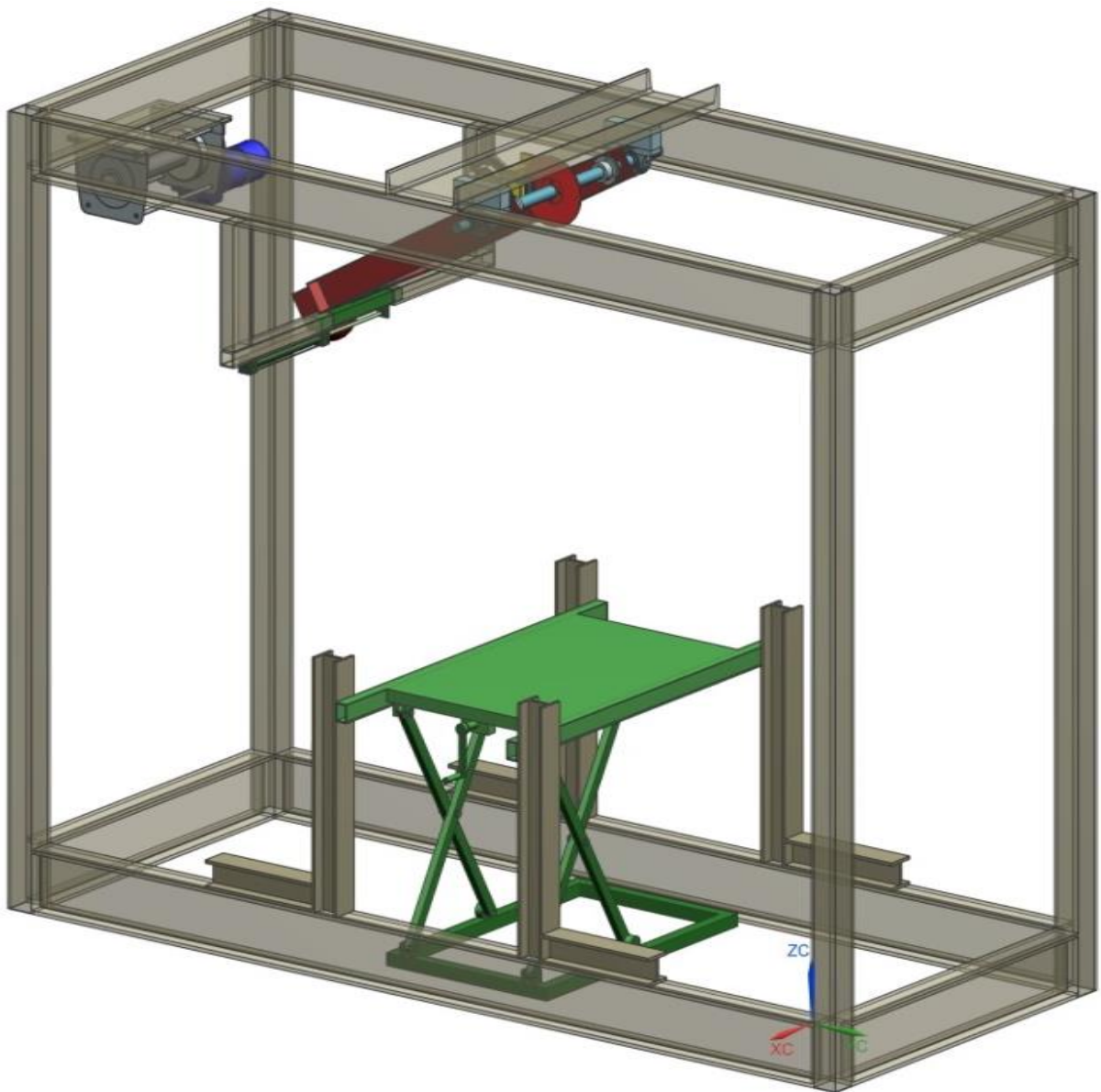
5.6 Výběr koncepční varianty

Varianta B je nevyhovující z důvodu nepraktického napolohování sedačky do horizontální pozice. U varianty C by bylo příliš složité navrhovat řízení lineárního pohonu. S přihlédnutím k požadavkům firmy a s hodnocením popsaném výše byla vybrána varianta A.

Cílem této práce je návrh testovacího zařízení pro Pendulum test. Nové řešení částečně vychází ze stávajícího řešení firmy Lear Corporation. Ve vlastním konstrukčním návrhu budou vypracovány následující body:

1. Návrh ramene kyvadla
2. Návrh manipulační plošiny
3. Návrh brzdy kyvadla
4. Návrh bezpečnostní závory
5. Návrh zvedání ramene

6 Konstrukční návrh vybrané varianty



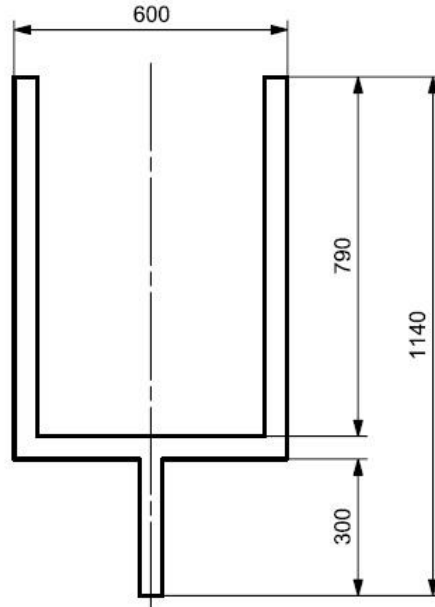
Obrázek 36 Návrh vybrané varianty

6.1 Návrh ramene kyvadla

Parametry kyvadla jsou dány normou. Ta vyžaduje, aby byla redukovaná hmotnost v místě nárazu 6,8 kg a rychlost 24,1 km/h (6,694m/s). Návrh bude prováděn ze dvou hledisek. Prvním bude návrh z hlediska požadovaných energií, tedy návrh parametrů kyvadla, které jsou dány normou. Druhým hlediskem je návrh z hlediska vlastních frekvencí a tvarů. Při měření na stávajícím kyvadle jsou výsledky zkreslovány kmitáním, které by firma ráda zmírnila.

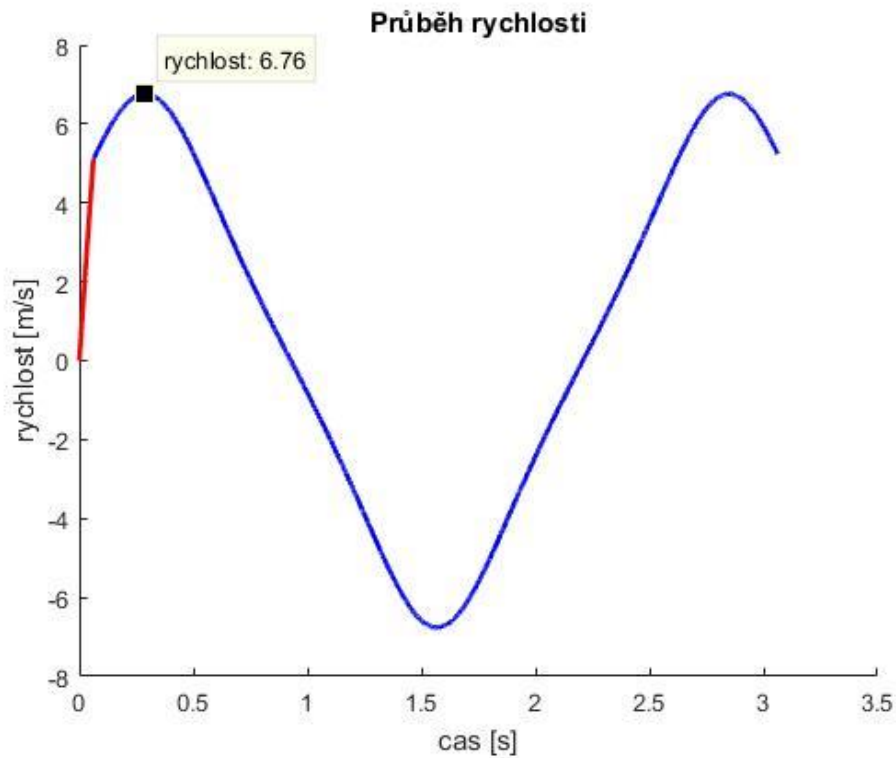
6.1.1 Z hlediska požadovaných energií

Materiálem ramene je hliník EW AW 6303. Průřez profilu je 100x50x4. Pro účely návrhu rozměrů a urychlování byl vytvořen program v SW Matlab, viz příloha 1. Na obrázku 38 jsou rozměry ramene.



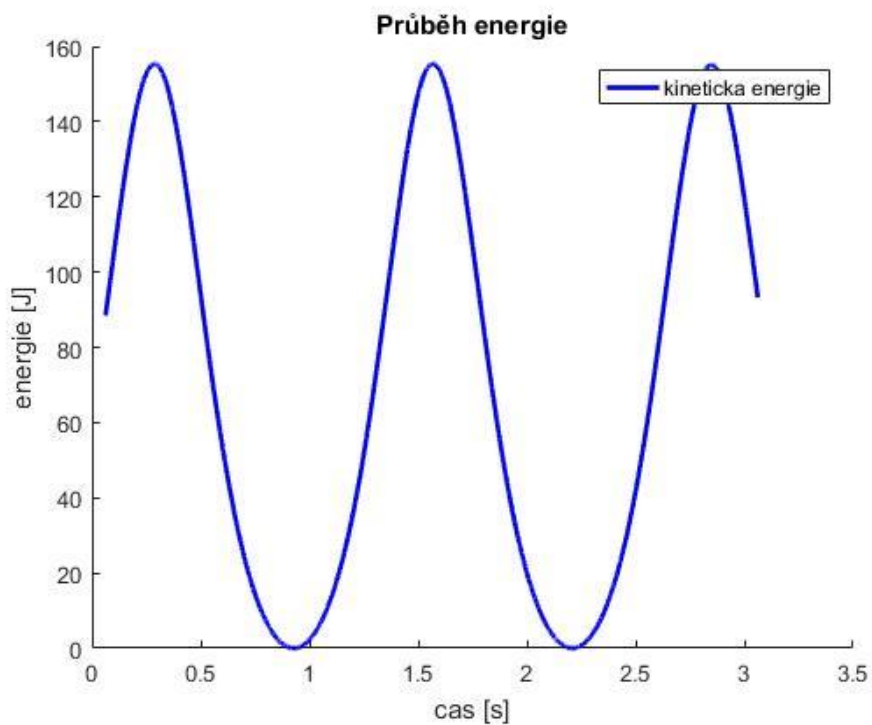
Obrázek 37 Rozměry ramene

Pro vyvolání potřebné rychlosti byla vybrána zkrutná pružina, jejíž tuhost činí 5500 Nmm/°. Při redukované hmotnosti v místě nárazu 6,797 kg je výsledná rychlost 6,76 m/s. Celková délka ramene je 1140 mm. Průběh rychlosti je na obrázku 38. Červený úsek grafu vykresluje průběh rychlosti kyvadla při urychlování pružinou. Systém je nastavený tak, že pružina urychluje kyvadlo jen do úhlu 70°, poté se již kyvadlo zrychluje jen vlastní tíhou (modrá část).



Obrázek 38 Průběh rychlosti urychlovaného ramene

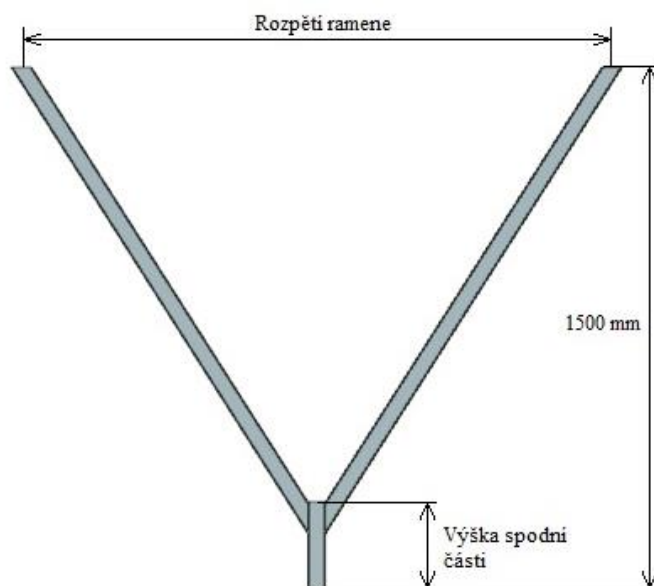
Na obr. 39 je průběh energie



Obrázek 39 Průběh energie urychlovaného ramene

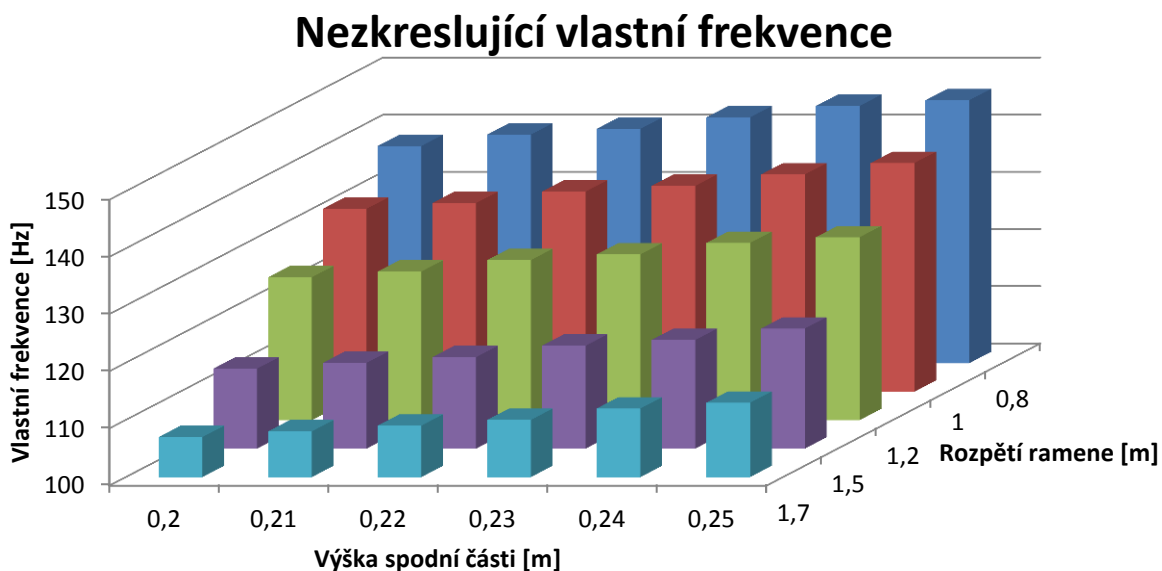
6.1.2 Z hlediska vlastních frekvencí a vlastních tvarů

Při návrhu z hlediska vlastních frekvencí byla prověřena možnost využití ramene ve tvaru V. Na obr. 40 je ukázka tvaru ramene.



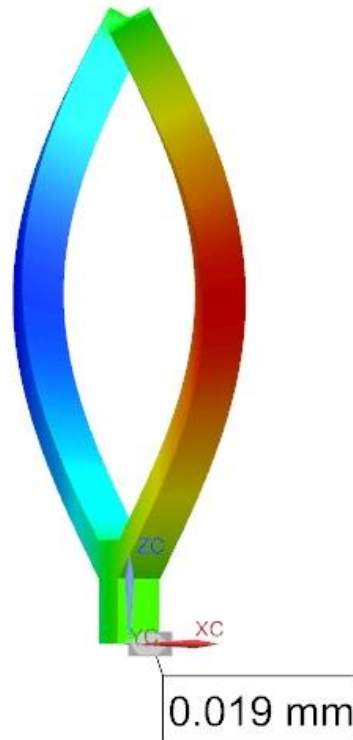
Obrázek 40 Rameno tvaru V

Pro různé tvary ramene V byl vytvořen graf s příslušnou vlastní frekvencí (obr. 41). Jedná se o frekvenci, která nezkrsluje výsledky měření a pouze dochází k prokmitu jednotlivých ramen proti sobě.



Obrázek 41 Nezkreslující vlastní frekvence

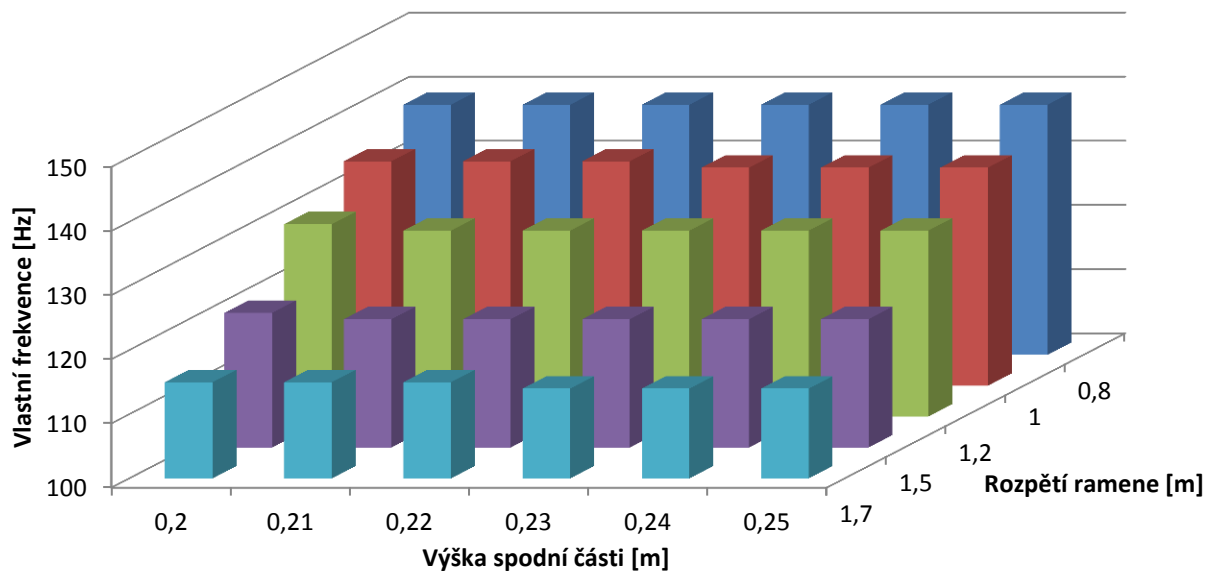
Na obrázku 42 je zobrazení „vhodného“ tvaru kmitu. Osa X ukazuje směr pohybu kyvadla. Deformace v místě s akcelerometrem je 0,019 mm.



Obrázek 42 Nezkreslující tvar kmitu

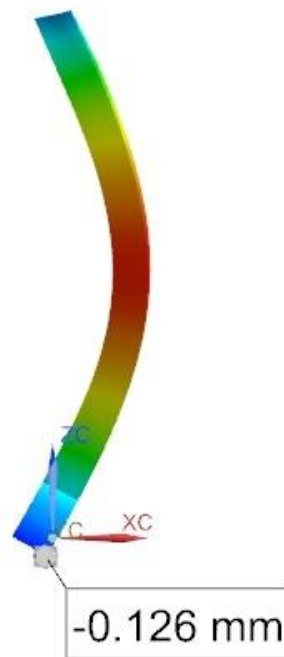
Na obr 43 je graf vlastních frekvencí, které zkreslují měření.

Nezkreslující vlastní frekvence



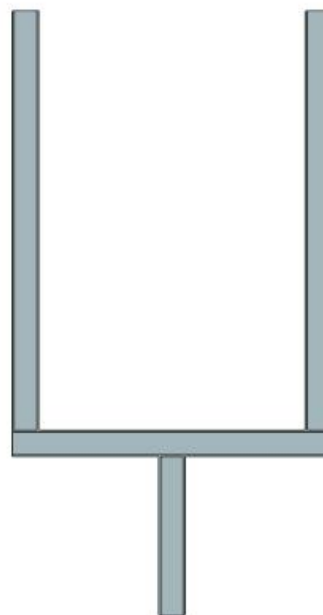
Obrázek 43 Zkreslující vlastní frekvence

Na obrázku 44 je zobrazení „špatného“ tvaru kmitu. Osa X ukazuje směr pohybu kyvadla. Deformace v místě s akcelerometrem je 0,126 mm.



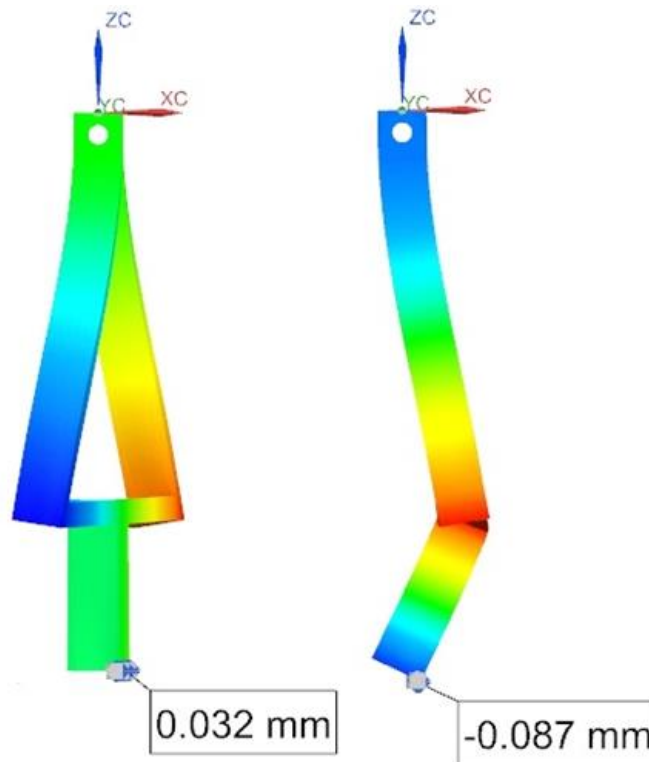
Obrázek 44 Zkreslující tvar kmitu

Při zvětšování rozpětí ramene V se snižuje vlastní frekvence vlastního tvaru, při kterém se ramena pohybují v „protifázi“. Zároveň se zvětšuje rozdíl mezi touto frekvencí a frekvencí, která zkresluje měření. Rameno kyvadla, které je širší než delší je nevhodné. Proto bylo třeba najít jiný tvar. Na obrázku 45 je rameno tvaru U. U tohoto tvaru je také vlastní tvar kmitu, při kterém se ramena pohybují v protifázi. Tento tvar ramene je také výhodný, neboť jeho celková šířka činí pouze 600 mm.



Obrázek 45 Rameno tvaru U

Na obrázku 46 je zobrazení vlastních tvarů kmitů. Na levém obrázku je nezkreslující vlastní frekvence, její hodnota je 185 Hz a deformace 0,032 mm. Na pravém obrázku je zkreslující vlastní frekvence, jejíž hodnota je 164 Hz a deformace 0,073 mm.

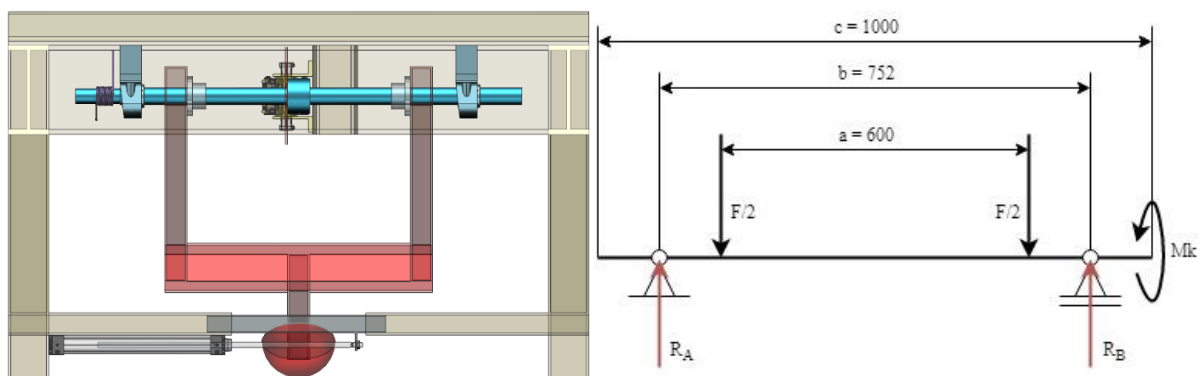


Obrázek 46 Vlastní tvary kmitu ramene U

6.1.3 Návrh osy kyvadla

Materiál osy je ocel 11 373, jejíž mez kluzu je 250 MPa. Moment M_k je odvozen od tuhosti pružiny.

Na obrázku 47 je pohled na osu kyvadla a její rozměry.



Obrázek 47 Návrh osy kyvadla

Momentová podmínka k místu A je dána:

$$\frac{F}{2} \cdot \frac{b-a}{2} + \frac{F}{2} \cdot \left(b - \frac{b-a}{2}\right) - R_B \cdot b = 0 \quad (14)$$

Síla F je dána od odstředivé síly

$$F = \frac{m_r \cdot v^2}{r} \quad (15)$$

Kde m_r je redukovaná hmotnost v místě nárazu. Poloměr křivosti r je v tomto případě délka celková délka ramene a a v je rychlost kyvadla v místě nárazu.

$$F = \frac{6,797 \cdot 6,76^2}{1,140} = 271,5 \text{ N} \quad (16)$$

Reakce R_B

$$R_B = \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{b-a}{2} + \frac{F}{2} \cdot \left(b - \frac{b-a}{2}\right)}{b} \quad (17)$$

$$R_B = \frac{\frac{271,5}{2} \cdot \frac{0,752 - 0,6}{2} + \frac{271,5}{2} \cdot \left(0,752 - \frac{0,752 - 0,6}{2}\right)}{0,752} = 135,75 \text{ N} \quad (18)$$

Maximální ohybový moment vypočteme:

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2} - R_B \cdot \frac{b}{2} = \frac{271,5}{2} \cdot \frac{0,600}{2} - 135,75 \cdot \frac{0,752}{2} = -10,317 \text{ Nm} \quad (19)$$

Zkrutná pružina vyvozuje na hřídeli moment M_k . Tuhost pružiny je 5500 Nmm/°. Pružina urychluje do úhlu vychýlení 70°. Při teoretickém vychýlení 90° je velikost krouticího momentu:

$$M_k = 5500 \cdot \frac{20}{1000} = 110 \text{ Nm} \quad (20)$$

Napětí v ohybu a krutu je dáno vztahy:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}, \quad \tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (21)$$

Podmínka dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3}\tau_k)^2} \quad (22)$$

Pro kruhový průřez je $W_k = 2W_o$ a $W_o = \frac{\pi d^3}{32}$, potom platí

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W_o} \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} M_k\right)^2} \quad (23)$$

$$\frac{\sigma_k}{k} = \frac{32}{\pi d^3_o} \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} M_k\right)^2} \quad (24)$$

Pro průměr d platí:

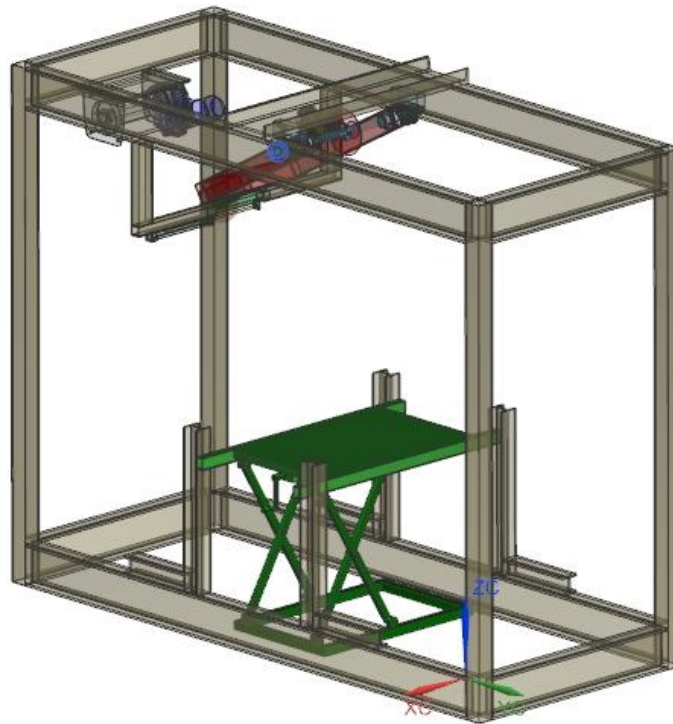
$$d = \sqrt[3]{\frac{32k}{\sigma_k} \cdot \sqrt{M_o^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} M_k\right)^2}} \quad (25)$$

Kde k je bezpečnost, σ_k je mez kluzu

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3}{250} \cdot \sqrt{-10,317^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{2} 5500\right)^2}} = 33,3 \text{ mm} \quad (26)$$

Volím nejmenší průměr osy $d = 35 \text{ mm}$.

6.2 Návrh manipulační plošiny pro sedačku

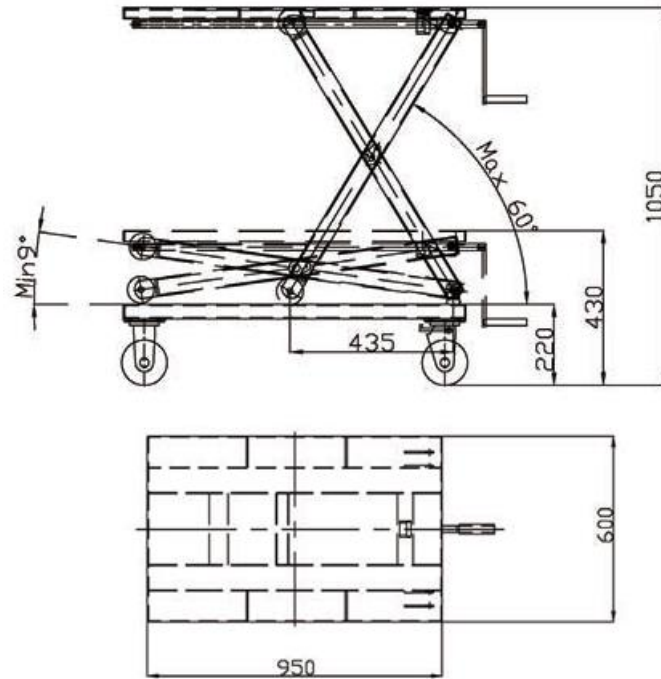


Obrázek 48 Umístění manipulační plošiny

Požadavkem je zvedat sedačku s rámem o celkové hmotnosti 200 kg s rozsahem 600mm. Dalším požadavkem je ruční pohon zvedáku. Pro tyto požadavky byl zvolen nůžkový zvedák firmy Secure Fix Direct (obr. 49). Nosnost zvedáku je 350 kg a zdvih 620 mm. Součástí zvedáku jsou i kolečka, které se u navrhované varianty nevyužijí. Na obr. 50 jsou rozměry zvedáku.

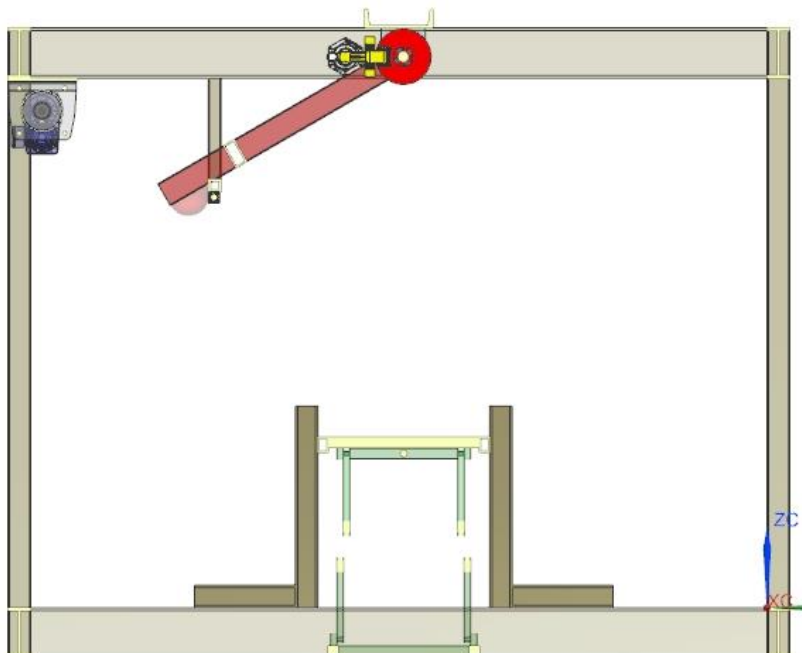


Obrázek 49 Nůžkový zvedák Secure Fix Direct [16]



Obrázek 50 Rozměry nůžkového zvedáku Secure Fix Direct [16]

6.3 Návrh brzdy kyvadla



Obrázek 51 Umístění brzdy

Kyvadlo bude zabrzděno po odrazu od sedačky ve chvíli, kdy bude v nejvyšší poloze. V tomto místě bude mít nulovou rychlost a tím lze brzdit jen moment od tíhy kyvadla. Tato poloha bude zjišťována pomocí již používaného inkrementálního čidla Hengstler RI 58-D.

Signál z tohoto čidla bude zpracován a na jeho základě bude dáván pokyn k sepnutí pneumatické brzdy.

Celkový moment od tíhy kyvadla je dán vztahem:

$$M_c = m_c \cdot g \cdot r \quad (27)$$

Kde m_c je celková hmotnost kyvadla, g je tíhové zrychlení a r je vzdálenost těžiště od osy otáčení.

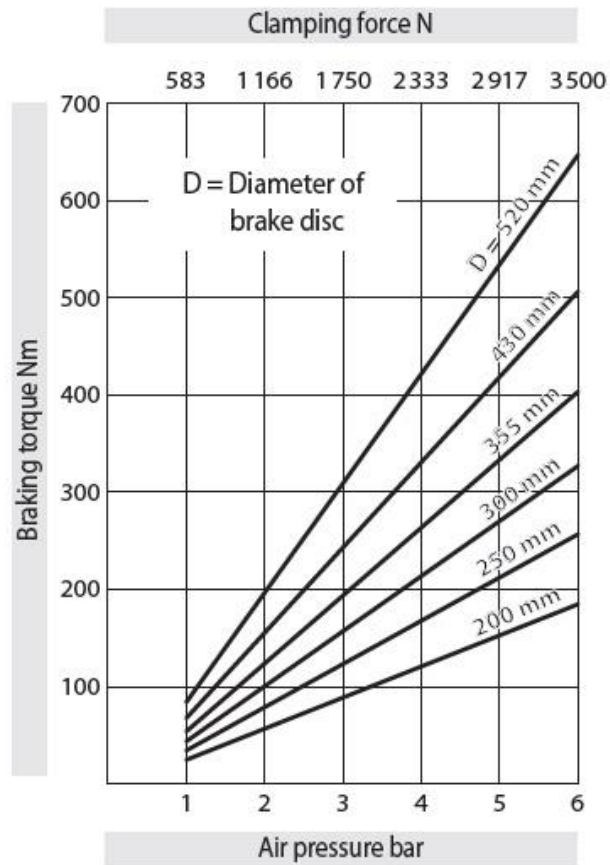
$$M_c = 10,86 \cdot 9,81 \cdot 0,569 \doteq 61 \text{ Nm} \quad (28)$$

Pro zabrždění kyvadla byla vybrána brzda DH 020 PFK od firmy Ringspann (obr. 52)

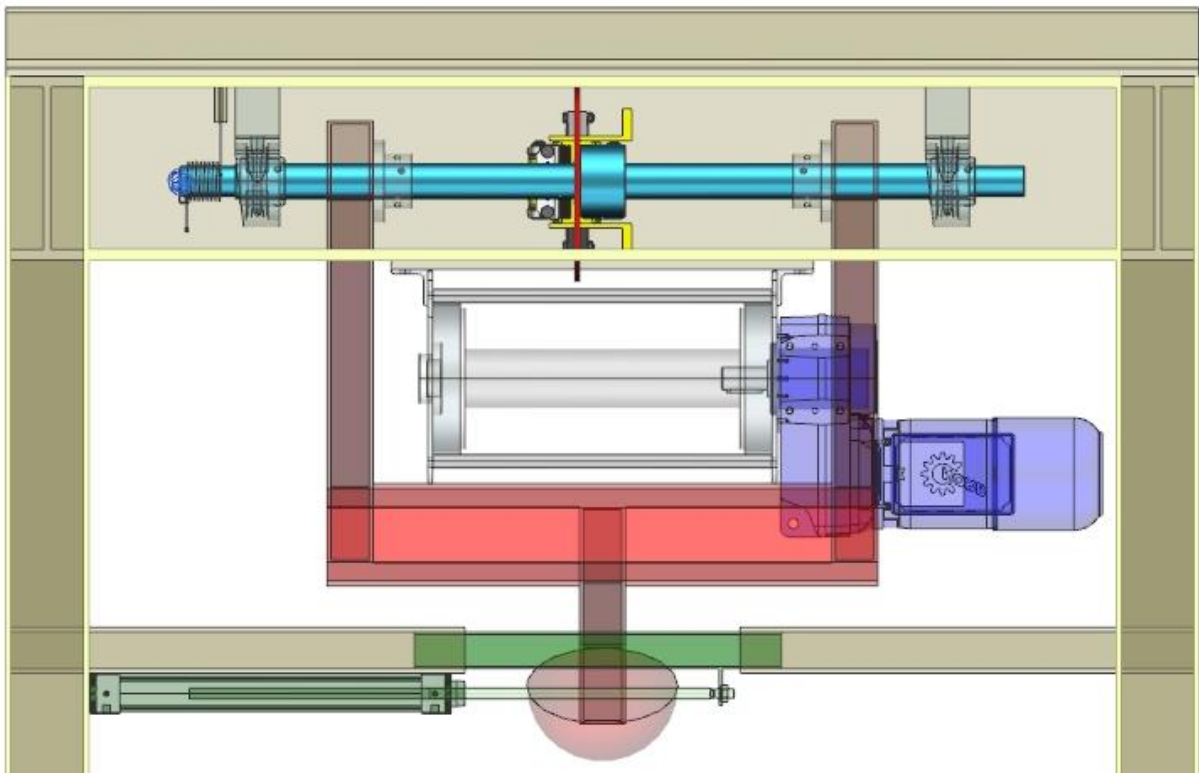


Obrázek 52 Pneumatická brzda Ringspann [17]

Na obrázku 53 je graf brzdného momentu v závislosti na vstupním tlaku a pro různé průměry brzdových kotoučů. V navrhované variantě je průměr brzdového kotouče 220 mm.

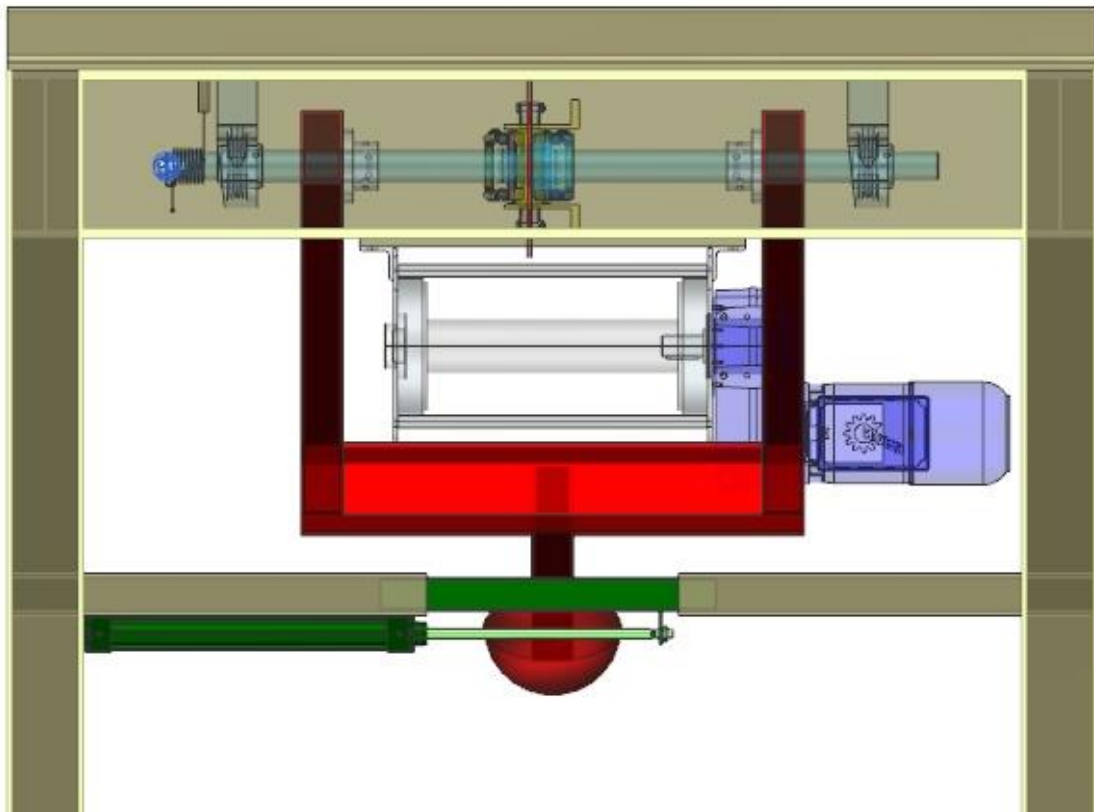


Obrázek 53 Závislost brzdného momentu [17]



Obrázek 54 Detail umístění brzdy

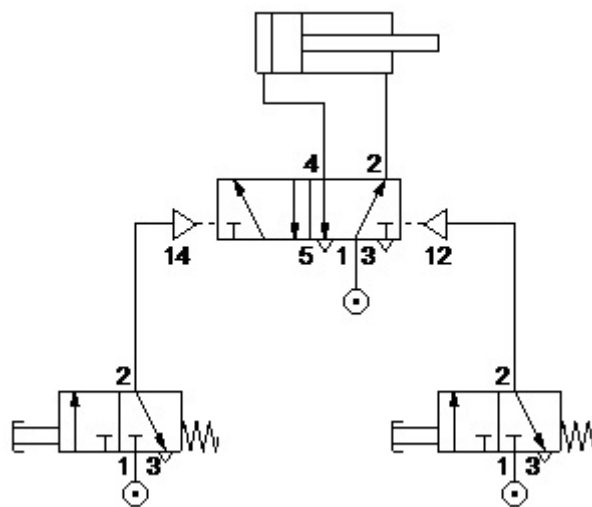
6.4 Návrh bezpečnostní závory



Obrázek 55 Umístění bezpečnostní závory

6.4.1 Výpočet závory

Bezpečnostní závora bude sloužit pro zabezpečení kyvadla proti nechtěnému spuštění. Zároveň bude použita pro zajištění klidové polohy kyvadla. Na obrázku 56 je schéma systému



Obrázek 56 Schéma pneumatického obvodu

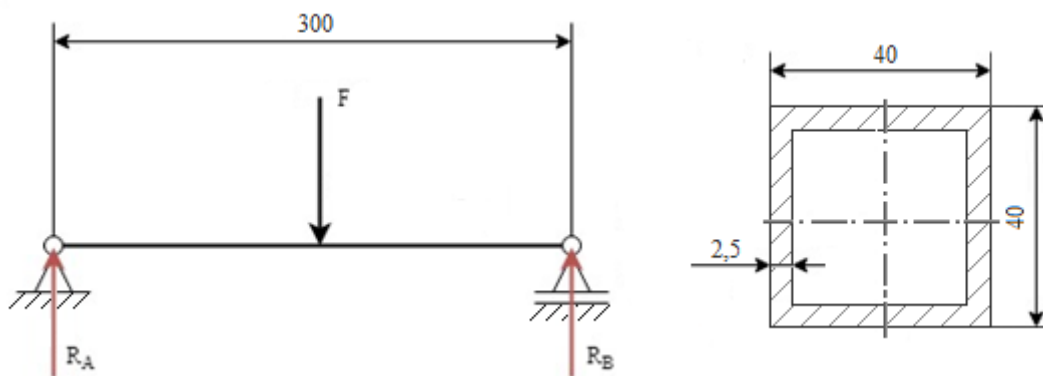
Síla na závoru je dána tíhou celého ramene včetně hmotnosti hlavice.

$$m_c = m_1 + m_2 = 7,64 + 3,22 = 10,86 \text{ kg} \quad (29)$$

Kde m_1 je hmotnost ramene a m_2 je hmotnost všech částí na konci ramene. Síla působící na závoru:

$$F_t = m_c \cdot g = 10,86 \cdot 9,81 = 107 \text{ N} \quad (30)$$

Pro účely návrhu lze závoru zjednodušit na nosník na dvou podporách (Obr. 57). Na obrázku vpravo je průřez závory



Obrázek 57 Návrh závory

Nosník je namáhán ohybem a stříhem. Napětí v ohybu je dáno vzorcem:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (31)$$

Kde M_o je ohybový moment od síly F a W_o je modul pružnosti v ohybu. V tomto případě se jedná o čtvercovou trubku.

$$\sigma_o = \frac{F_t \cdot \frac{a}{2}}{\frac{b^4 - (b - 2t)^4}{12} \cdot \frac{2}{b}} = \frac{107 \cdot \frac{0,3}{2}}{\frac{0,04^4 - (0,04 - 2 \cdot 0,0025)^4}{12} \cdot \frac{2}{0,04}} = 3,64 \text{ MPa} \quad (32)$$

Napětí ve stříhu je dáno vztahem:

$$\tau_s = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{b^2 - (b - 2t)^2} = \frac{107}{0,04^2 - (0,04 - 2 \cdot 0,0025)^2} = 0,29 \text{ MPa} \quad (33)$$

Podmínka dle HMMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3}\tau_s)^2} \quad (34)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,64^2 + (\sqrt{3} \cdot 0,29)^2} = 3,67 MPa \quad (35)$$

Materiálem je ocel 11 373. Dovolené napětí $\sigma_d = 100 MPa$. Závora vyhovuje.

6.4.2 Výsuv závory

Výsuv závory bude realizován pomocí pneumatického válce. Schéma zapojení je na obr. 56. Síla potřebná pro výsuv je dána:

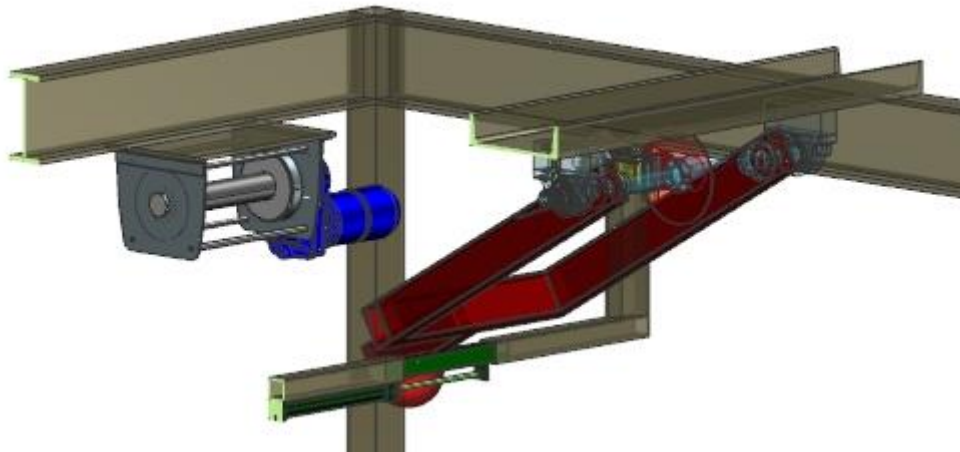
$$F_v = F_t \cdot \mu \quad (36)$$

Kde F_t je tíhová síla působící na závoru a μ je součinitel smykového tření

$$F_v = 107 \cdot 0,1 = 10,7 N \quad (37)$$

Síla potřebná pro vysunutí je 10,7 N. Tato síla je velmi malá. Pro výběr pneumatického válce bude limitující výsuv 300 mm.

6.5 Zvedání ramene



Obrázek 58 Umístění navijáku

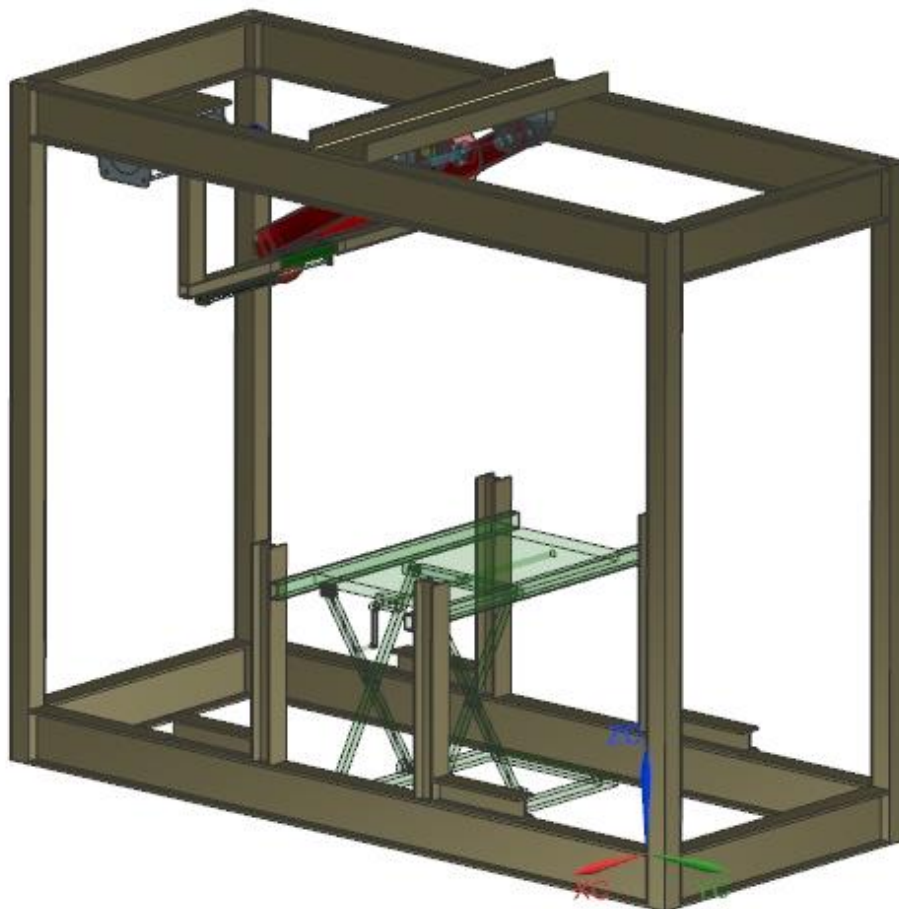
Zvedání ramene bude řešeno pomocí elektrického navijáku. Maximální požadovaná výška zdvihu je 1,5 m. Potřebná nosnost navijáku vychází z hmotností ramene a dalších součástí na něm. Celková hmotnost ramene je 10,86 kg. Tato hmotnost je velmi malá, nejmenší elektrické navijáky jsou pro nosnosti od 125 kg. Elektrický naviják od firmy Proteco (obr. 59) má výkon 530W a nosnost 125kg. Maximální výška zdvihu je 11 m.



Obrázek 59 Naviják firmy Proteco [18]

6.6 Rám

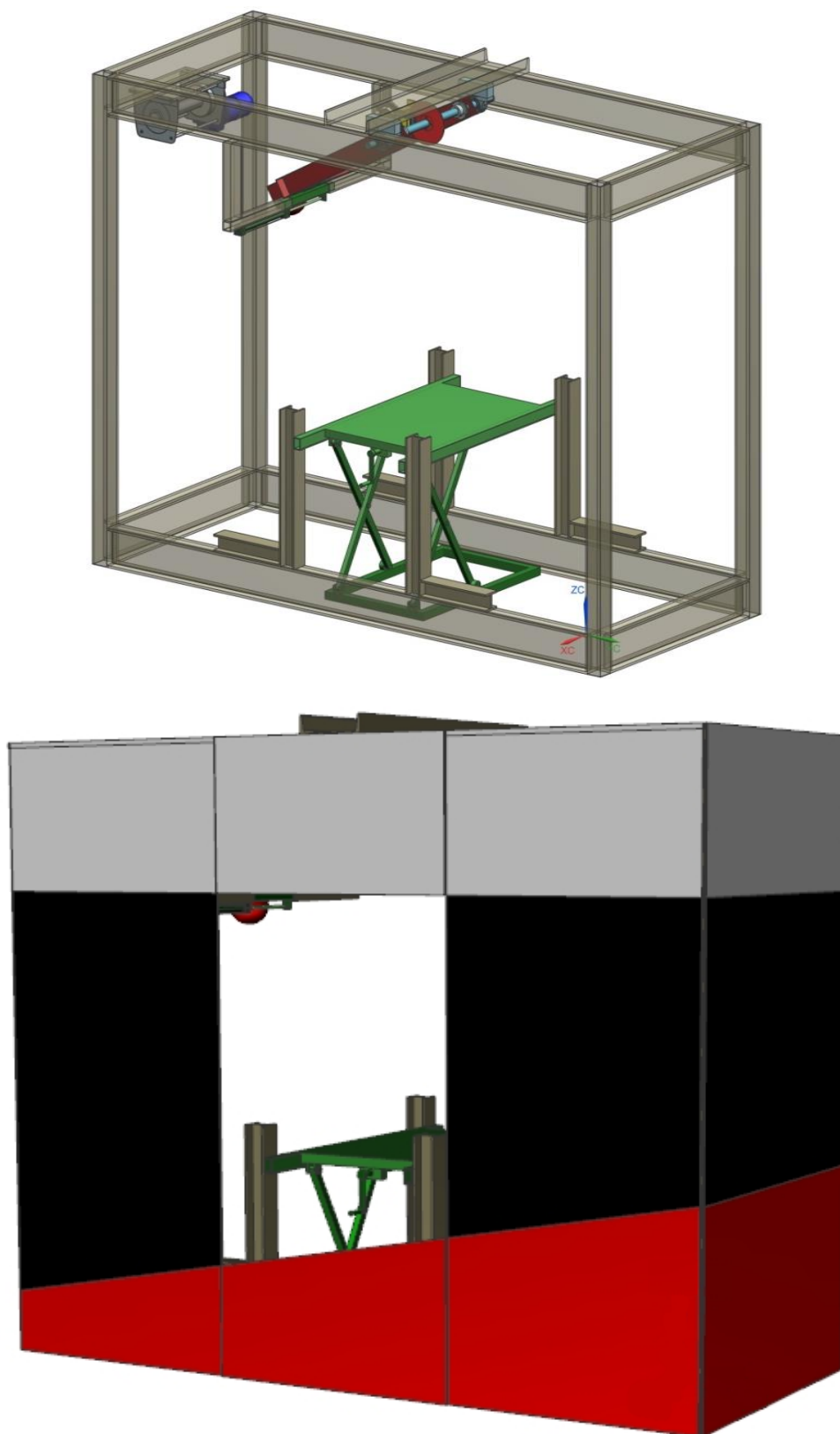
Jedná se o svařenec z materiálu 11 373. Průřez profilů jednotlivých částí rámu vychází ze stávajícího řešení a nebude upravován (obr. 60).



Obrázek 60 Rám

6.7 Kompletace testovacího zařízení

Na obrázku 61 je sestaveno testovací zařízení. Pro kompletní systém je třeba dodat mimo jiné rozvodnou skříň a osvětlení.



Obrázek 61 Kompletace testovacího zařízení

7 Technicko-ekonomické hodnocení

7.1 Technické hodnocení

Po technické stránce je zajímavé užití zkrtné pružiny pro urychlení ramene. Tím docílíme zmenšení celkových rozměrů. Např. délka ramene se zmenšila více než dvakrát. Vhodnou optimalizací urychlování se dají výsledné rozměry ještě zmenšit. Jednoduchost celého systému umožňuje snadnou opravu jednotlivých komponent. Zkrtná pružina je vhodně umístěna tak, aby ji bylo možné snadno vyměnit. Využití nůžkového zvedáku značně zjednoduší polohování sedačky pro účely testování. Díky již zavedenému rozvodu vzduchu je implementace pneumatické brzdy jednoduchá. Díky brzdění ve vhodnou chvíli bylo možno využít menší (tedy i levnější) pneumatické brzdy. Navíc toto zlepšení nevyžaduje žádné zvýšené náklady, neboť využívá stávajícího inkrementálního čidla.

7.2 Ekonomické hodnocení

Ekonomické hodnocení je pouze orientační. Ceny jsou závislé na výrobních nákladech a ty nejsou známy. Navíc některé součásti stávajícího řešení lze využít i v nové variantě. Celková cena nakupovaných součástí je 18 802 Kč.

Tabulka 1 Ekonomické hodnocení

Prvek	Množství [ks],[kg]	Cena [Kč], [Kč/kg]
Nůžkový zvedák	1	7388
Naviják	1	1995
Pneumatický válec	1	2198
Pneumatická brzda	1	2560
Ložisko SY 40 TF	2	1092
Pružina	1	86
Šroub M8	8	8
Šroub M12x25	1	8
Matice M8x80	8	2
Kolík 8x60	2	5
Rameno	7,3	130
Osa KR 85	1	1344
		$\Sigma = 18\ 802\ \text{Kč}$

8 Závěr

V úvodní části byla rozpracována oblast testování sedaček. Byla popsána problematika Whiplash syndromu a technických možností, jak se mu vyhnout. Byly představeny dvě kritéria hodnocení poranění hlavy. V úvodu je zařazena také produktová rešerše v oblasti testovacích zařízení.

V koncepčním návrhu byla nejprve představena stávající varianta. Zároveň byly popsány problémy tohoto řešení, ze kterých vyplynuly jednotlivé konstrukční uzly, které byly dále řešeny. Byly navrženy 3 varianty testovacího zařízení včetně nástinu výpočtů. U každé varianty byla vypracována SWOT analýza, na základě které byla vybrána suboptimální varianta.

V další části byla rozpracována vybraná varianta. Byly popsány jednotlivé konstrukční uzly tvořící testovací zařízení včetně výpočtů. Dle přání firmy byla prozkoumána varianta použití ramene ve tvaru V. Pro návrh parametrů ramene byl napsán kód v matlabu, který je součástí příloh.

V poslední části je vytvořeno technicko-ekonomické hodnocení.

V této diplomové práci byl představen konstrukční návrh testovacího zařízení pro pendulum test včetně ukázky technické dokumentace. Zajímavou myšlenkou v této práci je urychlování ramene pomocí pružiny. To umožní zmenšit celkové rozměry zařízení téměř na polovinu oproti stávajícímu řešení. Pro celkové posouzení chování ramene by bylo nutné využít simulaci rázu, která je ovšem nad rámec této práce.

9 Seznam obrázků

Obrázek 1 Logo Lear Corporation [1].....	2
Obrázek 2 Součásti sedadlového systému [2]	3
Obrázek 3 Mechanismus vzniku Whiplash syndromu [3]	4
Obrázek 4 Reaktivní hlavová opěrka [4].....	4
Obrázek 5 Pyrotechnická hlavová opěrka [5]	5
Obrázek 6 Proaktivní hlavová opěrka [5]	5
Obrázek 7 Reaktivní sedadlo [6].....	6
Obrázek 8 Chytrá hlavová opěrka (Smart head restraint) [7]	7
Obrázek 9 Průběh zrychlení při nárazu [8]	8
Obrázek 10 HIC při nárazu [9].....	9
Obrázek 11 Srovnání HIC a SI [10]	9
Obrázek 12 Statický test zádového opěradla [11]	10
Obrázek 13 Statický test hlavové opěrky [11]	11
Obrázek 14 Pendulum test [11].....	11
Obrázek 15 Zkouška výplní sedadla [11].....	12
Obrázek 16 Únavový test [11]	12
Obrázek 17 Vibrační test [11]	13
Obrázek 18 Testovací zařízení firmy C.E.C. Engineering [12]	13
Obrázek 19 Testovací zařízení firmy Oilgear [13].....	14
Obrázek 20 Testovací zařízení firmy BIA [14].....	15
Obrázek 21 Testovací zařízení firmy Microsys [15].....	15
Obrázek 22 Schéma stávajícího zařízení.....	16
Obrázek 23 Záznam ze skutečného měření.....	17
Obrázek 24 Zpracovaný signál z měření.....	17
Obrázek 25 Morfologická matice.....	18
Obrázek 26 Varianta A.....	19
Obrázek 27 Schéma pro výpočet varianty A.....	19
Obrázek 28 Průběh rychlosti u matematického kyvadla.....	21
Obrázek 29 Průběh energie u matematického kyvadla	22
Obrázek 30 SWOT analýza varianty A.....	23
Obrázek 31 Varianta B.....	24
Obrázek 32 Schéma pro výpočet energie varianty B	24
Obrázek 33 SWOT analýza varianty B	25
Obrázek 34 Varianta C	26
Obrázek 35 SWOT analýza varianty C	26
Obrázek 36 Návrh vybrané varianty	28
Obrázek 37 Rozměry ramene.....	29
Obrázek 38 Průběh rychlosti urychlovaného ramene	30
Obrázek 39 Průběh energie urychlovaného ramene.....	30
Obrázek 40 Rameno tvaru V	31
Obrázek 41 Nezkreslující vlastní frekvence.....	31
Obrázek 42 Nezkreslující tvar kmitu	32

Obrázek 43 Zkreslující vlastní frekvence.....	32
Obrázek 44 Zkreslující tvar kmitu	33
Obrázek 45 Rameno tvaru U	33
Obrázek 46 Vlastní tvary kmitu ramene U.....	34
Obrázek 47 Návrh osy kyvadla	34
Obrázek 48 Umístění manipulační plošiny	37
Obrázek 49 Nůžkový zvedák Secure Fix Direct [16].....	37
Obrázek 50 Rozměry nůžkového zvedáku Secure Fix Direct [16].....	38
Obrázek 51 Umístění brzdy.....	38
Obrázek 52 Pneumatická brzda Ringspann [17]	39
Obrázek 53 Závislost brzdného momentu [17]	40
Obrázek 54 Detail umístění brzdy.....	40
Obrázek 55 Umístění bezpečnostní závory	41
Obrázek 56 Schéma pneumatického obvodu	41
Obrázek 57 Návrh závory	42
Obrázek 58 Umístění navijáku	43
Obrázek 59 Naviják firmy Proteco [18]	44
Obrázek 60 Rám.....	44
Obrázek 61 Kompletace testovacího zařízení	45

11 Seznam tabulek

Tabulka 1 Ekonomické hodnocení	46
--------------------------------------	----

12 Seznam použité literatury a zdroje obrázků

- [1] Logo Lear Corporation , dostupné z <http://www.lear.com/> dne 9.5.2018
- [2] Součásti sedadlového systému, dostupné z <https://www.carmagazine.co.uk/> dne 4.3.2018
- [3] Mechanismus vzniku Whiplash syndromu, dostupné z http://drmikesnyder.com/wp-content/uploads/2013/11/head_motion.gif dne 12.11.2017
- [4] Reaktivní hlavová opěrka, dostupné z <https://www.drive2.ru/o/b/481918146551218741> dne 12.11.2017
- [5] DIGAMBAR,Tambare. *A study on whiplash protection system for savior of human life* [online]. Rekase date: 23.3.2016 [cit. 12.11.2018]. Dostupné z: <http://data.conferenceworld.in/ICETEMR/P776-790.pdf>
- [6] ACAR, M. and BEWSHER, S.R., 2016. Design concepts for an integrated whiplash mitigating head restraint and seat. *International Journal of Crashworthiness*, 21(1), pp. 79-88. [cit 12.11.2017]
- [7] M. Acar, S.J. Clark, and R. Crouch, Smart head restraint system, *Int. J. Crashworthiness* 12 (2007), pp. 429-435 [cit. 12.11.2017]
- [8] Průběh zrychlení při nárazu, dostupné z <https://www.intmath.com/applications-integration/hic-head-injury-criterion.php> dne 13.11.2017
- [9] HIC při nárazu, dostupné z <https://www.intmath.com/applications-integration/hic-head-injury-criterion.php> dne 13.11.2017
- [10] Aalap Patel and Tarun Goswami (August 1st 2012). *Comparison of Intracranial Pressure by Lateral and Frontal Impacts - Validation of Computational Model, Injury and Skeletal Biomechanics*. Available from: www.intechopen.com/books/injury-and-skeletal-biomechanics/comparison-of-intracranial-pressure-by-lateral-and-frontal-impacts-validation-of-computational-model [cit. 11.12.2017]
- [11] SHAHADE Rupali, *Review of Seat Testing and Evaluation Regulation* (2016) , dostupné z <http://ijesc.org/upload/8e92a822cd87b7ed4256c915810f8611.Review%20of%20Seat%20Testing%20and%20Evaluation%20Regulation.pdf> dne 11.12.2017
- [12] Testovací zařízení firmy C.E.C. Engineering , dostupné z <http://www.cecsas.com/images/poggiatesta-s.JPG> dne 5.12.2017
- [13] Testovací zařízení firmy Oilgear, dostupné z <https://oilgear.com/wp-content/uploads/pages/Oilgear-Gravity-pendulum.png> dne 5.11.2017
- [14] Testovací zařízení firmy BIA, dostupné z <http://www.bia.fr/> dne 5.11.2017
- [15] Testovací zařízení firmy Microsys, dostupné z http://www.concept-tech.com/files/291_2082_/em_UPA.jpg dne 5.11.2017
- [16] Nůžkový zvedák Secure Fix Direct, dostupné z www.securefixdirect.com/ekmps/shops/securefixdirect/images/350kgs-spindle-scissor-lift-table-lifting-trolley-bench-workshop-garage-4021-p.jpg dne 4.3.2018
- [17] Pneumatická brzda Ringspann, dostupné z <https://www.ringspann.com/en/files/DV020PFK-2616.png> dne 4.3.2018
- [18] Naviják firmy Proteco, dostupné z <http://www.proteco-naradi.cz/navijak-lanovy-elektricky-125-250kg-g88953.html> dne 4.3.2018

13 Přílohy

Výpočet kyvadla z hlediska požadovaných energií– zdrojový kód

```
%% Vypocet profilu
%profil b x h x t
%      100 x 50 x 4
b1 = 100*0.001;
h1 = 50*0.001;
t1 = 4*0.001;

b2 = b1;
h2 = h1;
t2 = t1;

b3 = b1;
h3 = h1;
t3 = t1;

% přidaná hmotnost na konec kyvadla

mp = 3.22;

% rozmery ucka s vocasem
x = 600*0.001;
y = 790*0.001;
z = 300*0.001;
a = y+h2+z;

% vzdalenost tezist profilu od osy rotace
L1 = y/2;
L2 = y + h2/2;
L3 = y + h2 + z/2;

% hmotnosti profilu
rho = 2711; %kg/m3
m1 = (b1*h1 - (b1-2*t1)*(h1-2*t1))*y*rho;
m2 = (b2*h2 - (b2-2*t2)*(h2-2*t2))*x*rho;
m3 = (b3*h3 - (b3-2*t3)*(h3-2*t3))*z*rho;

% steinerova veta

I1 = (1/12) * m1 * y^2 + m1*L1^2;
I2 = (1/12) * x*rho* (b2*h2 * (b2^2 + h2^2) - (b2-2*t2)*(h2-2*t2) * ((b2-
2*t2)^2 + (h2-2*t2)^2)) + m2*L2^2;
I3 = (1/12) * m3 * z^2 + m1*L1^2;

Icelk = 2*I1 + I2 + I3
teziste = (2*m1*L1 + m2*L2 + m3*L3)/(2*m1+m2+m3)
mcelk = 2*m1+m2+m3

%%
m2 = 3.22;
l = a; %2.3
m1 = mcelk;
lcm = teziste
k0 = 5500;
```

```
k = (180/(1000*pi))*k0;
g = 9.81;
tcelk = (m1*lcm+m2*(1-0.0825))/(m1+m2);

% Výpčet I1
I1 = Icelk; %(1/3)*m1*l*l
Ired = (I1+m2*l*l)
mred = (m1*lcm+m2*l)

% redukovana hmostnost v miste narazu
mr = (m1+m2)*(tcelk/l)

% diferenciální rovnice
f = @(t,x) [x(2);-(mred/Ired)*g*sin(x(1))-(k/Ired)*(x(1))];
g = @(t,y) [y(2);-(mred/Ired)*g*sin(y(1))];

% počáteční podmínky
pp = [deg2rad(-78);0];

req_angle = -70; % hranice urychlovani
req_angle = req_angle*pi/180;

% cas
tlend = 2;
t2end = 3;
nstep = 9000;
t1 = linspace(0, tlend, nstep);
t2range = linspace(0, t2end, nstep);

%% numericka integrace prvni casti
[t1,x] = ode45(f,t1,pp);

%% hledani dosazeneho uhlu pro pocatecni podminky 2. casti
ind = 2;
new_diff = -36;

while new_diff < 0
    new_diff = (x(ind,1)) - (req_angle);
    ind = ind+1;
end

pp2 = [x(ind,1) x(ind,2)];

%% numericka integrace druhe casti

[t2,y] = ode45(g,t2range,pp2);

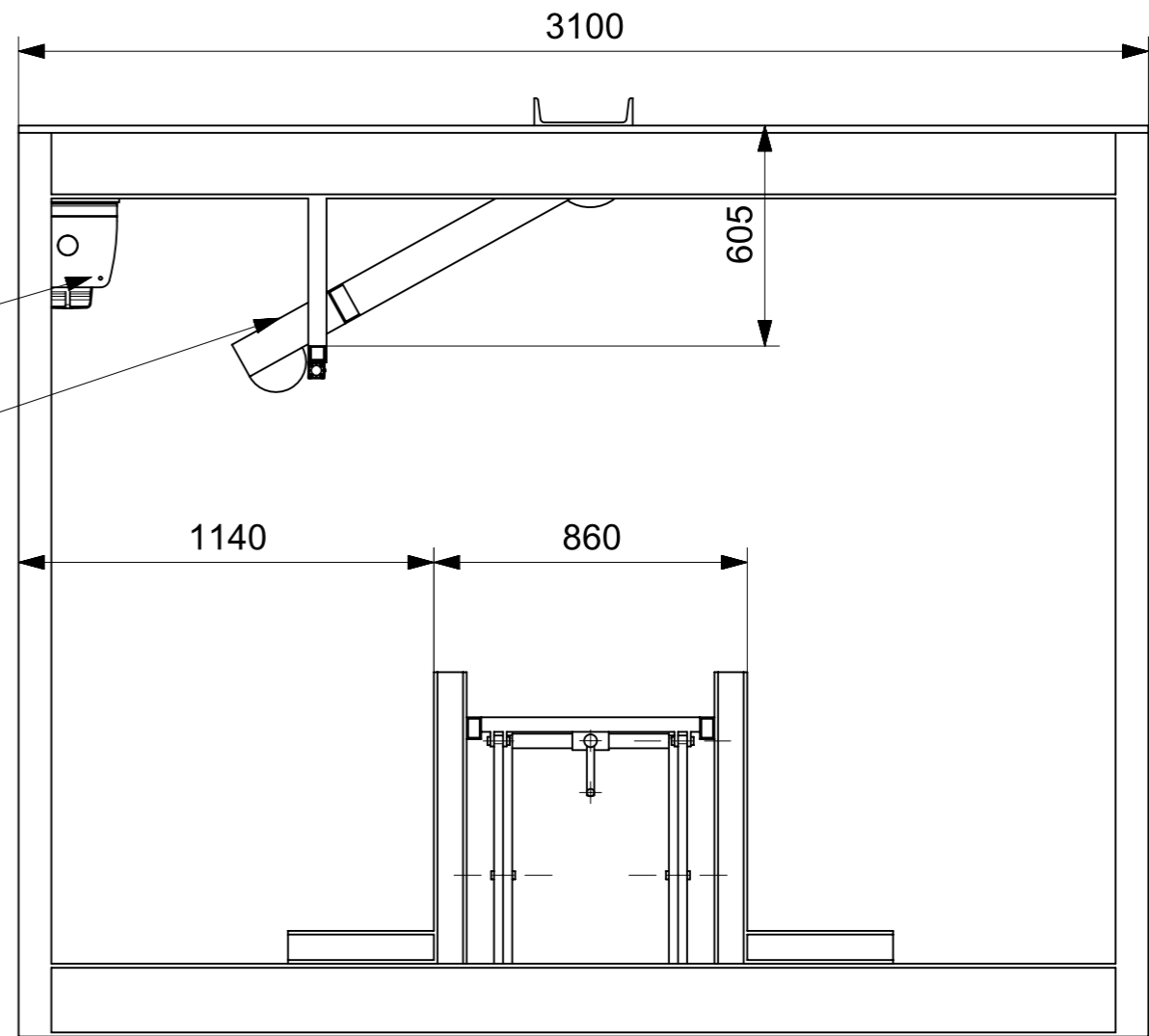
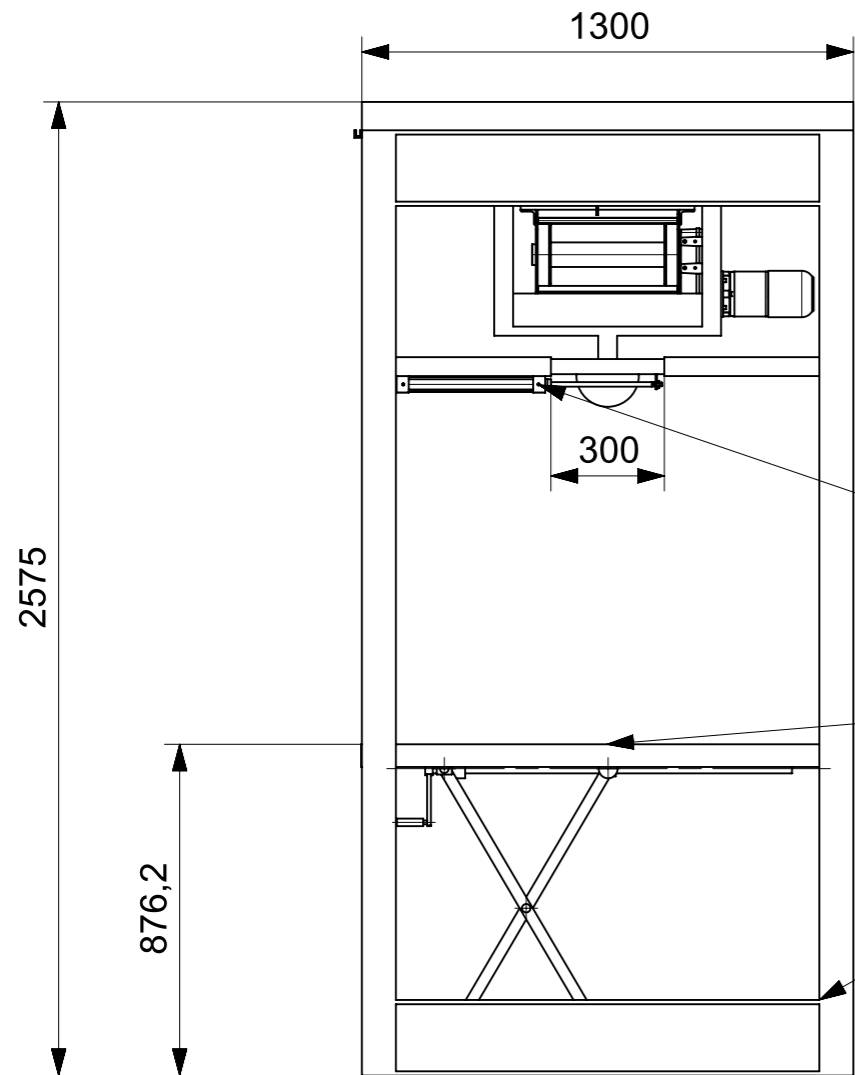
%% kineticka energie
kin_e = 0.5*m2*((y(:,2))*1).^2 + 0.5*I1*((y(:,2))).^2;
kin_e2 = 0.5*mr*((y(:,2))*1).^2;
max_kin = max(kin_e)

%% dopadova rychlosti
max_rych = max(y(:,2)*1)

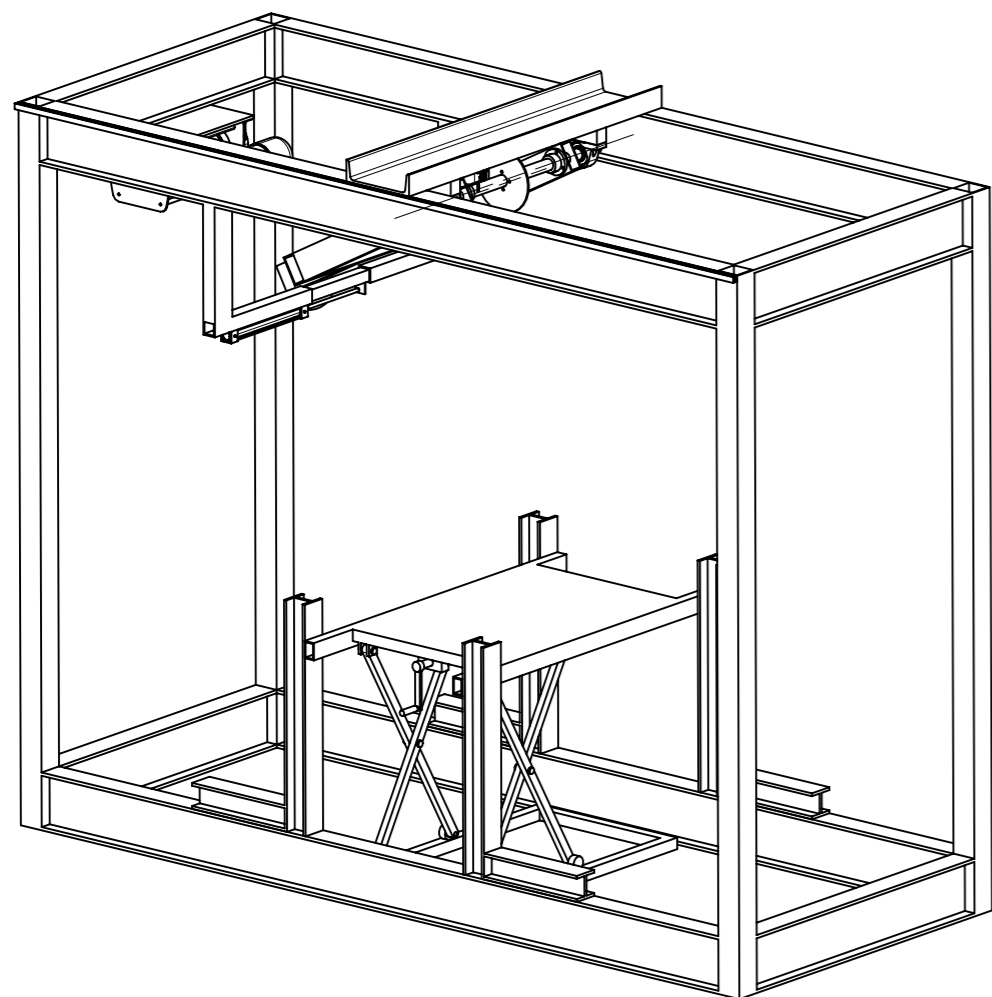
%% grafy
t_celk = [t1(1:ind); t2 + t1(ind)];
y_celk = [[x(1:ind,1); y(:,1)] [x(1:ind,2); y(:,2)]];
```

```
%% prubeh rychlosti
figure
hold on
plot(t1(1:ind), x(1:ind,2)*1, 'r','LineWidth',2)
plot(t2(:)+ t1(ind), y(:,2)*1,'b','LineWidth',2)
title('Průběh rychlosti')
xlabel('cas [s]')
ylabel('rychlost [m/s]')

%% prubeh energie
figure
hold on
plot(t2(:)+ t1(ind), kin_e2,'b','LineWidth',2)
title('Průběh energie')
legend('kineticka energie')
xlabel('cas [s]')
ylabel('energie [J]')
```





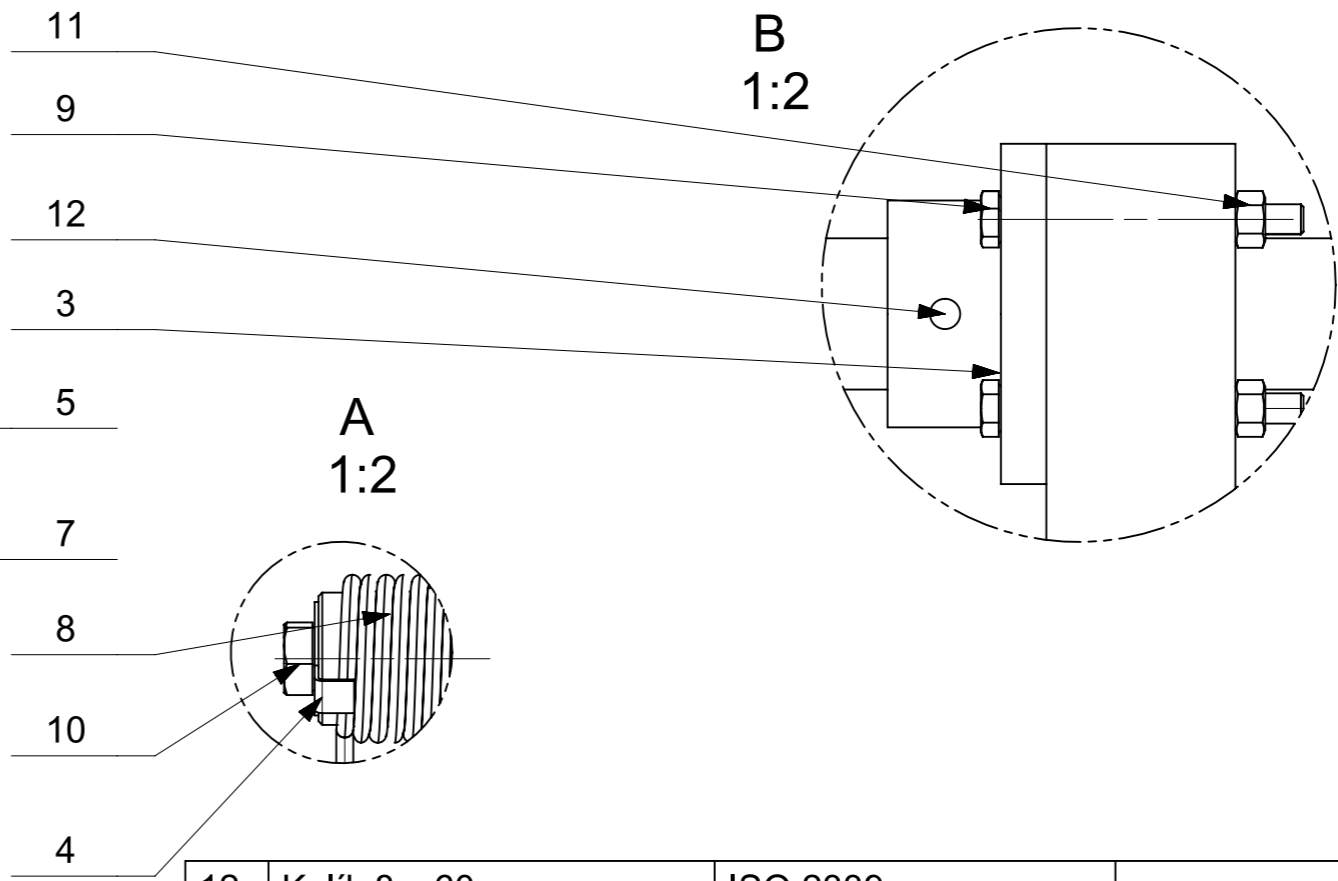
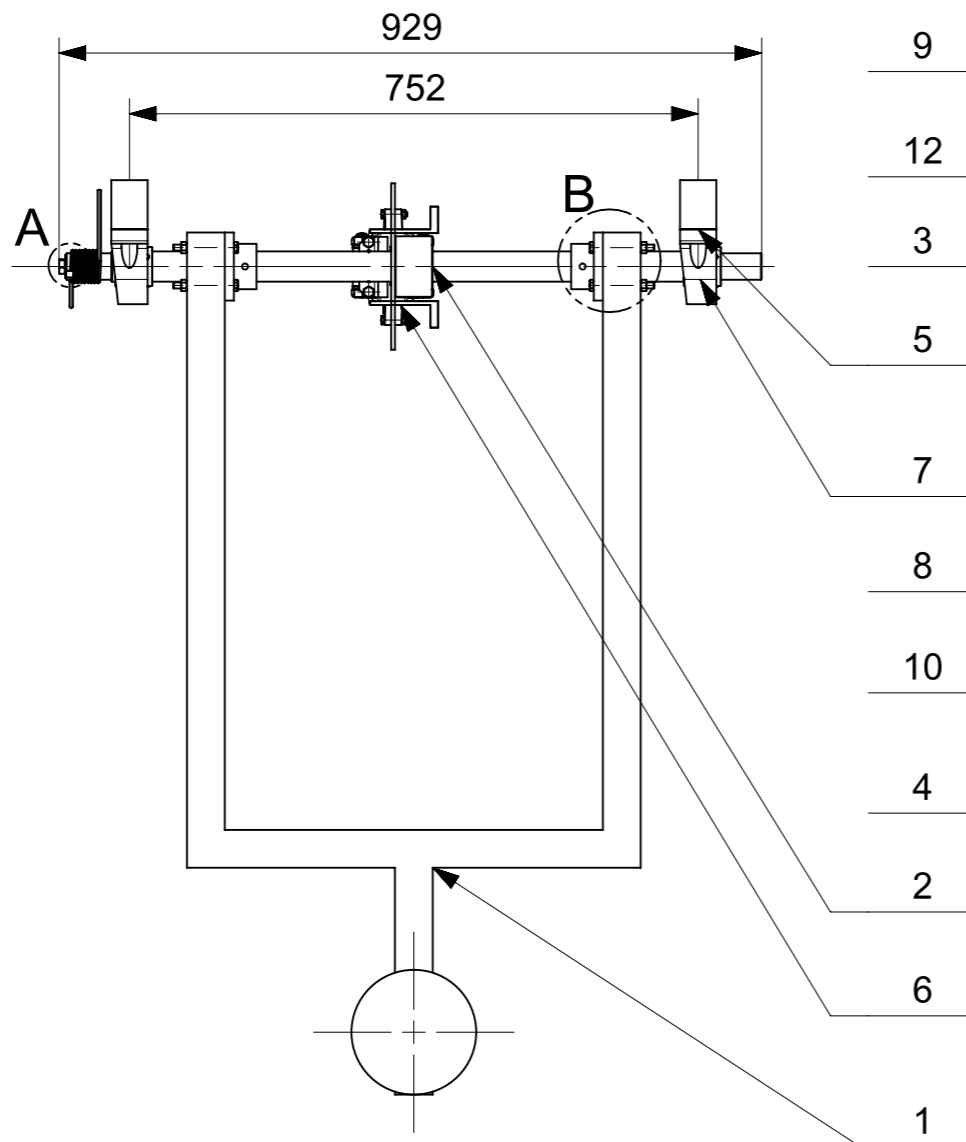
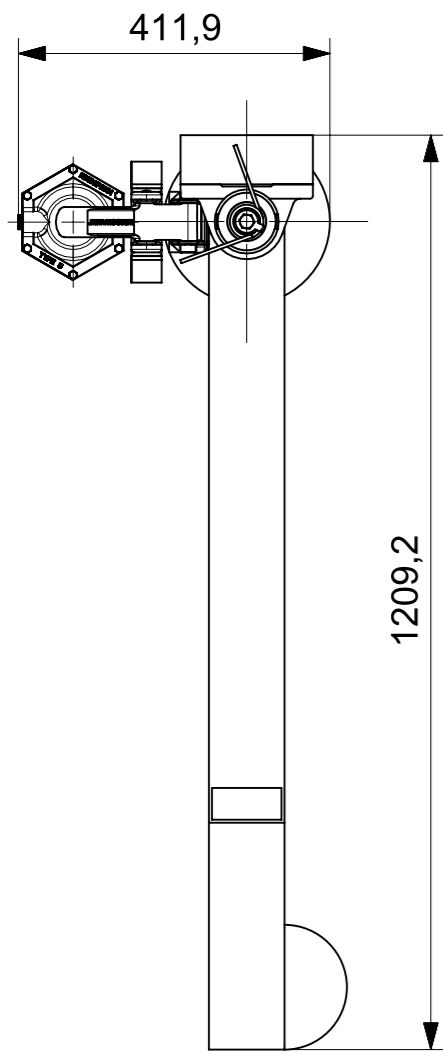
- 5
- 1
- 3
- 4
- 2





Vodorovný profil I 200/B ČSN 42 5550.0 - 11 373.0
 Svislý profil TR 4HR 100 x 5 - 2575 - ČSN 42 5720.00 - 11 373.0

5	Naviják	Proteco		22	1
4	Nůžkový zvedák	Secure Fix Direct		127,3	1
3	Bezpečnostní závora	RF-DP-S-3		3,81	1
2	Rám - Svařenec	RF-DP-S-2	11 373	625,03	1
1	Kyvadlo - Rozkresleno	RF-DP-S-1		44,99	1
Poz	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	HMOT.	KS

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	10.5.2018	Radek Florian			
Prezkoušel / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Sestava_A3			Projekt / Project:
	Soubor-vykres / DRW-file	Sestava_A3			Meritko / Scale
Název / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.
Testovací zařízení					RF-DP-S List / sheet no. 1 Pocat listu / sheets 1
					1:20 Format A3



12	Kolík 8 x 60	ISO 2339		0,02	2
11	Matice M8	ISO 4034		0,01	8
10	Šroub M12 x 25	ISO 4017		0,03	1
9	Šroub M8 x 80	ISO 4016		0,04	8
8	Zkrut. pružina M 36 R 46	Hennlich		0,15	1
7	Ložisko - SY 40 TF	SKF		2,43	2
6	Pneu. brzda Ringspann	DH 020 PFK		7,42	1
5	Podložka - P 50	RF-DP-V-5	11 373	4,21	2
4	Přítlačná podložka - P 5	RF-DP-V-4	11 373	0,08	1
3	Příruba - KR 100x50	RF-DP-V-3	11 373	1,59	2
2	Osa - KR 85x950	RF-DP-V-2	11 373	10,67	1
1	Rameno - Svařenec	RF-DP-V-1	EN AW 6061	10,74	1
Poz	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	HMOT.	KS

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	10.5.2018	Radek Florian			
Prezkoušel / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	osa_podsestava_Asm			Projekt / Project: C.sestavy / Assembly No. C.hmot.sestavy 44,99
	Soubor-vykres / DRW-file	osa_podsestava_Asm			
Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK					Meritko / Scale 1:10
Nazev / Title Kyvadlo				Rev. Cislo vykresu / Drawing No. RF-DP-S-1	Format A3
List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1			

