



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# NÁVRH SEMIAKTIVNÍHO ODPRUŽENÍ SEDAČKY PRO ZEMĚDĚLSKÉ STROJE

DESIGN OF SEMIACTIVE SEAT SUSPENSION FOR AGRICULTURAL MACHINES

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Zindulka

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.

BRNO 2020



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování  
Student: **Bc. Martin Zindulka**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Konstrukční inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Návrh semiaktivního odpružení sedačky pro zemědělské stroje**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Vibrace přenášené ze zemědělského stroje na člověka mají nežádoucí vliv na zdravotní stav. Proto by sedačka zemědělského stroje měla přenos vibrací minimalizovat. Pro tyto sedačky se nejčastěji používá pasivní, nebo adaptivní způsob odpružení. Aplikací rychlého magnetoreologického tlumiče do systému odpružení sedačky by mělo umožnit zásadní redukci přenosu vibrací z rámu pracovního stroje na člověka.

Typ práce: výzkumná

Výstup práce: publikační výsledek (J, D)

Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

### **Cíle diplomové práce:**

Cílem práce je návrh semiaktivního systému odpružení sedačky zemědělského stroje včetně řídicího algoritmu a návrh sestavy pro testování kvality odpružení sedadla.

Dílčí cíle diplomové práce:

- studium problematiky odpružení sedaček zemědělských strojů,
- sestavení fyzikálního modelu, určení vhodné tlumicí charakteristiky MR tlumiče,
- návrh a simulace vhodného algoritmu řízení, specifikace čidel potřebných pro řízení,
- změření hodnot vibrací v reálných podmínkách,
- návrh experimentální sestavy pro testování přenosu vibrací na sedadlo,

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukoncení/>

### **Seznam doporučené literatury:**

SUN, S. S., D. H. NING, J. YANG, H. DU., S. W. ZHANG, W. H. LI a M. NAKANO. Development of an MR seat suspension with self-powered generation capability. *Smart Materials and Structures*. 2017, 26(8), 085025-. DOI: 10.1088/1361-665X/aa76b6. ISSN 0964-1726.

KARNOPP, D., M. J. CROSBY a R. A. HARWOOD. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. *ASME Journal of Engineering for Industry*. 1974, 96(2), 619-626.

GOŁDASZ, J. a B. SAPIŃSKI. *Insight into Magnetorheological Shock Absorbers*. New York: Springer International Publishing, 2015. ISBN 978-3-319-13232-7.

STRECKER, Z., I. MAZŮREK, J. ROUPEC a M. KLAPKA. Influence of MR damper response time on semiactive suspension control efficiency. *Meccanica*. 2015, 50(8), 1949-1959. DOI: 10.1007/s11012-015-0139-7. ISSN 0025-6455.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem semiaktivního systému odpružení sedadla zemědělského stroje a vytvořením dynamického modelu systému, který zahrnuje reálné parametry magnetoreologického (MR) tlumiče. Dynamický model je model s jedním stupněm volnosti, je vytvořen v programu Matlab a zahrnuje tři řídicí algoritmy (dvoustavový Skyhook, Kontinuální Skyhook a algoritmus Acceleration Driven Damper) a dobu odezvy tlumiče. Na základě výsledků simulací jsou definovány tlumící charakteristiky, je upraven MR tlumič pro dosažení rychlé doby odezvy a je navrženo testovací sedadlo pro testování přenosu vibrací na řidiče. Výsledky simulací přináší porovnání účinnosti v závislosti na době odezvy a řídicím algoritmu a také porovnání vůči pasivnímu systému tlumení. Na navrženém testovacím sedadle s MR tlumičem s rychlou dobou odezvy je přenos vibrací snížen až o 25 % oproti nejlepšímu pasivnímu nastavení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

sedadlo řidiče, semiaktivní systém odpružení, doba odezvy, magnetoreologický tlumič, Skyhook

## ABSTRACT

The thesis deals with design of a semiactive seat suspension system for an agriculture machines and design of dynamic model of the system, which includes real parameters of a magnetorheological (MR) damper. The dynamic model is a single degree of freedom model and it is made in program Matlab. In the model, response time of the MR damper and three control algorithms are implemented (two-state Skyhook, Skyhook linear approximation damper control and Acceleration Driven Damper control). Based on the results of the simulations, the damping characteristics are defined, and the MR damper is modified to achieve fast response time. A test seat is designed to test transmission of vibrations to the driver. The simulation results provide a comparison of efficiency of the seat suspension depending on the response time and control algorithm, as well as a comparison with a passive suspension system. On the designed test seat with MR damper with a fast response time, the vibration transmission is reduced up to 25 % compared with the best passive seat suspension setup.

## KEYWORDS

driver seat, semiactive suspension system, response time, magnetorheological damper, Skyhook



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZINDULKA, Martin. *Návrh semiaktivního odpružení sedačky pro zemědělské stroje*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124656>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.





## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Zbyňkovi Streckerovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při zpracovávání této práce. Dále bych rád poděkoval rodině za podporu při studiích a všem, kteří mi pomohli při měření a řešení této práce.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Zbyňka Streckera, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>16</b>
2.1	Konstrukce sedadel	16
2.1.1	Používaná sedadla	17
2.2	Fyzikální model sedadla	18
2.3	Způsoby odpružení sedadel	20
2.3.1	Pasivní systém odpružení	20
2.3.2	Semiaktivní systém odpružení	21
2.3.3	Aktivní systém odpružení	22
2.4	MR tlumiče	23
2.4.1	MR kapaliny	25
2.4.2	Silové charakteristiky MR tlumiče	26
2.4.3	Doba odezvy tlumiče	26
2.4.4	Porovnání pasivního a semiaktivního odpružení	30
2.5	Řídící algoritmy tlumičů	33
2.5.1	Dvoustavový (on/off) Skyhook (SH-2)	33
2.5.2	Kontinuální Skyhook (SH-L)	33
2.5.3	Algoritmus Acceleration driven damper (ADD)	34
2.5.4	Algoritmus Power driven damper (PDD)	35
2.5.5	Kombinace algoritmů Skyhook a Acceleration driven damper (SH-ADD)	35
2.5.6	Kombinace algoritmů Skyhook a Acceleration driven damper s jedním senzorem (SH-ADD-1s)	36
2.5.7	Porovnání řídicích algoritmů	37
2.6	Možnosti testování sestavy	38
2.6.1	Model in the loop	38
2.6.2	Processor in the loop	38
2.6.3	Hardware in the loop	39
2.7	Hodnocení vibrací	40
2.7.1	Vliv vibrací na člověka	41
2.7.2	Způsob hodnocení vibrací	42
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>45</b>
3.1	Analýza problému	45
3.2	Analýza a zhodnocení rešerše	45
3.3	Cíl diplomové práce	47

<b>4</b>	<b>MATERIÁL A METODY</b>	<b>48</b>
4.1	Postup řešení	48
4.2	Měření	49
4.3	Dynamický model	50
4.3.1	Vstupní signál do modelu	52
4.3.2	Pasivní systém odpružení	52
4.3.3	Semiaktivní systém odpružení	53
<b>5</b>	<b>VÝSLEDKY</b>	<b>58</b>
5.1	Měření	58
5.1.1	Naměřená data	58
5.1.2	Výsledky měření	61
5.2	Pasivní systém odpružení	63
5.2.1	Verifikace modelu	63
5.3	Semiaktivní systém odpružení	65
5.3.1	Model F-v charakteristiky	65
5.3.2	Doba odezvy	66
5.4	Výsledky simulací	67
5.4.1	Porovnání algoritmů SH-2 a SH-L	67
5.4.2	Vstupní parametry simulací	68
5.4.3	Podoba F-v charakteristiky	69
5.4.4	Vhodná F-v charakteristika	70
5.5	Návrh tlumiče	74
5.6	Konstrukční úpravy tlumiče	79
5.7	Testovací sedadlo	83
5.7.1	Rám sedadla	84
5.7.2	Pružina	86
5.7.3	Uložení tlumiče	89
5.7.4	Senzory	90
5.7.5	Simulace s navrženým sedadlem	91
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>93</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>95</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>96</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>99</b>

<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>101</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>104</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>105</b>
	<b>PŘÍLOHY</b>	<b>106</b>

# 1 ÚVOD

Vibrace, které jsou způsobeny nerovnostmi terénu, po kterém se zemědělský stroj nebo traktor pohybuje, mají negativní vliv nejen na technický stav vozidla, životnost jednotlivých částí vozidla a hluk, ale i na zdravotní stav obsluhy vozidla. Vibrace jsou na řidiče vozidla přenášeny z rámu stroje přes sedadlo. V současné době většina vyráběných zemědělských strojů nemá odpružené nápravy, a z toho důvodu je velice důležité správné navržení odpružení sedadla řidiče (obr. 1-1), případně odpružení kabiny stroje.

Obsluha zemědělského stroje je vystavena vibracím o vysoké intenzitě v rozmezí 0,5–11 Hz. Výskyt vad a poruch páteře a opěrného aparátu (například osteoartróza a vyhřezlé ploténky), bolestí břicha a střevních poruch, je mnohem vyšší u řidičů nákladních automobilů, traktorů a jiných vozidel. Hodnoty zrychlení v běžných traktorech dosahují hodnot 0,5–1,5 g při frekvenci 2–7 Hz [1].

Nejčastějším typem odpružení jsou pasivní systémy odpružení, které využívají pružinu a hydraulický tlumič, nebo aktivní systémy odpružení s pneumatickým nebo hydraulickým aktuátorem. Systémy pasivního odpružení nejsou schopny redukovat vibrace v celém spektru frekvencí. Aktivní systémy dosahují lepších výsledků, ale tento typ odpružení je mnohem složitější a energeticky náročnější.



obr. 1-1 Řez sedadlem řidiče [2]

Semiaktivní systém odpružení s magnetoreologickým (MR) tlumičem spojuje výhody pasivního (nízké energetické nároky, jednoduchost) a aktivního (řiditelná tlumící síla) systému odpružení.

Tlumič, jakožto mechanické nebo hydraulické zařízení, mění kinetickou energii na teplo a tlumí vibrace a rázy. Ve většině tlumičů je kinetická energie přeměňována na teplo ve viskózní kapalině, nejčastěji hydraulickém oleji. U semiaktivních MR tlumičů je namísto hydraulického oleje používána MR kapalina. Tlumící síla je u tohoto typu tlumiče řiditelná a její změna závisí na intenzitě magnetického pole uvnitř tlumiče. Tlumící síla je řízena pomocí elektromagnetu, který ovlivňuje velikost intenzity magnetického pole uvnitř tlumiče, a tím i hodnotu zdánlivé viskozity MR kapaliny. Právě změna tlumící síly v průběhu tlumení umožňuje redukovat přenos vibrací z rámu stroje na řidiče v celém spektru frekvencí.

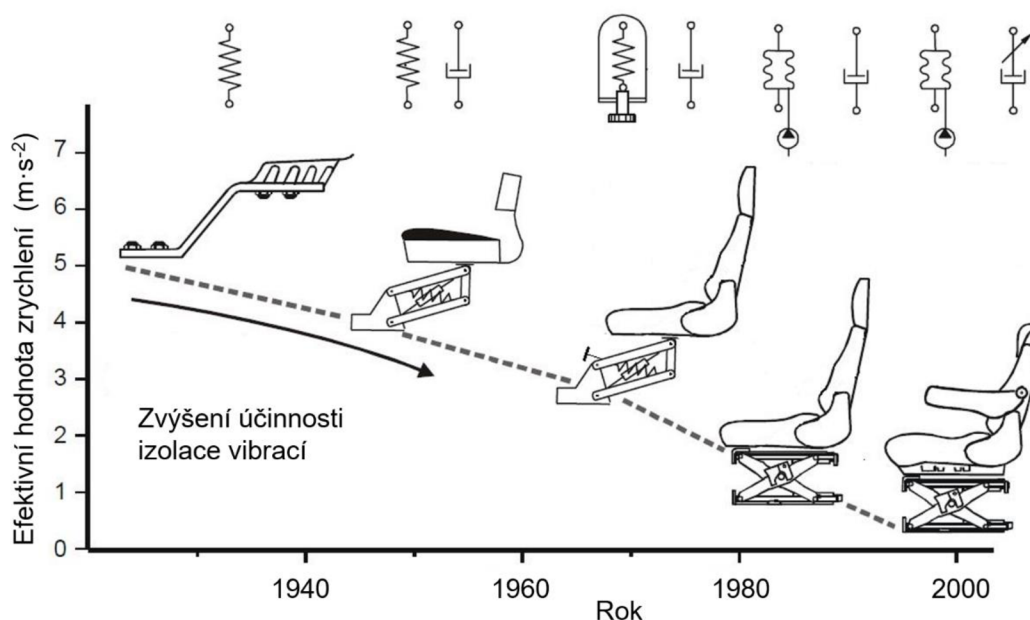
S rozvojem aktivních a semiaktivních tlumičů a jejich dostupnosti je možné jejich využití v nových odvětvích a nahradit jimi dosud používané pasivní tlumiče. Jednou z možností je odpružení sedadla řidiče v zemědělských strojích. Použití MR tlumiče s rychlou dobou odezvy sníží přenos vibrací z rámu stroje na sedadlo řidiče a na řidiče samotného. Tím dojde ke zvýšení komfortu a bezpečnosti při provozu zemědělských strojů, jelikož vibrace přenášené na řidiče mají negativní vliv na jeho zdraví, únavu a pozornost. Z tohoto důvodu se tato diplomová práce zabývá návrhem semiaktivního odpružení sedadla, včetně návrhu vhodného algoritmu řízení MR tlumiče.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Konstrukce sedadel

I přes stálé zdokonalování konstrukčních částí sedadla, jako jsou opěrky na ruce, nastavitelné bederní opěrky, vyhřívání sedadla apod. je nezbytné zajistit dobré odpružení. Sedadlo je jedna z částí vozidla, která je součástí aktivní i pasivní bezpečnosti. Mezi prvky pasivní bezpečnosti u sedadel patří například bezpečnostní pás, který má minimalizovat následky nehody. Naopak prvky aktivní bezpečnosti jsou ty, které mají nehodě předcházet. Mezi ně patří signalizace nezapnutého pásu a také dobré odpružení sedadla, které zajišťuje stálý kontakt řidiče se všemi ovládacími prvky vozidla, tlumí vibrace a tím nesnižuje řidičovu pozornost.

Odpružení sedadel u zemědělských strojů prošlo vývojem jako každá součást vozidel. Postupný vývoj je znázorněn na obr. 2-1. U prvních strojů, které měly odpružené sedadlo, bylo toto odpružení realizováno pouze pomocí pružin (listových nebo vinutých). Pružiny byly později doplněny tlumiči kmitů. Pro výškové nastavení sedadla byl mechanismus odpružení doplněn mechanismem pro předepnutí pružiny. Od 60. let minulého století byly v některých případech nahrazovány mechanické pružiny pneumatickými pružinami [3]. Posledním vývojovým stupněm je používání odpružení s proměnlivou tlumící silou.



obr. 2-1 Vývoj odpružení sedadel [4], upraveno



V současné době se pro odpružená sedadla používají dva typy vodících mechanismů, a to paralelogramový a nůžkový mechanismus (obr. 2-2). Vodící mechanismus typu paralelogram využívá například firma C.I.E.B. Kahovec, spol. s r.o. [5]. Více rozšířený nůžkový mechanismus používá u svých výrobků například firma GRAMMER CZ, s.r.o. [6]. Výhodou nůžkového mechanismu je vyšší tuhost a pouze vertikální posuv při propružení sedadla bez posuvu v horizontální ose.

Dalším důležitým faktorem je vertikální posuv sedadla. Maximální možný vertikální pohyb sedadla musí být zvolen tak, aby i při extrémních podmínkách, jako například při nehodě, bylo zaručeno, že řidič dosáhne na ovládací prvky vozidla a neztratí s nimi kontakt.



obr. 2-2 Vodící mechanismy sedadla - paralelogram (vlevo), nůžkový mechanismus (vpravo) [5, 7]

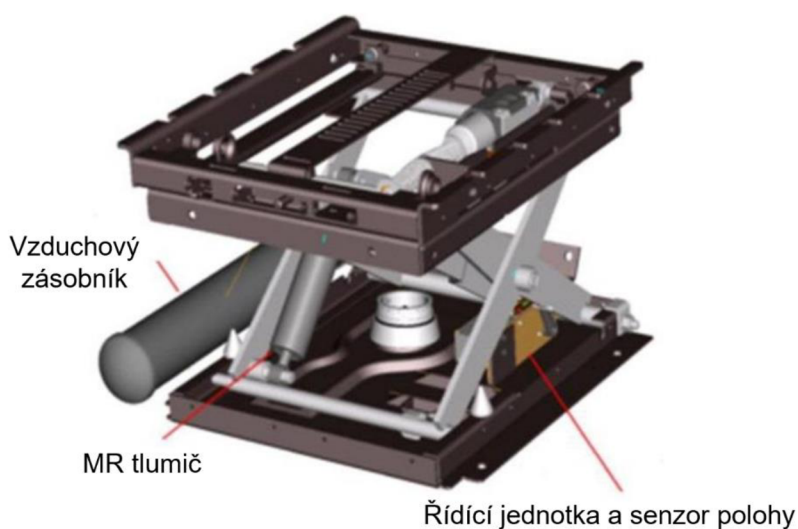
### 2.1.1 Používaná sedadla

Sedadla, která jsou dnes vyráběna a používána v zemědělské technice, využívají ve většině případů vzduchové odpružení. Například firma GRAMMER CZ, s.r.o. nabízí širokou škálu sedadel pro zemědělskou techniku. Sedadla nejvyšší řady, využívaná v zemědělských strojích nejčastěji, mají pasivní pneumatické odpružení a dle stupně výbavy obsahují automatické přizpůsobení odpružení sedadla (pneumatické pružiny) pro využití maximálního propružení při dané řidičově hmotnosti, klimatizovaný sedák i opěradlo sedačky a mnoho možností nastavení sedadla pro dosažení optimálního komfortu řidiče při práci. Firma GRAMMER CZ, s.r.o. nabízí i sedadlo, které využívá aktivní systém odpružení. Dle výrobce dokáže toto sedadlo snížit vibrace až o 40 % [8]. Sedadla jsou

určena pro použití při zatížení 50–130 kg a hodnota maximálního propružení se pohybuje v rozmezí 100–120 mm [9].

Firma John Deere GmbH & Co. KG dodává pro své traktory a zemědělskou techniku vlastní řadu sedadel. Jsou to sedadla s pasivním systémem odpružení využívající pneumatické odpružení a sedadla s aktivním systémem odpružení. Tato sedadla mají hodnotu maximálního propružení 80–100 mm [10].

Poslední variantou, kterou firma John Deere GmbH & Co. KG nabízí pro své stroje, je sedadlo se semiaktivním systémem odpružení využívající MR tlumič a vzduchovou pružinu. Na obr. 2-3 je znázorněno toto sedadlo včetně tlumiče horizontálních výchylek. Dle výrobce tento systém odpružení přináší zlepšení odpružení oproti pasivnímu tlumení, ale aktivní systém odpružení přináší stále lepší výsledky [11].



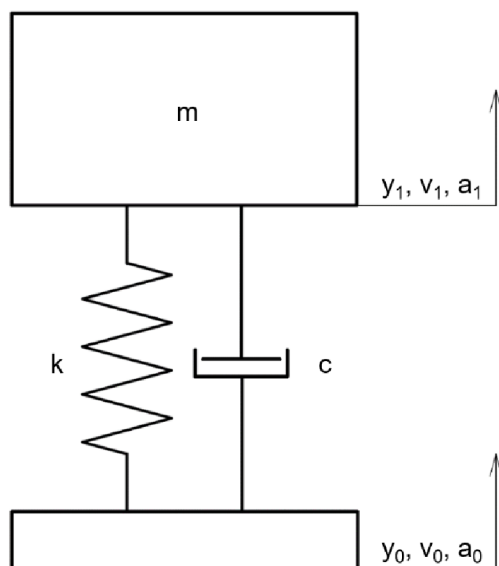
obr. 2-3 Sedadlo s MR tlumičem od firmy John Deere GmbH & Co. KG [11], upraveno

## 2.2 Fyzikální model sedadla

Pro vytvoření modelu sedadla je tento systém modelován jako sestava s jedním stupněm volnosti. Pro popis takovéto sestavy jsou využívány pohybové rovnice. Počet pohybových rovnic odpovídá počtu stupňů volnosti dané sestavy. Při řešení lineárních soustav (v pohybových rovnicích vystupují kinematické veličiny pouze v první mocnině a charakterizující vlastnosti jednotlivých diskrétních prvků jsou konstantní) jsou využívány pohybové rovnice. Pro řešení nelineárních soustav (sedadlo s MR tlumičem) je řešení pohybových rovnic složitější než v případě lineárních soustav a je vhodné použít výpočetní program.

Pro řešení kmitání je reálná soustava nahrazována vhodným výpočetním modelem. Jednou z možností je nahrazení reálných součástí prvky se soustřednými parametry. Lineární soustava se soustřednými parametry poté obsahuje tyto prvky:

- hmotný bod nebo tuhé těleso – nositel kinetické energie,
- nehmotná pružina – nositelka potenciální energie,
- nehmotný tlumič – mění mechanickou energii na teplo (disipace energie) [12].



obr. 2-4 Soustava s jedním stupněm volnosti

Pohybová rovnice soustavy s jedním stupněm volnosti, která je buzena nerovnostmi povrchu přenášenými do rámu stroje (obr. 2-4), má tvar [12]:

$$m \cdot a_1 + c \cdot (v_1 - v_0) + k \cdot (y_1 - y_0) = -m \cdot g \quad (2-1)$$

kde:

$m$	kg	hmotnost odpružené hmoty,
$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	koeficient tlumení tlumiče,
$k$	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost pružiny,
$g$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení,
$y_0$	m	translační posuv neodpružené hmoty,
$y_1$	m	translační posuv odpružené hmoty,
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$a_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty.

Hmotnost odpružené hmoty v tomto případě představuje hmotnost odpružené části sedadla a hmotnost, kterou působí řidič na sedadlo. V článku [13] je uvedeno, že sedadlo je při provozu zatíženo 73 % řidičovy hmotnosti.

## 2.3 Způsoby odpružení sedadel

System odpružení sedadla musí co nejlépe izolovat řidiče od vibrací přenášených od vozovky, umožnit mu nastavení výšky a polohy sedadla a tím zajistit dobrý výhled z vozidla, dobrý přístup k ovládacím prvkům vozidla a zabránit nadměrnému vychylování sedadla při prudkém zatačení či akceleraci.

Jelikož většina vyráběných zemědělských strojů nemá odpružené zavěšení kol, je nutné zajistit dobré odpružení sedadla řidiče, případně odpružení kabiny. Odpružení sedadla lze rozdělit do tří kategorií:

- pasivní systém odpružení,
- semiaktivní systém odpružení,
- aktivní systém odpružení.

Jednou z možností, jak mezi sebou porovnat účinnost tlumení vibrací různých typů odpružení, případně při různém nastavení jednoho typu odpružení, je přenosová charakteristika, která je znázorněna na obr. 2-5. Přenosová charakteristika zobrazuje poměr mezi výstupní a vstupní veličinou (běžně se používají hodnoty zrychlení) na ose  $y$  a frekvencí kmitání na ose  $x$  [14].

V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé typy odpružení.

### 2.3.1 Pasivní systém odpružení

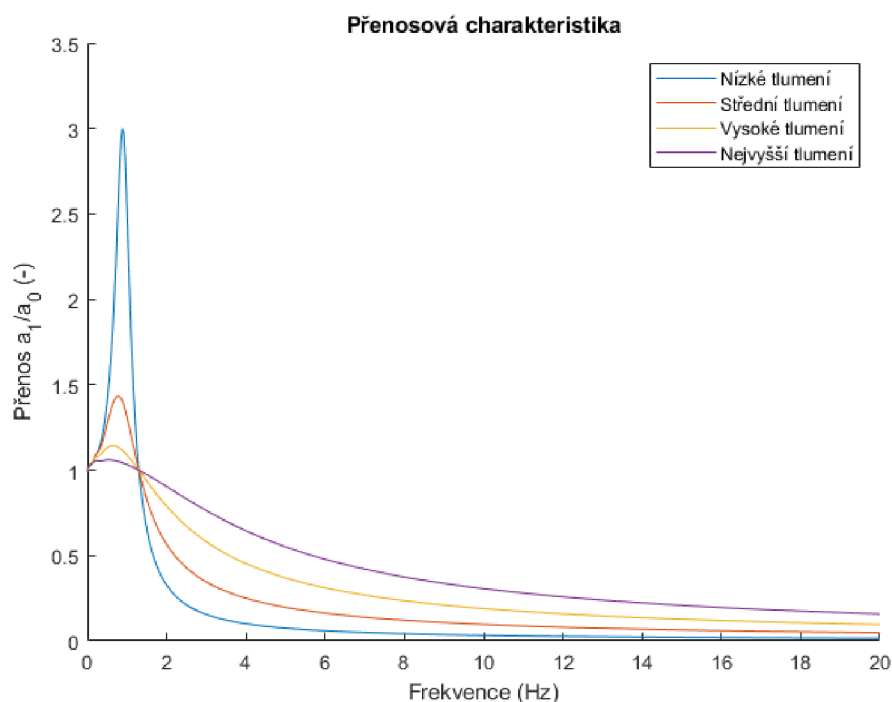
Pasivní systém odpružení je složen z pružiny a tlumiče, jakým je například hydraulický nebo třecí tlumič. Jelikož jsou pasivní systémy odpružení založeny na pevně stanovených hodnotách tlumení, jsou optimalizovány pro určité rozmezí vibrací, výchylky a hmotnosti řidiče [15].

V případě, že je tlumící síla tlumiče příliš malá, je přenos vibrací o frekvencích vyšších než je rezonanční frekvence velmi dobře utlumen, ale při rezonanční frekvenci dochází k silnému zesílení vibrací.

Naopak, pokud je tlumící síla tlumiče příliš velká, přenos vibrací je při rezonanční frekvenci zesílen jen minimálně, ale přenos vibrací o vyšších frekvencích již není dobře tlumen (viz obr. 2-5). Výsledné hodnoty tuhosti pružiny a tlumící síly jsou tak u pasivního

tlumiče kompromisem a z toho důvodu není možné zajistit dobré tlumení v celém rozsahu frekvencí.

Dalším typem odpružení, které lze zařadit mezi odpružení pasivní, je adaptivní odpružení. Adaptivní odpružení umožňuje měnit parametry odpružení sestavy (změna předpětí pružiny, zvýšení tlaku v pneumatické pružině). Adaptivní odpružení není schopné měnit své charakteristiky v reálném čase. Mezi adaptivní odpružení se může řadit např. manuální nastavení předpětí pružiny pro nastavení výšky sedadla.



obr. 2-5 Přenosová charakteristika pro různé velikosti tlumení

Pokud je systém odpružení schopen měnit své charakteristiky v reálném čase, nazývá se semiaktivní.

### 2.3.2 Semiaktivní systém odpružení

Semiaktivní systém odpružení nedokáže do systému dodávat energii, dokáže pouze regulovat velikost disipované energie. Semiaktivní systémy odpružení se skládají ze stejných částí jako pasivní systémy, ale obsahují mechanismus pro změnu tlumící síly. Mezi semiaktivní tlumiče patří například magnetoreologický nebo elektoreologický tlumič [15].

V patentu [15] je pro odpružení sedadla využito pneumatické pružiny a MR tlumiče. V tomto konceptu jsou dva senzory. První senzor je akcelerometr připevněný k sedadlu a druhý je senzor převrácení vozidla, který je přimontován k podlaze vozidla v blízkosti

sedadla. Signály z obou těchto senzorů vedou do řídicí jednotky. V případě, že senzory zaznamenají extrémní hodnoty (velká zrychlení případně převrácení např. při autonehodě), systém odpružení sedadla zvýší svoji tlumící sílu a tím omezí další pohyb sedadla ve vertikálním směru a zajistí konstantní polohu řidiče vůči kabině a ovládacím prvkům. Výhodou je, že v případě, že se vozidlo dále pohybuje, pomáhá tento systém řidiči udržet kontrolu nad vozidlem díky udržení řidiče ve stejné poloze vůči ovládacím prvkům, případně díky tomu, že se řidič v sedadle nepohybuje tak rychle. Tento systém také pomáhá ke zvýšení efektivity airbagu.

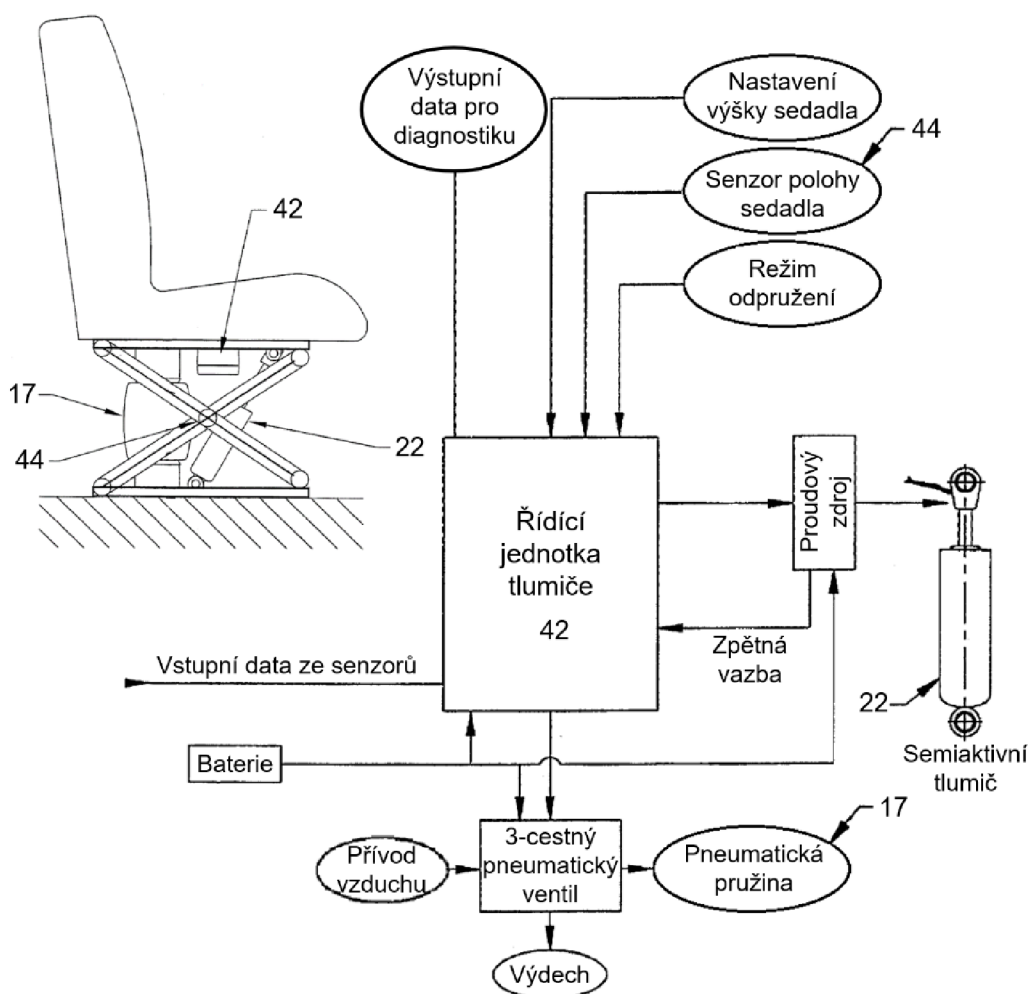
V patentu [16] je uveden způsob odpružení sedadla pomocí MR tlumiče a pneumatické pružiny. V patentu jsou uvedeny senzory, které lze využít a na základě kterých je upravována tlumící charakteristika tlumiče. Výstupy ze senzoru brzd a spojky slouží pro zvýšení tlumící síly při brzdění a řazení, aby nedocházelo k přerušování kontaktu řidiče s pedály vozu. Senzor sedadla slouží ke snížení výšky sedadla, pokud dojde k odlehčení sedadla v případě vystupování řidiče z vozu, a tím k usnadnění vystupování. Na základě výstupních hodnot ze senzoru natočení kol může být zvýšena tlumící síla tlumiče v případě, že senzor zaznamená, že vozidlo prudce zatáčí. Senzor převrácení je využit v případě, že je zaznamenáno převrácení vozidla. Následně je tlumící síla snížena, aby nedošlo k sevření řidiče ve voze. Schéma sedadla s MR tlumičem, pneumatickou pružinou a řídicí jednotkou, sloužící k řízení tlumiče, je na obr. 2-6.

### 2.3.3 Aktivní systém odpružení

Aktivní systém odpružení využívá dynamického přizpůsobování směru a velikosti síly aplikované na sedadlo v reakci na okolní podmínky. Na rozdíl od pasivních a semiaktivních systémů mohou aktivní systémy odpružení dodávat energii do systému [15]. Nevýhodou aktivních systémů odpružení je jejich složitost a velká energetická náročnost.

V patentu [17] je popsán návrh aktivního odpružení sedadla pomocí řízeného hydraulického aktuátoru, který je připojen mezi sedadlo a rám stroje a vytváří pohyb, který působí proti pohybu rámu stroje. Pneumatická pružina, která je připojena také mezi rám stroje a sedadlo, zajišťuje sílu potřebnou k navrácení sedadla do nulové polohy a kompenzuje rozdílnou zátěž působící na sedadlo (různá hmotnost řidiče) různým předpětím pružiny, nebo změnou tlaku v případě pneumatické pružiny. Tento systém využívá dva senzory, a to senzor polohy sedadla a senzor síly. V případě, že senzory zaznamenají pohyb sedadla vůči rámu stroje, senzor síly, který produkuje signál indikující velikost síly vynaložené na aktuátor od sedadla řidiče, vyšle tento signál do řídicího členu. Řídicí člen v reakci na signál řídí aktuátor tak, aby anuloval působení pohybu vozidla na sedadlo. Řídicí člen také reaguje na signál různým předpětím pružiny tak, aby síla působící na aktuátor byla stále v předdefinovaném rozsahu.

Nevýhodou aktivních systémů odpružení je jejich velká energetická náročnost, složitost a s tím související vysoká cena.



obr. 2-6 Schéma sedadla s MR tlumičem [16], upraveno

## 2.4 MR tlumiče

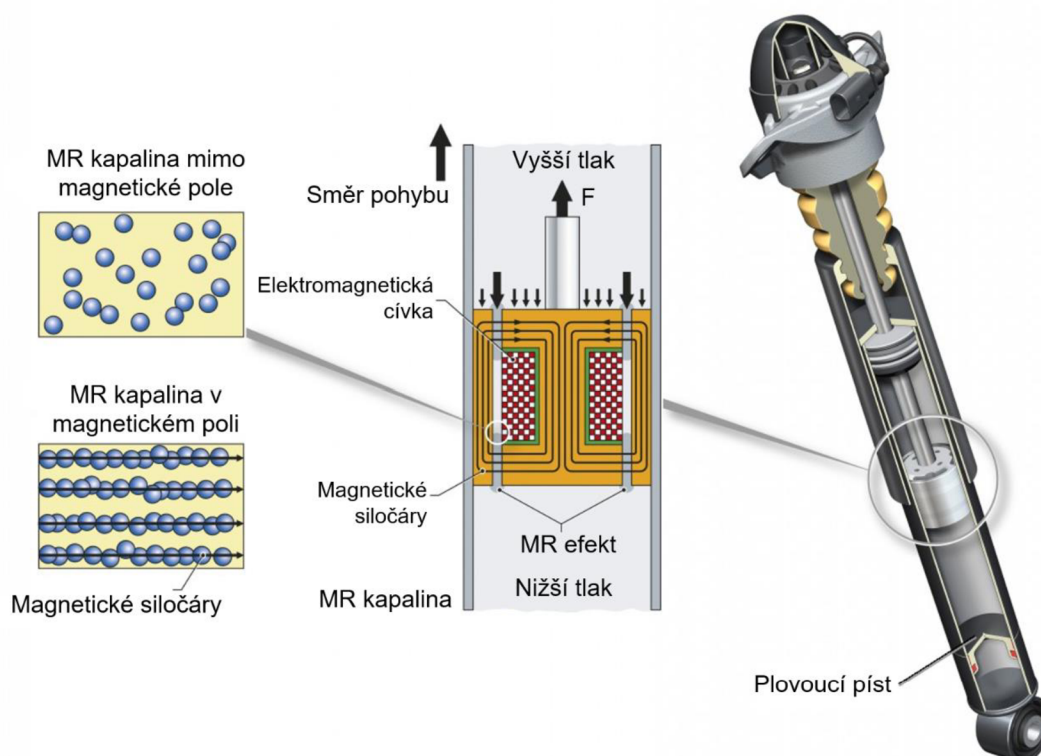
Konstrukčně jsou MR tlumiče podobné běžným pasivním tlumičům (obr. 2-7). MR tlumiče mají ve své konstrukci, oproti pasivním tlumičům, umístěnou cívku, která je umístěna buď v plášti tlumiče, nebo v jeho pístu. Po přivedení proudu na tuto cívku se v jejím okolí vytvoří magnetické pole, které působí na magnetické částice v MR kapalině a ovlivňuje její zdánlivou viskozitu (dále je tento jev popsán v kapitole 2.4.1).

Další konstrukční varianta MR tlumiče je uvedena v článku [14]. V tomto případě jsou cívky upevněny na statickou část tlumiče, která je připevněná k plášti tlumiče (tlumič

s tzv. interním bypassem), viz obr. 2-8. Výhodou tohoto řešení, oproti řešení s cívkami umístěnými v pístu, je delší zdvih tlumiče.

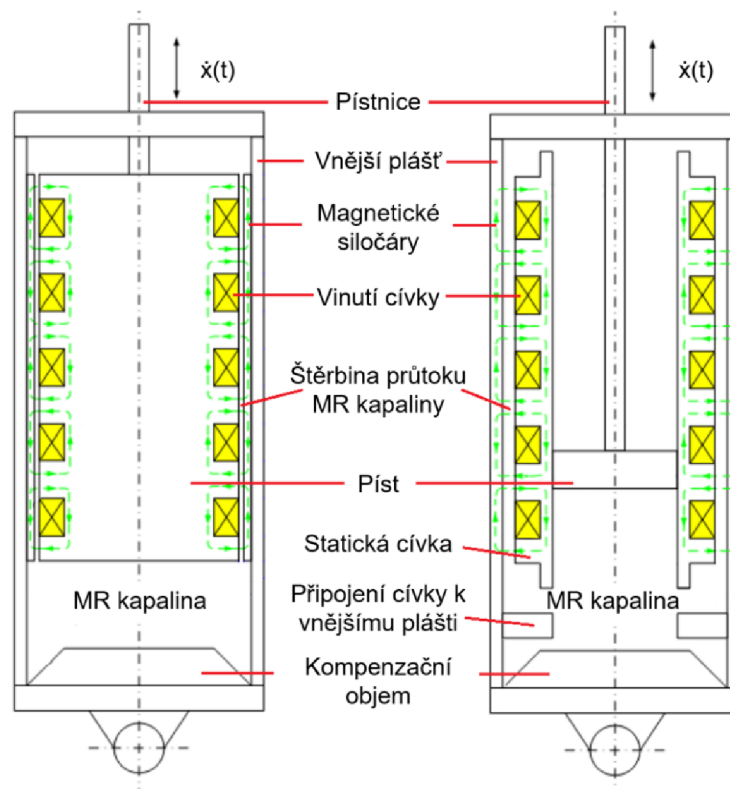
Aby při stlačování tlumiče nedocházelo k nárůstu tlaku uvnitř tlumiče, je zde část, která kompenzuje změnu objemu pístnice uvnitř tlumiče, nazývaná kompenzační objem nebo akumulátor. Aby nedocházelo k pění kapaliny, je u jednoplášťových tlumičů plyn oddělen od kapaliny, nejčastěji plovoucím pístem (obr. 2-7). Plovoucí píst se samovolně pohybuje a kompenzuje nejen objem pístnice uvnitř tlumiče, ale i tepelnou roztažnost kapaliny [19]. Tlak plynu pod plovoucím pístem musí být alespoň takový, aby zajistil vyrovnání tlaku při maximální uvažované rychlosti roztahování tlumiče i při maximálním roztahení tlumiče.

Výhodou MR tlumičů oproti aktivním tlumičům je tzv. fail-safe systém. Tento systém zajišťuje tlumení i v případě přerušení dodávky proudu a MR tlumič pak funguje jako pasivní tlumič. Tlumicí síla MR tlumiče je závislá na jeho konstrukci, a i v neaktivovaném stavu může dosahovat vysokých hodnot. Fail-safe systém může být zlepšen použitím permanentních magnetů v plášti tlumiče. Tlumicí síla v neaktivovaném stavu je poté vyšší než u běžného MR tlumiče, ale lze ji snížit přivedením proudu na cívku, kdy je v jejím okolí vytvořeno magnetické pole a dojde k přemagnetování magnetů [14].



obr. 2-7 Řez MR tlumičem [18], upraveno





obr. 2-8 Dvě konstrukční varianty MR tlumiče [14], upraveno

## 2.4.1 MR kapaliny

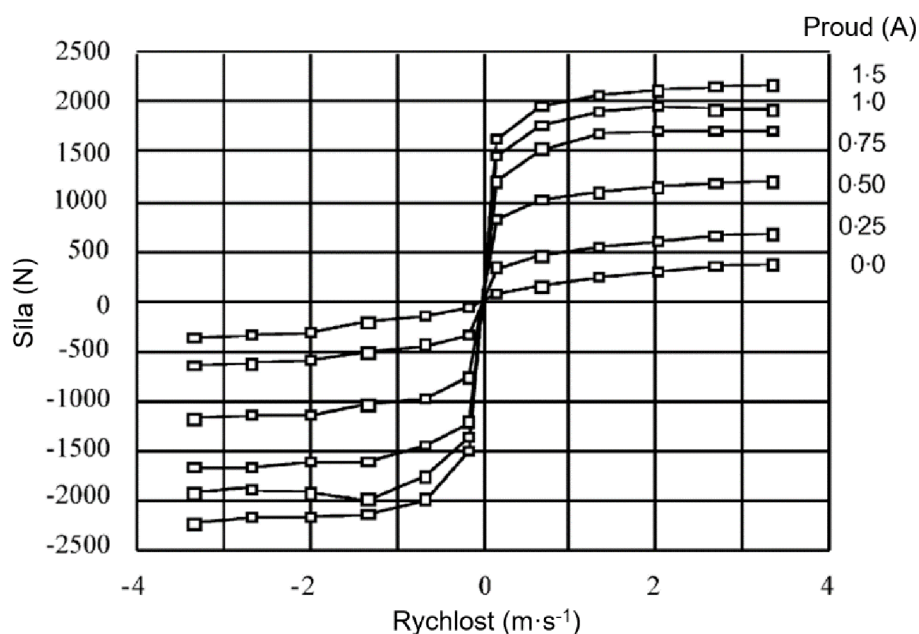
MR kapaliny jsou zástupcem tzv. inteligentních materiálů (smart materials) a jsou schopny velice rychle měnit svoji zdánlivou viskozitu v závislosti na intenzitě magnetického pole, ve kterém se nacházejí. MR kapalina je suspenze tvořená základní nosnou kapalinou (hydraulickým, minerálním či silikonovým olejem) a feromagnetickými částicemi. Dále se v kapalině mohou nacházet aditiva, která omezují sedimentaci a shlukování částic nebo například zlepšují mazací vlastnosti [20]. Rozsah pracovních teplot a viskozitu kapaliny v neaktivovaném stavu určují vlastnosti nosné kapaliny. Pokud není kapalina vystavena magnetickému poli, jsou částice náhodně rozptýleny v kapalině. V případě vystavení kapaliny magnetickému poli se začnou částice chovat jako magnetické dipóly a formovat se do řetězců ve směru magnetických siločar (obr. 2-7 vlevo). Tyto řetězce kladou odpor proti tečení kapaliny a tím zvyšují zdánlivou viskozitu kapaliny.

Podíl pevných částic v základovém oleji se pohybuje v rozmezí 20–48 objemových %. Částice mají kulovitý tvar a jejich velikost se pohybuje v rozmezí 1–100  $\mu\text{m}$ , respektive nejčastěji 0,1–10  $\mu\text{m}$ . Částice větší než 100  $\mu\text{m}$  zvyšují tření a způsobují rychlejší opotřebení mechanických částí tlumiče [20].

## 2.4.2 Silové charakteristiky MR tlumiče

### F-v charakteristika

F-v charakteristika je jednou ze základních charakteristik MR tlumiče a určuje, jak z názvu vyplývá, průběh síly v závislosti na rychlosti, viz obr. 2-9. Průběh charakteristiky závisí na několika parametrech, kterými jsou: průměr, respektive plocha pístu tlumiče, šířka mezery mezi pístem a pláštěm tlumiče, kterou proudí MR kapalina, výška pístu, dynamická viskozita MR kapaliny a rychlost pohybu pístu v tlumiči [21].



obr. 2-9 Podoba F-v charakteristiky [22], upraveno

### Dynamický rozsah

Jedná se o poměr mezi maximální a minimální silou při dané pístové rychlosti. Dynamický rozsah tlumiče závisí na několika faktorech, jakými jsou šířka a délka štěrbin, kterou proudí MR kapalina, a hodnota intenzity magnetického pole ve štěrbině [23].

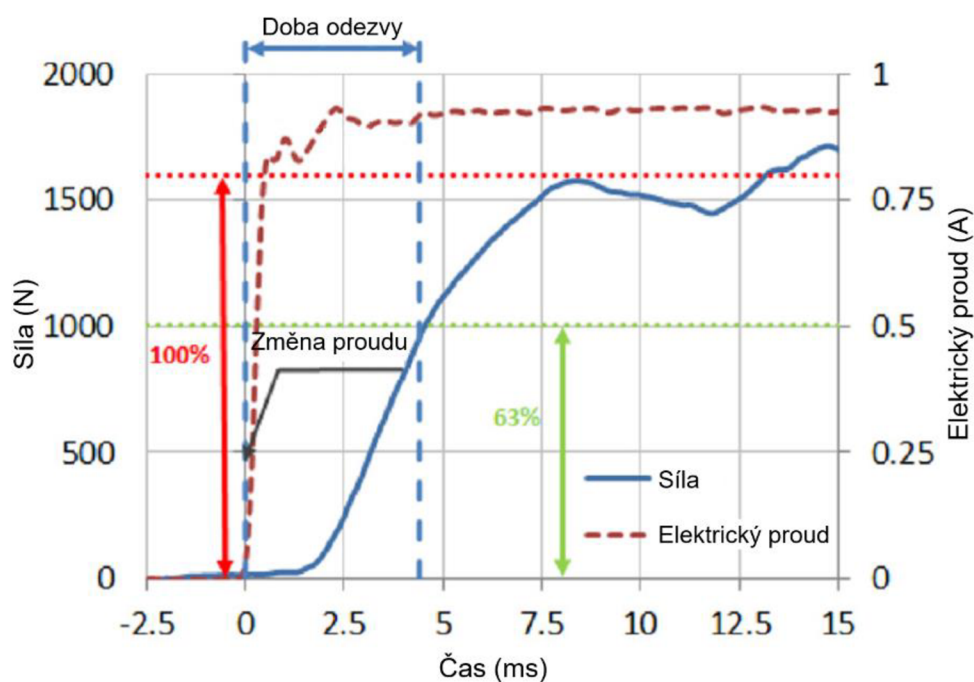
## 2.4.3 Doba odezvy tlumiče

Doba odezvy MR tlumiče je získána z odezvy výstupní veličiny (tlumící síly) na skokovou změnu vstupní veličiny (proud z řídicího okruhu). Doba odezvy MR tlumiče je uvažována jako čas, za kterou tlumič dosáhne určité části požadované tlumící síly odpovídající nastavenému proudu. V odborných člancích je uváděna doba odezvy jako čas potřebný pro dosažení 95 % [24] nebo 63,2 % požadované tlumící síly (viz obr. 2-10) [23]. V článku [25] je hodnota 63,2 % uváděna jako primární doba odezvy a hodnota 95 % jako sekundární doba odezvy.

Celková doba odezvy MR tlumiče je způsobena několika faktory:

- čas odezvy MR kapaliny,
- indukčnost cívky MR tlumiče,
- vířivé proudy v magnetickém okruhu,
- doba odezvy řídicí elektroniky,
- vliv rychlosti pohybu pístu tlumiče a tuhosti sestavy tlumiče.

Jednotlivé faktory jsou dále popsány v následujících podkapitolách.



obr. 2-10 Doba odezvy reálného tlumiče [23], upraveno

### Čas odezvy MR kapaliny

Hodnota času odezvy MR kapaliny se pohybuje v rozmezí 0,45–0,6 ms [23].

### Indukčnost cívky MR tlumiče

Indukčnost cívky MR tlumiče způsobuje nenulový čas odezvy (zpoždění) elektrického proudu oproti změně napětí na zdroji. Platí, že čím vyšší proud je přiveden na cívku, tím rychlejší nárůst napětí lze na cívce pozorovat a tím kratší je doba odezvy (obr. 2-11 vlevo) [12].

Dobu nárůstu proudu na požadovanou hodnotu lze výrazně snížit, pokud je použit proudový zdroj namísto napěťového zdroje. Proudový zdroj umožňuje dočasně zvýšit napětí na cívce (na napětí vyšší, než které odpovídá danému proudu) do té doby, než je

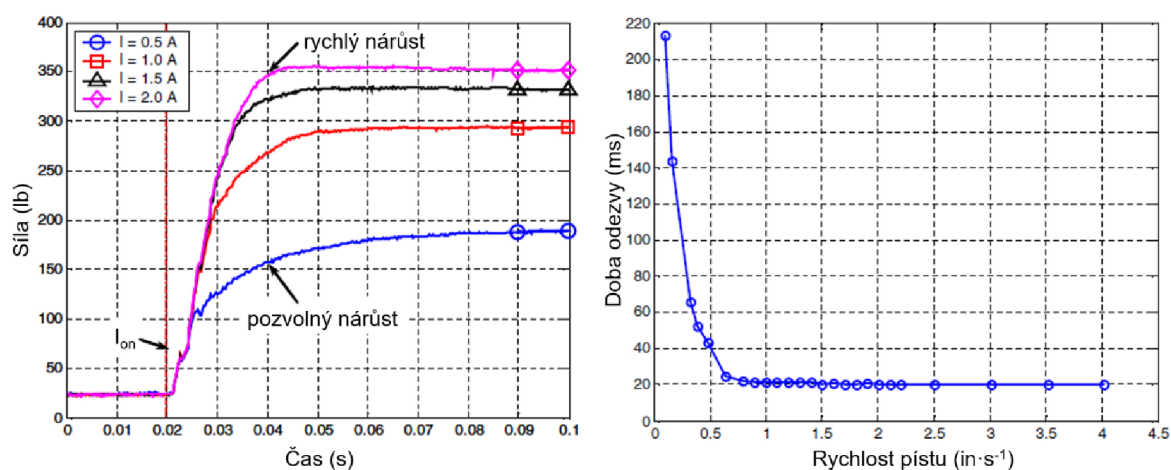
dosaženo požadované hodnoty proudu a následně dojde k ustálení napětí na hodnotě odpovídající této hodnotě proudu [23, 24].

Řídicí člen je schopen redukovat dobu odezvy elektrického proudu na řídicí signál až na 1 ms [23].

#### Vířivé proudy v magnetickém okruhu

Nárůst tlumicí síly po skokové změně elektrického proudu je mnohem delší v porovnání s průběhem elektrického proudu. Toto zpoždění je vysvětleno jako důsledek vířivých proudů, které se generují během rychlých změn elektrického proudu v cívice.

Vířivé proudy mohou být redukovány dvěma způsoby. První způsob je použití vhodných materiálů, které mají vysokou elektrickou rezistivitu (odpor). Materiály s vysokou elektrickou rezistivitou a dobrými magnetickými vlastnostmi jsou například ferity [23] nebo magneticky měkké kompozity (soft magnetic composites – SMC). Nevýhodou těchto materiálů jsou jejich špatné mechanické vlastnosti. Při použití pístu MR tlumiče z materiálu SMC je možné snížit primární dobu odezvy až na 1,06 ms [25].



obr. 2-11 Závislost nárůstu síly na čase (vlevo), závislost doby odezvy na rychlosti pístu (vpravo) [24], upraveno

Druhý způsob je tvarový přístup. Vířivé proudy mohou být regulovány vhodně zvoleným tvarem součásti, který zajistí dobrou magnetickou vodivost, ale zároveň zvýší elektrický odpor součásti. Elektrický odpor je závislý na délce dráhy toku elektrického proudu, který proudí kolmo k magnetickému toku. U pístu MR tlumiče to znamená vytvoření axiálních drážek, které protínají dráhy vířivých proudů (viz obr. 2-12). Tento požadavek vede na složité struktury, které je náročné až nemožné vyrobit konvenčními způsoby. Tyto tvarově složité díly lze vyrobit metodou SLM (Selective Laser Melting), což je 3D tisk kovů. Výhodou takto vyrobených dílů je nejenom redukce vířivých proudů, a tedy snížení doby odezvy MR tlumiče, ale i redukce hmotnosti. Při výrobě pístu MR tlumiče metodou SLM

je možné snížit primární dobu odezvy až na 1,32 ms a zvýšit dynamický rozsah až o 20 % oproti pístu vyrobeného z materiálu SMC [25].



obr. 2-12 Píst a vnější plášť MR tlumiče vyrobený metodou SLM [25]

#### Doba odezvy řídicí elektroniky

Dalším členem ovlivňující dobu odezvy MR tlumiče je doba odezvy řídicí elektroniky. Závislost doby odezvy na požadovaném proudu je taková, že čím je požadovaný proud vyšší, tím je doba odezvy delší. Doba odezvy způsobená řídicí elektronikou může být i vyšší než 10 ms [24].

#### Vliv rychlosti pohybu pístu tlumiče a tuhosti sestavy tlumiče

Experimenty v článku [24] prokázaly, že s rostoucí rychlostí pohybu pístu v tlumiči klesá doba odezvy přibližně exponenciálně, viz obr. 2-11 vpravo. Zmíněné výsledky jsou s největší pravděpodobností způsobeny vlastní tuhostí, respektive poddajností, tlumiče (tuhost uložení, tuhost rámu zatěžovacího stroje apod.). Se zvýšením síly dojde k deformaci jednotlivých součástí a tím i k prodloužení dráhy pístu. Toto prodloužení nastane ještě dříve než dosažení požadované síly, a proto naroste i čas potřebný k překonání rozdílu vzdálenosti, což se projeví jako zdánlivý nárůst doby odezvy. Jinými slovy čas potřebný pro překonání dráhy navýšené o deformaci součástí s rostoucí rychlostí klesá. Pro zjištění závislosti tuhosti systému na dobu odezvy byl v tomto článku proveden experiment, kdy byla postupně měněna tuhost uložení tlumiče. Z výsledků vyplývá, že tuhost sestavy tlumiče a jeho uložení má vliv na dobu odezvy. Čím tužší sestava je, tím nižší doby odezvy lze dosáhnout.

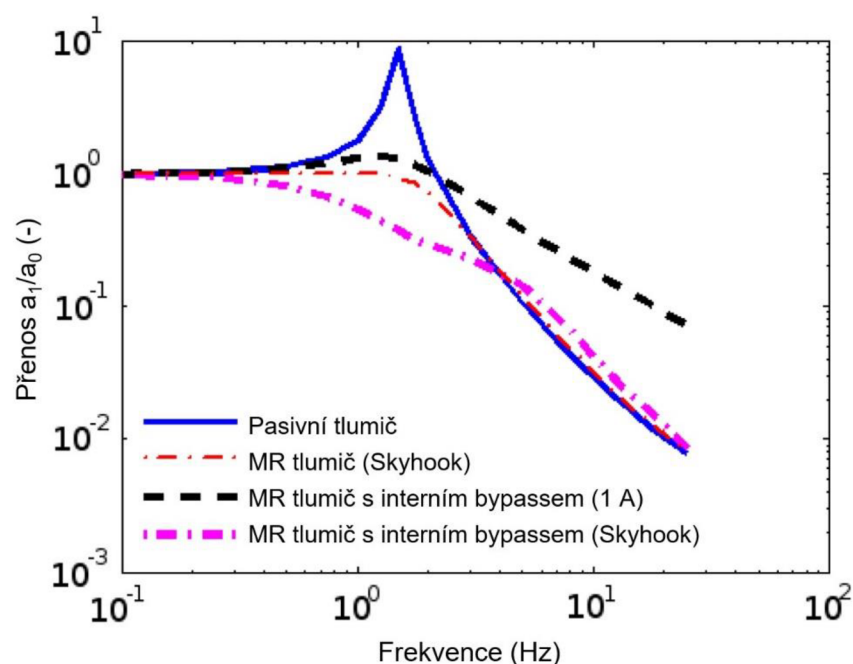
V článku [23] je dále uvedeno, že doba odezvy MR ventilu se liší v závislosti na tom, zda se jedná o odezvu na navýšení proudu (zvyšování tlumící síly) nebo naopak na snížení

proudu (snižování tlumící síly). Čas odezvy byl v tomto případě naměřen 3,6 ms pro snížení tlumící síly a 4,1 ms pro zvýšení tlumící síly.

#### 2.4.4 Porovnání pasivního a semiaktivního odpružení

V článku [14] je porovnána účinnost tlumení vibrací a rázů systému odpruženého pomocí pasivního tlumiče a MR tlumiče. V článku používají dvě konstrukční varianty MR tlumiče, a to MR tlumič s cívkami umístěnými v pístu a MR tlumič s interním bypassem (obr. 2-8). Řídicí algoritmus, který je použitý pro ověření účinnosti tlumení, je dvoustavový (on/off) Skyhook. Porovnávané tlumiče mají stejné rozměry. Dynamický model používaný v tomto článku má jeden stupeň volnosti a buzení systému je prováděno sinusovým signálem.

Na obr. 2-13 je přenosová charakteristika porovnávající tlumení vibrací pro pasivní tlumič, MR tlumič s cívkou v pístu s řídicím algoritmem Skyhook, MR tlumič s interním bypassem při konstantním proudu 1 A, který jsou napájeny cívkou, a MR tlumič s interním bypassem s řídicím algoritmem Skyhook.

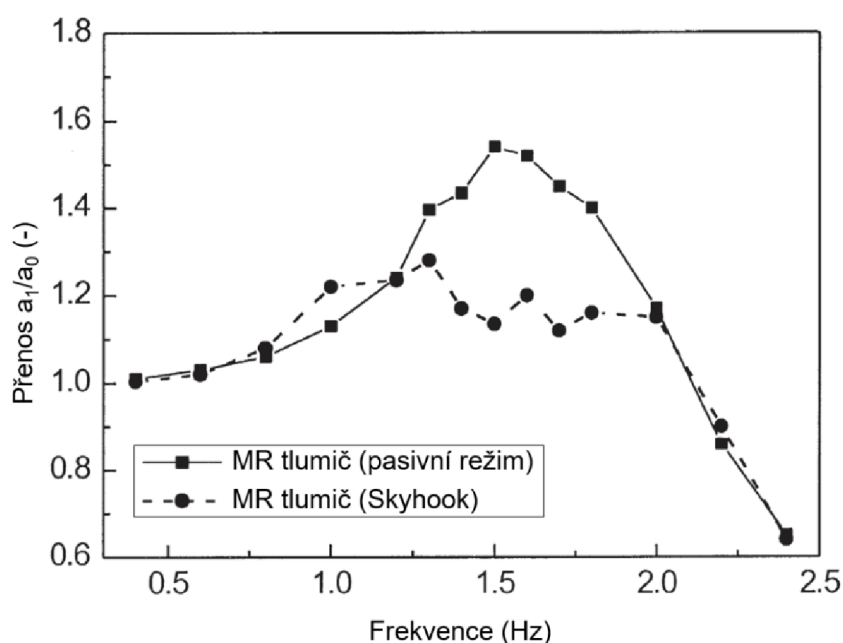


obr. 2-13 Přenosové charakteristiky pasivního a MR tlumiče [13], upraveno

Z výsledků této práce vyplývá, že přenosová charakteristika sedadla s MR tlumičem je mnohem lepší než přenosová charakteristika sedadla s pasivním tlumičem. U MR tlumiče s interním bypassem došlo ke zlepšení přenosové charakteristiky oproti konvenčnímu MR tlumiči pouze v oblasti rezonanční frekvence, při frekvencích vyšších i nižších než je rezonanční frekvence jsou hodnoty srovnatelné.

V poslední části se autor článku věnuje porovnání času potřebného k ustálení kmitání a počtu kmitů do ustálení kmitání. Pasivní tlumič potřebuje k ustálení kmitání nejdelší časový úsek. Při použití MR tlumiče dojde k výraznému zlepšení. Společně se snížením času dokmitu klesá i maximální hodnota výchylky odpruženého tělesa. Ustálený stav je vyhodnocován pomocí poměru mezi zrychlením odpružené hmoty a zrychlením budícího členu. Poměr by měl být menší než 0,05 % [14].

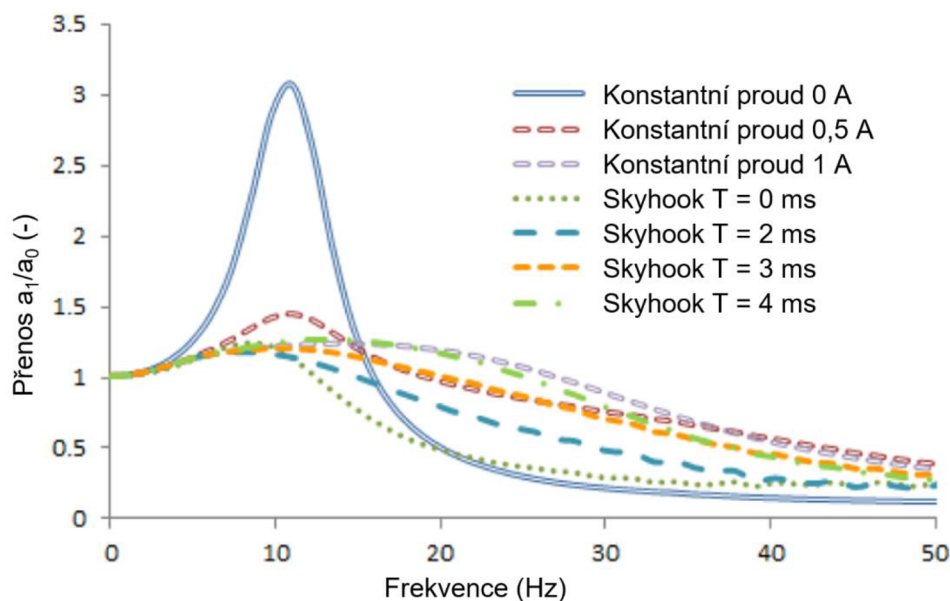
V článku [26] se autor věnuje odpružení sedadla pomocí MR tlumiče. Sestavu sedadla s MR tlumičem testuje pomocí simulace *hardware in the loop*. Testy provádí pro MR tlumič v pasivním režimu (konstantní proud na cívce v tlumiči) a MR tlumič s řídicím algoritmem Skyhook. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 2-14.



obr. 2-14 Porovnání MR tlumiče v pasivním režimu a s řídicím algoritmem Skyhook [25], upraveno

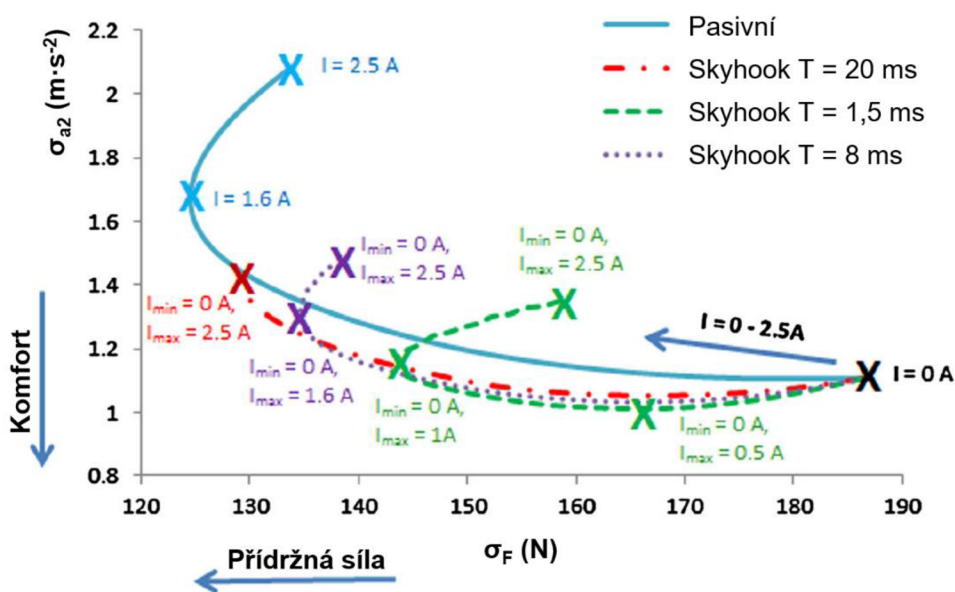
V článku [23] je vykreslená přenosová charakteristika pro různá nastavení tlumicí síly, respektive proudu na cívce MR tlumiče v pasivním režimu, a různé doby odezvy MR tlumiče při použití řídicího algoritmu Skyhook. Porovnání je na obr. 2-15. Průběh přenosové charakteristiky pro konstantní proud odpovídá průběhu přenosové charakteristiky na obr. 2-5. Z obrázku je dále patrný vliv doby odezvy na přenos vibrací.

V článku [27] je porovnáno pasivní tlumení a semiaktivní tlumení s algoritmem Skyhook a vliv doby odezvy MR tlumiče na výsledný dosažený komfort. V simulacích je uvažován MR tlumič s dobou odezvy 1,5, 8 a 20 ms. Použité algoritmy řízení byly Skyhook a Groundhook, respektive modifikovaný Groundhook. U obou typů algoritmů bylo dosaženo lepších výsledků při použití MR tlumiče s kratší dobou odezvy. U algoritmu Groundhook bylo v případě MR tlumiče s dobou odezvy 20 ms dosaženo pouze



obr. 2-15 Přenosová charakteristika pro různá nastavení MR tlumiče a řídicího algoritmu [23], upraveno

nepatrného zlepšení přítlaku kola. Naopak u algoritmu Skyhook bylo dosaženo zlepšení komfortu i při použití MR tlumiče s dobou odezvy 20 ms a čím menší je doba odezvy, tím je dosažitelný komfort vyšší (viz obr. 2-16). Simulace byly dále ověřeny měřením za použití čtvrtinového modelu automobilu se zavěšením kol využívající MR tlumiče s algoritmem modifikovaný Groundhook a dobou odezvy 8 a 20 ms. Z článku tedy vyplývá, že zanedbání doby odezvy MR tlumiče v simulaci vede k lepším výsledkům tlumení vibrací, než je tomu ve skutečnosti.



obr. 2-16 Závislost komfortu na době odezvy [27], upraveno



## 2.5 Řídící algoritmy tlumičů

Existuje několik typů řídicích algoritmů v závislosti na tom, jak ovlivňují chování odpružené hmoty. Mezi nejznámější algoritmy patří například Groundhook, který, v souvislosti s odpružením karosérie vozu, zajišťuje co nejstabilnější kontakt kola s vozovkou. Dalším známým algoritmem, který zlepšuje komfort, je Skyhook. V oblasti odpružení sedadel je důležitým kritériem právě komfort, a z toho důvodu jsou následující kapitoly zaměřeny na algoritmy zlepšující komfort.

### 2.5.1 Dvoustavový (on/off) Skyhook (SH-2)

Dvoustavový Skyhook je typ algoritmu, který funguje na principu zapnuto/vypnuto, a který přepíná mezi vysokou a nízkou hodnotou koeficientu tlumení k dosažení optimálního komfortu.

Algoritmus Skyhook potřebuje jako vstupní veličiny rychlost odpružené hmoty a relativní rychlost mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Řídící člen aktivuje tlumič, pokud rychlost odpružené hmoty a relativní rychlost odpružené hmoty vůči neodpružené hmotě má stejný směr. Použitý tlumič musí být schopen změnit svůj koeficient tlumení dle následujícího vztahu [28]:

$$c = \begin{cases} c_{min} & \text{pokud } v_1 \cdot (v_1 - v_0) \leq 0 \\ c_{max} & \text{pokud } v_1 \cdot (v_1 - v_0) > 0 \end{cases} \quad (2-2)[28]$$

kde:

$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	maximální koeficient tlumení,
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty.

### 2.5.2 Kontinuální Skyhook (SH-L)

Kontinuální Skyhook je vylepšená varianta dvoustavového Skyhooku, která umožňuje kontinuální změnu tlumicí síly v závislosti na rychlosti odpružené a neodpružené hmoty. Kontinuální Skyhook umožňuje měnit tlumicí charakteristiku několikrát během jednoho zdvihu. Frekvence změn je dána řídicím členem tlumiče. Koeficient tlumení je vyjádřen následovně [28]:

$$c = \begin{cases} c_{min} & \text{pokud } v_1 \cdot (v_1 - v_0) \leq 0 \\ \text{sat} \left( \frac{\alpha \cdot c_{max} \cdot (v_1 - v_0) + (1 - \alpha) \cdot c_{max} \cdot v_1}{(v_1 - v_0)} \right) & \text{pokud } v_1 \cdot (v_1 - v_0) > 0 \end{cases} \quad (2-3)$$

kde:

$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	maximální koeficient tlumení,
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$\alpha$	-	ladící koeficient, nabývá hodnot z intervalu $\langle 0; 1 \rangle$ .

Funkce  $\text{sat}()$  označuje meze (saturation operator) hodnot koeficientu tlumení, kterých může nabývat. Meze koeficientu tlumení jsou  $c \in \langle c_{min}; c_{max} \rangle$ .

Pokud je koeficient  $\alpha = 1$ , pak se jedná o tlumení shodné s předchozím dvoustavovým tlumením. Inovace spočívá ve skutečnosti, že v případě, že  $v_1 \cdot (v_1 - v_0) > 0$ , může hodnota koeficientu tlumení nabývat libovolné hodnoty z intervalu  $\langle c_{min}; c_{max} \rangle$  pro danou rychlost.

Tento algoritmus potřebuje tlumič, který umožňuje kontinuálně měnit hodnotu tlumení, jakým je například MR tlumič [28].

### 2.5.3 Algoritmus Acceleration driven damper (ADD)

Stejně jako algoritmus Skyhook vyžaduje i tento algoritmus dva senzory, avšak pro vyhodnocování jsou v tomto případě využívány hodnoty relativní rychlosti odpružené a neodpružené hmoty a zrychlení odpružené hmoty (namísto rychlosti odpružené hmoty v případě Skyhooku). Tento algoritmus je výhodné použít, pokud je vyžadována minimalizace vertikálního zrychlení odpružené hmoty. Pro měření zrychlení odpružené hmoty i její rychlosti je používán akcelerometr, ale v případě Skyhooku je zrychlení integrováno pro získání rychlosti. Z tohoto důvodu je ADD algoritmus jednodušší z hlediska získávání vstupních veličin [28].

$$c = \begin{cases} c_{min} & \text{pokud } a_1 \cdot (v_1 - v_0) \leq 0 \\ c_{max} & \text{pokud } a_1 \cdot (v_1 - v_0) > 0 \end{cases} \quad (2-4)$$

kde:

$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	maximální koeficient tlumení,

$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$a_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty.

#### 2.5.4 Algoritmus Power driven damper (PDD)

Algoritmus Power driven damper je dalším z algoritmů zlepšující komfort. Pro správnou funkci tohoto algoritmu je nutné znát tuhost pružiny  $k$ . Tento řídicí algoritmus závisí na hodnotě relativního posuvu a relativní rychlosti odpružené a neodpružené hmoty. Tlumící síla může být buď maximální, minimální, průměrná hodnota, nebo závislá na tuhosti pružiny, aktuální rychlosti a posuvu odpružené a neodpružené hmoty [28].

$$c = \begin{cases} c_{min} & \text{pokud } k \cdot (y_1 - y_0) \cdot (v_1 - v_0) + c_{min} \cdot (v_1 - v_0) \geq 0 \\ c_{max} & \text{pokud } k \cdot (y_1 - y_0) \cdot (v_1 - v_0) + c_{max} \cdot (v_1 - v_0) < 0 \\ \frac{c_{min} + c_{max}}{2} & \text{pokud } (y_1 - y_0) \neq 0 \wedge (v_1 - v_0) = 0 \\ -\frac{k \cdot (y_1 - y_0)}{(v_1 - v_0)} & \text{v ostatních případech} \end{cases} \quad (2-5)$$

kde:

$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	maximální koeficient tlumení,
$y_0$	$\text{m}$	translační posuv neodpružené hmoty,
$y_1$	$\text{m}$	translační posuv odpružené hmoty,
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$k$	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost pružiny.

#### 2.5.5 Kombinace algoritmů Skyhook a Acceleration driven damper (SH-ADD)

Kombinace algoritmů Skyhook a ADD spojuje nejlepší vlastnosti obou algoritmů, aniž by docházelo ke zvýšení početní náročnosti nebo hardwarových nároků.

Klíčovým prvkem tohoto algoritmu je jednoduchý selektor frekvenčního rozsahu, definovaný vztahem  $(a_1^2 - \alpha_f^2 v_1^2)$ , který je schopen rozlišit okamžité dynamické chování odpružené hmoty. Jak již bylo zmíněno, přepínání mezi nízkým a vysokým tlumením

zlepšuje přenosovou charakteristiku, jelikož při rezonančních frekvencích je vyžadováno vyšší tlumení, naopak při nadrezonančních frekvencích je vyžadováno nižší tlumení. Tento požadavek je podobný chování algoritmů Skyhook a ADD. Algoritmus Skyhook lépe tlumí vibrace při rezonančních frekvencích, a naopak algoritmus ADD lépe tlumí vibrace při nadrezonančních frekvencích. Tedy v případě nízkofrekvenčního buzení je vybrán algoritmus Skyhook, v opačném případě je zvolen algoritmus ADD [28].

$$c = \begin{cases} c_{max} & \text{pokud } (a_1^2 - \alpha_f^2 \cdot v_1^2) \leq 0 \wedge (v_1 \cdot (v_1 - v_0)) > 0 \text{ nebo} \\ & (a_1^2 - \alpha_f^2 \cdot v_1^2) > 0 \wedge (v_1 \cdot (v_1 - v_0)) > 0 \\ c_{min} & \text{v ostatních případech} \end{cases} \quad (2-6)$$

kde:

$c$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	maximální koeficient tlumení,
$v_0$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$a_1$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty,
$\alpha_f$	$rad \cdot s^{-1}$	frekvenční limit.

Parametr  $\alpha_f$  je reálné kladné číslo a v rovnicích reprezentuje frekvenční limit mezi nízkými a vysokými frekvencemi a je to jediná hodnota, která není získána z měření a musí být nastavena manuálně. Například pro odpružení motocyklů je tento parametr volen okolo hodnoty  $19 \text{ rad} \cdot s^{-1}$  (3 Hz) [28].

## 2.5.6 Kombinace algoritmů Skyhook a Acceleration driven damper s jedním senzorem (SH-ADD-1s)

Zjednodušená verze předchozího algoritmu využívá pouze jeden senzor. Tento algoritmus využívá stejný vztah  $(a_2^2 - \alpha^2 v_2^2)$  pro přepínání mezi Skyhookem a ADD. Tento algoritmus je vyjádřen pomocí vztahu [29]:

$$c = \begin{cases} c_{min} & \text{pokud } (a_1^2 - \alpha_f^2 v_1^2) \geq 0 \\ c_{max} & \text{pokud } (a_1^2 - \alpha_f^2 v_1^2) < 0 \end{cases} \quad (2-7)$$

kde:

$c$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení,
$c_{min}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	minimální koeficient tlumení,
$c_{max}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	maximální koeficient tlumení,

$v_l$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$a_l$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty,
$\alpha_f$	$rad \cdot s^{-1}$	frekvenční limit.

## 2.5.7 Porovnání řídicích algoritmů

V článku [30] je porovnána účinnost algoritmů Skyhook a ADD. Z výsledků publikovaných v tomto článku vyplývá, že algoritmus ADD dosahuje lepších výsledků, pokud je perioda vyhodnocení a změny tlumící síly v rozsahu 0,2–10 ms. Algoritmus Skyhook začíná dosahovat srovnatelných a lepších výsledků přibližně při hodnotě periody 10 ms. V článku ovšem není zmínka o době odezvy MR tlumiče. Lze tedy předpokládat, že při simulacích autoři článku považovali dobu odezvy za nulovou. V případě, že by byla vzata v úvahu doba odezvy MR tlumiče, dá se předpokládat dosažení srovnatelných výsledků při použití obou algoritmů.

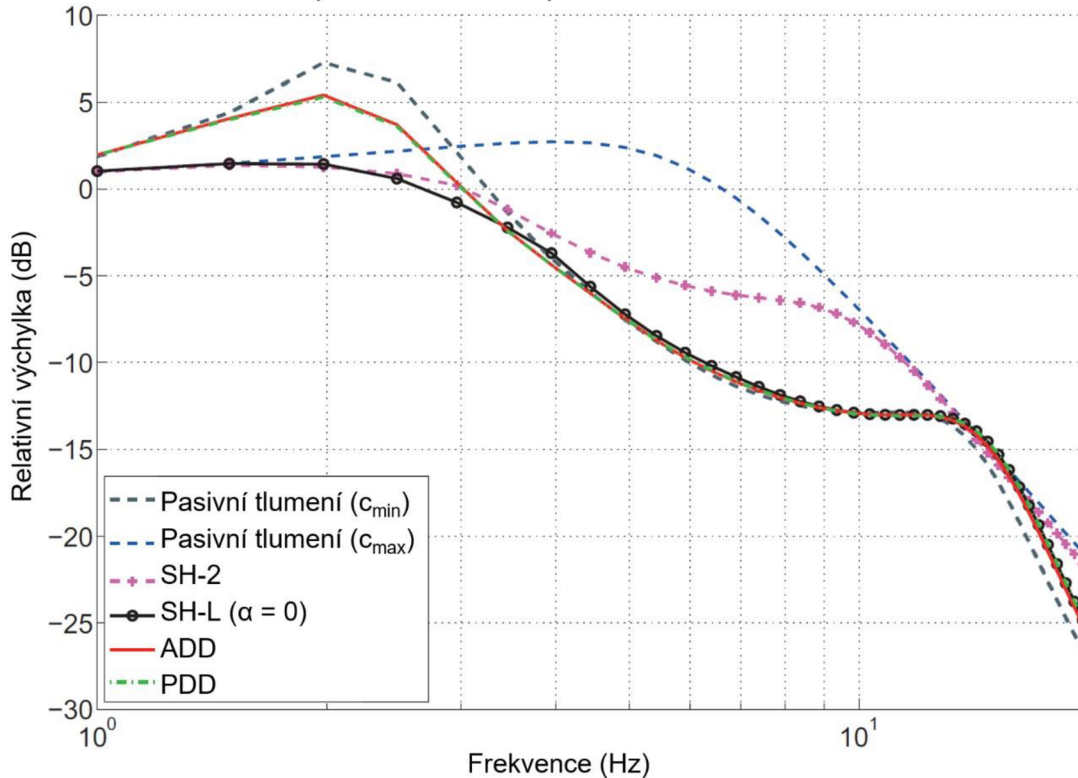
Autoři článku [28] porovnávali pasivní tlumič s MR tlumiči, které jsou řízeny pomocí algoritmů Skyhook, ADD a PDD z hlediska relativní výchylky mezi odpruženou a neodpruženou hmotou při přejezdu nerovnosti na silnici (obr. 2-17). Simulační model byl vytvořen pro soustavu se dvěma stupni volnosti a v simulaci byl zanedbán čas odezvy MR tlumiče. Na obr. 2-17 je vidět, že dvoustavový Skyhook zajišťuje v oblasti rezonančních frekvencí lepší útlum vibrací, než je tomu u algoritmu ADD. U nadrezonančních frekvencí je tomu naopak, což se shoduje s informacemi v kapitole 2.5.5.

V článku [29] porovnávají řídicí algoritmy na polovičním modelu automobilu se zahrnutím sedadla a řidiče. Jednotlivé algoritmy jsou mezi sebou porovnávány pomocí efektivní hodnoty zrychlení sedáku sedadla. Hodnoty jsou uvedeny v tab. 2-1.

tab. 2-1 Porovnání řídicích algoritmů [29]

	SH-2	SH-L	ADD	PDD	SH-ADD	SH-ADD-1s
Efektivní hodnota zrychlení ( $m \cdot s^{-1}$ )	0,293	0,318	0,359	0,352	0,301	0,334

Přenos vibrací mezi odpruženou a neodpruženou hmotou v závislosti na frekvenci



obr. 2-17 Porovnání řídicích algoritmů [28], upraveno

## 2.6 Možnosti testování sestavy

Ještě před tím, než je zkonstruována kompletní sestava a implementován do ní řídicí algoritmus, je nutné otestovat funkčnost řídicího algoritmu. Existují tři možnosti, jak takové testování provést.

### 2.6.1 Model in the loop

Nejjednodušší možností, jak otestovat funkčnost řídicího algoritmu, je simulace *model in the loop* [31]. Model s řídicím algoritmem se vytvoří ve vhodném programu, kterým může být například Matlab/Simulink, a spustí se simulace. Výsledky z takové simulace dávají dobrou představu o chování systému, ale jsou značně idealizované.

### 2.6.2 Processor in the loop

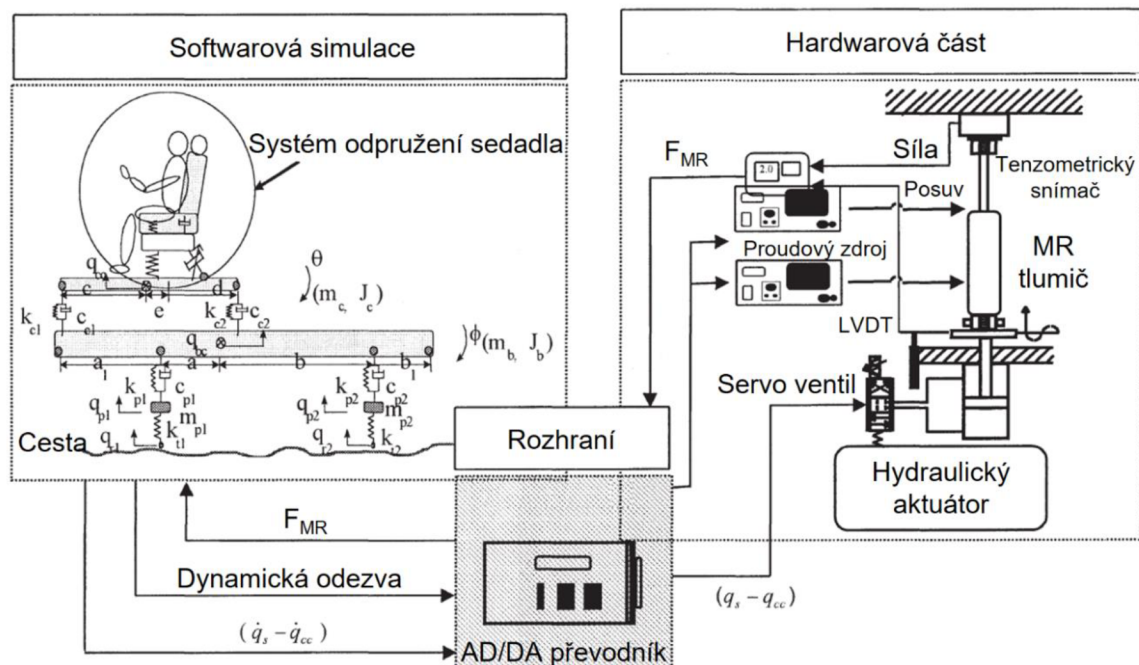
Simulace *processor in the loop* je již více přiblížená realitě než předchozí simulace. Jako řídicí systém se využije např. univerzální vývojová deska (se stejným procesorem, který

bude využit i u reálného zařízení), do které se nahraje řídicí algoritmus. Jako řízený systém lze využít běžný počítač, do kterého je nahrán kód modelu řízené sestavy [31]. Dalším důležitým členem je komunikační kanál mezi těmito dvěma součástmi. Celou simulaci lze ovládat z externího počítače, zaznamenávat data, měnit parametry apod. Simulace probíhá v reálném čase a lze jí ověřit například dobu odezvy řídicího obvodu a posoudit, zda je výkon procesoru dostatečný.

### 2.6.3 Hardware in the loop

Nejblíže k reálné sestavě je simulace *hardware in the loop*. Její princip je podobný simulaci *processor in the loop*. Na rozdíl od předchozí zmíněné simulace, využívá simulace *hardware in the loop* reálné komunikační rozhraní a speciální hardware, který přímo simuluje fyzikální veličiny sestavy. Simulace *hardware in the loop* probíhá vždy v reálném čase [31]. Výhodou této simulace oproti testování na reálné sestavě je možnost simulovat i poruchy či měnit parametry soustavy.

Autoři článku [26] ve své práci řeší odpružení sedadla pro pracovní stroje. Dynamický model obsahuje kromě odpružení sedadla i odpružení kabiny a odpružení kol vozidla. Jelikož by testování na reálné sestavě bylo nákladné, využívají právě simulaci *hardware in the loop*. Schéma simulace je na obr. 2-18.



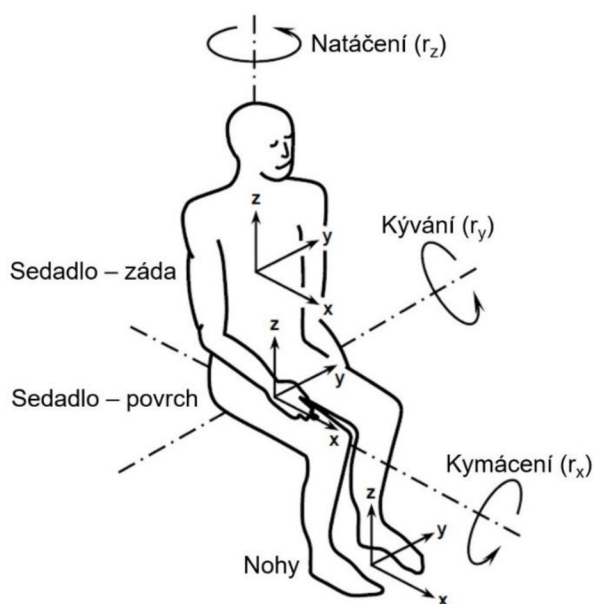
obr. 2-18 Simulace *hardware in the loop* [26], upraveno

## 2.7 Hodnocení vibrací

Aby bylo možné posoudit kvalitu odpružení sedadla, je nutné určit parametr, podle kterého bude posuzována. K zajištění co nejvyššího komfortu je vyžadováno, aby vibrace přenesené z rámu stroje na sedadlo byly co nejmenší.

Norma ISO 2631-1 [32] popisuje vliv vibrací na osoby a zabývá se jejich vlivem na pohodlí, vnímání a nemoc z pohybu. Zabývá se vibracemi přenášenými na lidské tělo jako celek z opěrných povrchů, které pro sedící osobu jsou zadek, záda a nohy. Veličinou, která vyjadřuje velikost vibrací, je zrychlení.

Vibrace přenášené na lidské tělo by měly být dle normy měřeny na rozhraní mezi zdrojem vibrací (sedadlem) a lidským tělem. Pokud nelze provést měření přímo na rozhraní, lze měření provést na tuhé části konstrukce. Vibrace jsou měřeny podle soustavy souřadnic, která má počátek v bodě, kde vibrace vstupují do lidského těla. Tyto soustavy souřadnic se nazývají basicentrické a jsou znázorněny na obr. 2-19. Pro měření je nutné, aby jednotlivé snímače umístěné v jednom měřicím místě byly na sebe kolmé.



obr. 2-19 Basicentrická soustava souřadnic sedící osoby [3]



Doba trvání měření musí být taková, aby bylo zajištěno, že naměřené vibrace budou typické pro danou expozici, která se posuzuje. Uvažovaný rozsah vibrací je dle normy:

- 0,5–80 Hz pro pohodlí, vnímání a zdraví a
- 0,1–0,5 Hz pro nemoc z pohybu [32].

## 2.7.1 Vliv vibrací na člověka

Odezva člověka na vibrace je ovlivněna mnoha faktory, jako je druh populace (věk, pohlaví, velikost), zkušenosti, očekávání, poloha těla, činnost (řidič nebo pasažér) apod. Informace následujících podkapitol byly čerpány z normy ISO 2631-1 [32].

### Vliv vibrací na zdraví

V případě dlouhodobého působení vibrací o vysoké intenzitě je zvýšené zdravotní riziko v bederní oblasti zad a nervové soustavy v této části zad. Je to způsobeno dynamickým chováním zad (horizontální dislokace a torze v úseku bederní páteře). Dále může expozice vibracím způsobit zhoršení patologických postižení zad vnitřního původu. Zdravotní komplikace způsobené vibracemi se většinou dostavují až po několika letech. Z toho plynou požadavky, aby měření expozice vibracím bylo reprezentativní pro celou dobu expozice. Do měření se nezahrnují přechodové děje o vysoké velikosti, jaké se mohou vyskytnout například při nehodě.

### Vliv vibrací na pohodlí

Závislost pohodlí na velikosti vibrací je různá a je ovlivněna řadou faktorů, jako například očekávání cestujících ve vztahu k celkové délce jízdy, teplotě, hluku apod. Z těchto důvodů není stanovena nejvyšší přípustná hodnota. Následující hodnoty jsou pouze přibližnými údaji pravděpodobných reakcí na různé hodnoty celkových vibrací ve veřejné dopravě:

nižší než $0,315 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	nejsoú nepohodlné,
$0,315 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ až $0,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	trochu nepohodlné,
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ až $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	přijatelně nepohodlné,
$0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ až $1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	nepohodlné,
$1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ až $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	velmi nepohodlné,
vyšší než $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	extrémně nepohodlné.

## Nemoc z pohybu

Výskyt nemoci z pohybu neboli kinetózy se nejčastěji objevuje v rozmezí frekvencí 0,1–0,5 Hz. Nejčastěji se s nemocí z pohybu v rozmezí těchto frekvencí setkáme na lodích a námořních plavidlech, a nikoliv u silničních vozidel.

### 2.7.2 Způsob hodnocení vibrací

#### Metoda vážené efektivní hodnoty zrychlení

Základní metodou hodnocení vibrací je metoda vážené efektivní hodnoty zrychlení [32] a vypočte se podle následující rovnice:

$$a_{ef} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T [a_1(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-8)$$

kde:

$a_{ef}$      $m \cdot s^{-2}$             efektivní hodnota zrychlení,

$T$          $s$                         doba trvání měření,

$a_1$          $m \cdot s^{-2}$             zrychlení odpružené hmoty.

Pokud je měření zrychlení diskrétní, úroveň komfortu může být vyjádřena jako standardní odchylka zrychlení odpružené hmoty [27]. Vzorec pro výpočet je poté:

$$\sigma(a_1) = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_{1(t)}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-9)$$

kde:

$\sigma(a_1)$      $m \cdot s^{-2}$             standardní odchylka zrychlení odpružené hmoty,

$a_1$          $m \cdot s^{-2}$             zrychlení odpružené hmoty.

#### Metoda průběžné efektivní hodnoty zrychlení

Tato metoda zohledňuje náhodné rázy a přechodové vibrace použitím krátké integrační časové konstanty [32]. Efektivní hodnota zrychlení se spočítá dle rovnice:

$$a_{ef}(t_0) = \left[ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_1(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-10)$$

kde:

$a_{ef}$          $m \cdot s^{-2}$             efektivní hodnota zrychlení,

$a_1$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty,
$t_0$	s	čas pozorování (okamžitý),
$\tau$	s	doba integrace probíhajícího průměrování.

#### Metoda čtvrté mocniny dávky vibrací

Při použití čtvrté mocniny namísto druhé mocniny časového průběhu zrychlení je tato metoda hodnocení mnohem citlivější na rázy a jiné extrémní hodnoty v průběhu měření [32]. Její výpočet je dle rovnice:

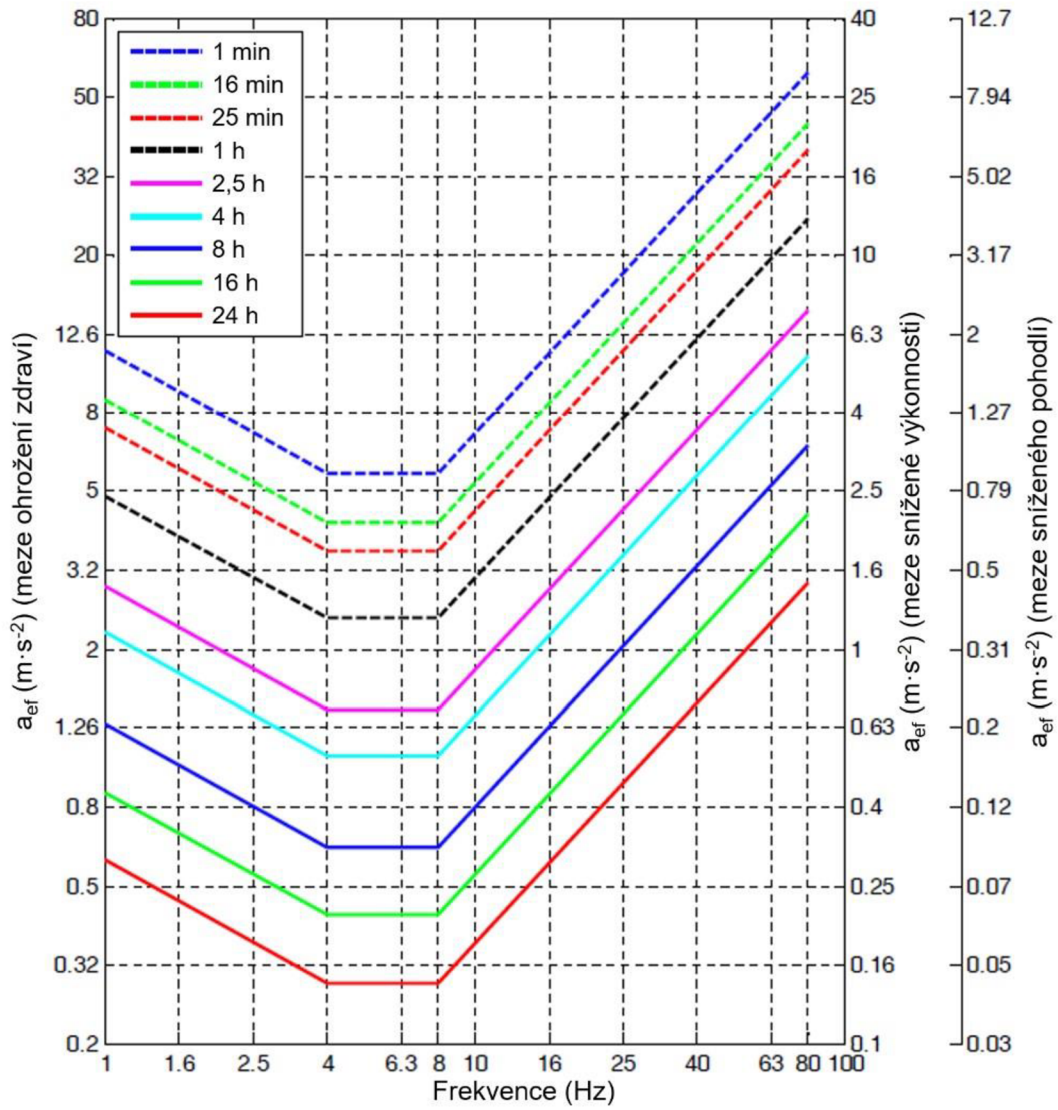
$$a_{VDV} = \left[ \int_0^T [a_1(t)]^4 dt \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2-11)$$

kde:

$a_{VDV}$	$m \cdot s^{-1,75}$	kvartová hodnota dávky vibrací,
$T$	s	doba trvání měření,
$a_1$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty.

V případě, že pomocí rovnice (2-8–2-11) je vyhodnocován přenos vibrací na člověka a míra, jakou vibrace ovlivňují zdraví, pohodlí, vnímání a vznik nemoci z pohybu je nutné použít frekvenční vážení, které zohledňuje frekvenční složení vibrací. Pro různé směry, ve kterých vibrace působí, se používají rozdílná frekvenční vážení. Koeficienty frekvenčního vážení jsou součástí normy ISO 2631-1.

Pro určení reakce lidského těla na působení mechanického kmitání je rozhodující jeho intenzita, frekvence, směr a doba působení. Norma definuje mez snížené výkonnosti, mez sníženého pohodlí a mez ohrožení zdraví. Meze pro stejné doby účinku efektivních hodnot zrychlení ve svislém směru pro osoby sedící v závislosti na frekvenci jsou znázorněny na obr. 2-20. Pro vertikální směr působení vibrací je lidské tělo nejcitlivější v rozmezí 4–8 Hz. Z toho důvodu jsou nejnižší hodnoty efektivních zrychlení na obr. 2-20 právě v této oblasti.



obr. 2-20 Meze pro stejné doby účinku efektivních hodnot zrychlení ve svislém směru pro osoby sedící [3], upraveno

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Při návrhu odpružení sedadla řidiče zemědělských strojů jsou hlavním problémem vibrace přenášené z rámu stroje na sedadlo řidiče, respektive na řidiče samotného. Oproti běžným silničním vozidlům, mají zemědělské stroje mnohem větší nároky na dobré odpružení sedadla, jelikož se pohybují po nezpevněných cestách a ve většině případů nemají primární odpružení náprav.

Pro správný návrh semiaktivního odpružení je nezbytné znát amplitudu vibrací, jelikož MR tlumič má nelineární tlumící charakteristiku. Tudíž je vhodné použít jako budící signál do modelu naměřený signál z provozu reálného stroje a na základě těchto dat vhodně simulovat a navrhnout odpružení využívající MR tlumič s krátkou dobou odezvy, které zajistí co nejlepší izolaci řidiče od vibrací. Z toho důvodu je nutné navrhnout inerciální měřící jednotku, pomocí které bude možné měřit vibrace na rámu a na sedadle stroje pro získání vstupního signálu do simulace.

V zemědělských strojích se vyskytují vibrace o vysoké intenzitě v rozmezí 0,5–11 Hz [1] a lidské tělo je nejcitlivější na vibrace v rozmezí frekvencí 4–8 Hz [3]. Použití semiaktivního systému odpružení využívající MR tlumič s rychlou dobou odezvy dokáže výrazně snížit přenos vibrací oproti pasivním tlumičům a komerčně dostupným MR tlumičům, zejména v oblasti rezonančních frekvencí.

Problémem, který souvisí se snižováním vibrací, respektive zrychlení, sedadla, je výchylka sedadla. Ta je požadována co nejnižší z hlediska minimalizace výchylky řidiče vůči volantů a ostatním ovládacím prvkům, které jsou v kabině statické, a zároveň je omezena z konstrukčního hlediska maximálním zdvihem sedadla.

Dílčím problémem, který je nutné vyřešit, je způsob simulace systému odpružení, který zahrnuje reálné parametry MR tlumiče.

### 3.2 Analýza a zhodnocení řešerše

K zajištění maximálního komfortu je vyžadováno, aby vibrace přenášené z rámu stroje na řidičovo sedadlo byly co nejnižší. Požadavky na tlumení jsou rozdílné pro nadrezonanční a podrezonanční frekvence. Při malé tlumící síle dochází u nadrezonančních frekvencí k velmi dobrému útlumu, avšak při rezonanční frekvenci dochází k zesílení vibrací. Při velké tlumící síle je tomu naopak. Pasivní systém odpružení je tímto značně omezen a jeho nastavení je vždy kompromisem pro danou aplikaci. Použití semiaktivního

systemu odpružení, který spojuje výhody pasivního systému odpružení (jednoduchost a kompaktnost) a aktivního systému odpružení (proměnlivá tlumící síla), namísto pasivního přináší zlepšení vibroizolace a zvyšuje řidičův komfort.

### Konstrukce sedadel

Z této části vyplývá, že z dnes používaných vodících mechanismů je vhodnější nůžkový mechanismus, jelikož jeho konstrukce je tužší a pohyb je realizován pouze ve vertikální ose. Dalším důležitým poznatkem je, že řidič působí na sedadlo pouze 73 % své hmotnosti [13].

### Dynamický model

Důležitou součástí návrhu odpružení využívající MR tlumič je dynamický model, který zahrnuje reálné parametry tlumiče, jako je dynamický rozsah a doba odezvy tlumiče.

Z rešerše vyplývá, že články, v kterých bylo simulováno odpružení sedadla využívající MR tlumič, již publikovány byly a rovněž v nich byly porovnány jednotlivé řídicí algoritmy [28, 29]. Různé algoritmy zajišťují jiný útlum v oblasti rezonančních a nadrezonančních frekvencí. Pro simulace byly na základě rešerše vybrány tři algoritmy – Skyhook, Kontinuální Skyhook a algoritmus Acceleration driven damper.

Jedním z důležitých parametrů MR tlumiče je jeho doba odezvy. Vliv na dosažitelný komfort při změně doby odezvy byl popsán v článku [27] a čím je doba odezvy kratší, tím lepších výsledků je možné dosáhnout. Zanedbáním doby odezvy v simulaci je dosaženo lepších výsledků, než kterých je možné dosáhnout v reálném systému. Z toho důvodu je důležité, pro dobrou shodu mezi simulačním modelem a reálným systémem, implementovat dobu odezvy do modelu. V publikovaných článcích je ale doba odezvy ve většině případů zanedbávána [22, 28, 29] a výsledky jsou tedy zkreslené. Při použití MR tlumiče s dobou odezvy kratší než 5 ms lze předpokládat výrazné snížení přenosu vibrací oproti pasivním systémům odpružení a zlepšení i oproti systémům využívající komerčně dostupné MR tlumiče, jejichž doba odezvy se pohybuje v řádu desítek ms.

Jelikož je tlumící charakteristika MR tlumiče nelineární, je nutné znát amplitudu budícího signálu v reálných podmínkách, ve kterých má sedadlo pracovat. Ve výše uvedených článcích autoři používají jako budící signál uměle generované signály – sweep nebo signál představující přejezd překážky. Pro přiblížení simulací reálnému stavu systému je ale vhodnější jako budící signál používat signál naměřený v reálných strojích při práci. V článku [30] je jako budící signál použitý reálný naměřený signál, nicméně je opět zanedbána doba odezvy tlumiče.

### Hodnocení vibrací

Pro správné hodnocení kvality odpružení je nutné správně vyhodnocovat vibrace přenášené na sedadlo. Touto problematikou se zabývá norma ISO 2631. Z této normy vyplývá, že pro

hodnocení vibrací z hlediska jejich působení na sedícího člověka je využíváno hodnot zrychlení a dále tato norma stanovuje rozsah frekvencí, při kterých mají být vibrace vyhodnocovány, který je 0,5–80 Hz.

### 3.3 Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je návrh sedadla pro traktor, které bude využívat semiaktivní systém odpružení zahrnující MR tlumič s krátkou dobou odezvy. Takto navržený systém odpružení bude řízen pomocí vhodného algoritmu a zajistí lepší izolaci řidiče od vibrací než jakýkoli pasivní systém. Pro simulaci systému odpružení sedadla je nutné sestavit dynamický model, který zahrnuje reálnou dobu odezvy MR tlumiče a je buzen signálem naměřeným v reálném stroji při provozu. Cílem je pomocí výsledků z dynamického modelu definovat parametry MR tlumiče a zároveň ověřit, že krátká doba odezvy MR tlumiče je přínosná i v případě odpružení sedadla.

Mezi dílčí cíle patří:

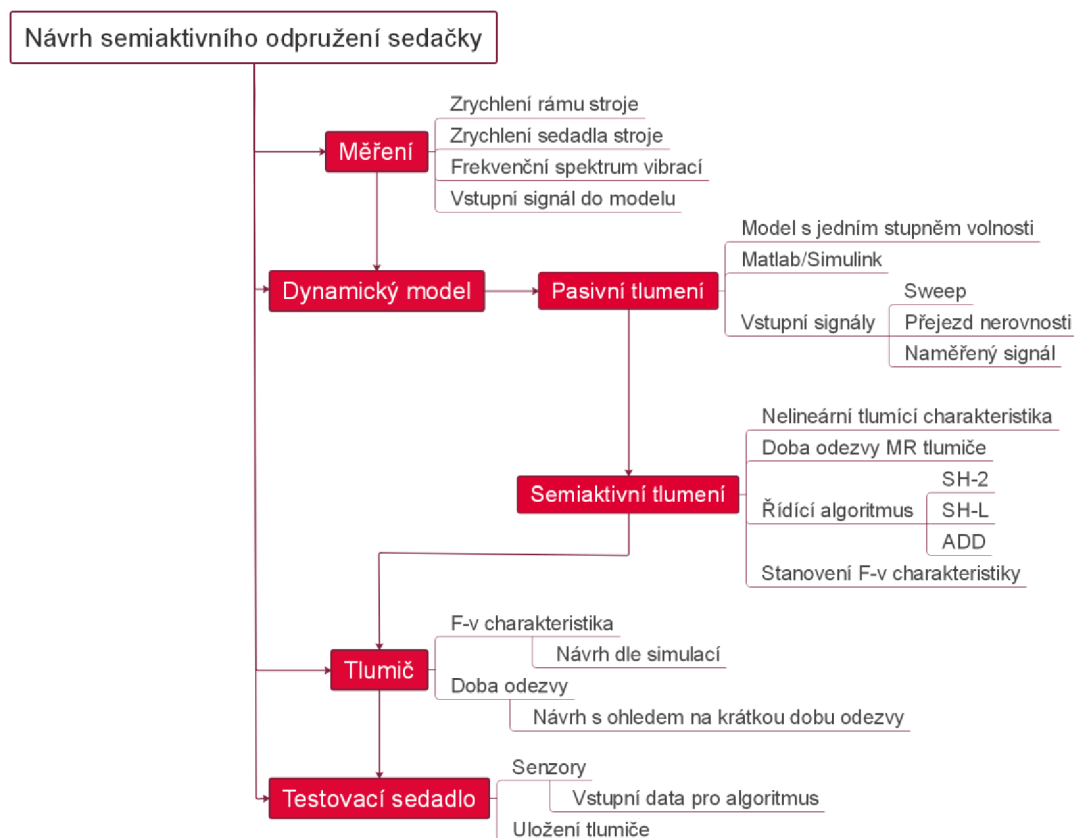
- určení vhodného řídicího algoritmu a tlumící charakteristiky MR tlumiče,
- úprava tlumiče, pro dosažení požadovaných parametrů a rychlé doby odezvy,
- návrh sestavy, na které bude možné testovat účinnost MR tlumiče v systému odpružení sedadla, včetně uložení tlumiče a potřebných senzorů pro řízení.

## 4 MATERIÁL A METODY

### 4.1 Postup řešení

Postup řešení je znázorněn na schématu, viz obr. 4-1. Hlavním bodem v návrhu odpružení sedadla je vytvoření dynamického modelu, který bude simulovat reálnou sestavu, a pomocí něho nadefinovat vhodné parametry MR tlumiče. Do modelu je nutné zahrnout F-v charakteristiku, řídicí algoritmus a dobu odezvy MR tlumiče.

Pro přiblížení simulací realitě a zjištění amplitudy vibrací přenášovaných na rám stroje a dále na sedadlo a výslednou velikost výchylky sedadla je třeba provést měření na reálných strojích při práci.



obr. 4-1 Postup řešení

Třetím bodem je úprava MR tlumiče, který je vhodný pro zástavbu do sedadla tak, aby splňoval požadavky na tlumicí charakteristiky (dynamický rozsah a podoba F-v charakteristiky tlumiče pro aktivovaný a neaktivovaný stav) a měl krátkou dobu odezvy.



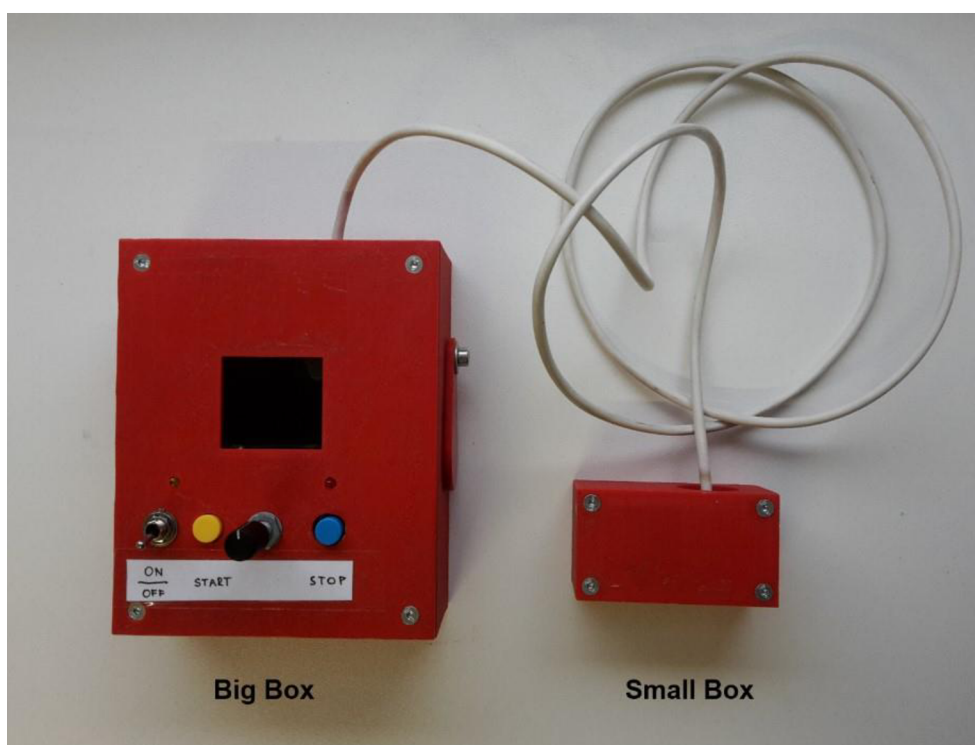
V této části je nutné zohlednit reálné uložení tlumiče pro zachování požadovaných parametrů, jelikož tlumič není uložen vertikálně.

Posledním krokem je návrh testovacího sedadla, pomocí kterého je možné změřit přenos vibrací z rámu na sedadlo, v kterém je zabudován výše zmíněný tlumič a senzory potřebné pro získávání vstupních dat do řídicího algoritmu tlumiče.

## 4.2 Měření

Jelikož je tlumicí charakteristika MR tlumiče nelineární, a tedy velikost tlumicí síly je závislá na rychlosti, je nutné znát amplitudu zrychlení a rychlosti vibrací vyskytujících se v reálných strojích při práci. Pro zjištění velikosti amplitudy zrychlení a frekvenčního spektra vibrací na rámu stroje, respektive na podlaze kabiny stroje, a na sedadle řidiče při práci, bylo nutné navrhnout inerciální měřicí jednotku. Tato jednotka musí být navržena s ohledem na použití – musí být napájena z interní baterie, její rozměry musí být co nejmenší a změřená data je nutné zaznamenávat a ukládat na paměťovou kartu v zařízení.

Navržená inerciální měřicí jednotka se skládá z velké (Big Box – BB) a malé krabičky (Small Box – SB), viz obr. 4-2. Oba boxy byly zhotoveny 3D tiskem metodou FDM z materiálu ABS. Ve velkém boxu je umístěn akcelerometr FXOS8700 a gyroskopický

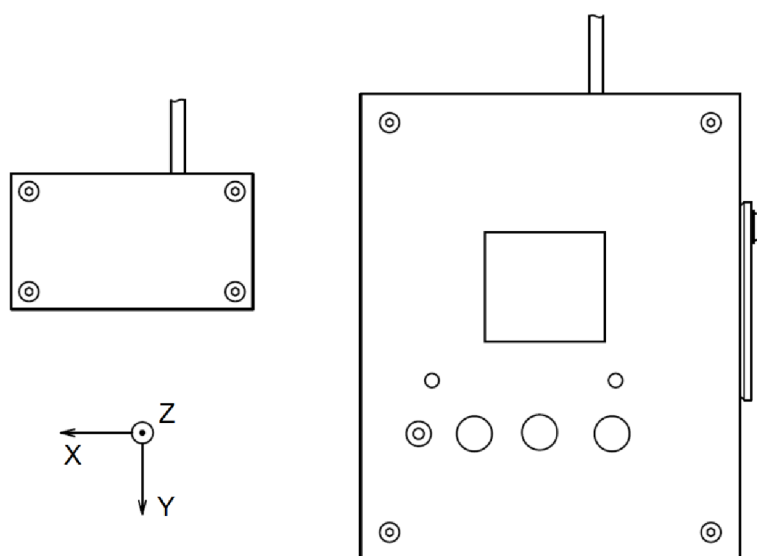


obr. 4-2 Inerciální měřicí jednotka

senzor FXAS21002C. Dále je zde umístěn slot pro paměťovou kartu, na kterou se zaznamenávají data, baterie a USB konektor určený pro její nabíjení, displej s ovládacími tlačítky, dvě LED diody (červená signalizuje zapnutí přístroje a blikající žlutá signalizuje ukládání měřených dat) a konektor pro připojení malého boxu. V malém boxu se nachází akcelerometr a gyroskopický senzor MPU 6050.

Při měření je velký box připevněn na rám stroje, respektive na podlahu kabiny, pomocí oboustranné lepicí pásky pro měření vibrací přenášených do kabiny stroje a malý box je připevněn na sedák sedadla pro měření vibrací přenášených na sedadlo a dále na řidiče. Po připevnění je provedeno nastavení vzorkovací frekvence a rozsahu akcelerometrů a gyroskopických snímačů a následně může být spuštěno měření.

Orientace os akcelerometrů v měřících boxech je znázorněna na obr. 4-3. V tabulkách jednotlivých měření je uváděna orientace vertikální osy.



obr. 4-3 Orientace os akcelerometrů

### 4.3 Dynamický model

Pro vytvoření dynamického modelu byl zvolen program Matlab/Simulink. Nejprve byl vytvořen dynamický model pasivního systému tlumení, který je jednodušší a lze u něj snadněji ověřit správnou funkci. Tento model byl po verifikaci převeden na dynamický model semiaktivního systému odpružení doplněním o dobu odezvy MR tlumiče a řídicí algoritmus, který řídí přepínání tlumící síly.

System odpružení je modelován jako soustava se třemi základními prvky – tuhým tělesem, nehmotnou pružinou a nehmotným tlumičem. Dynamický model je vytvořen jako sestava s jedním stupněm volnosti (viz obr. 2-4), na základě pohybové rovnice, která má tvar:

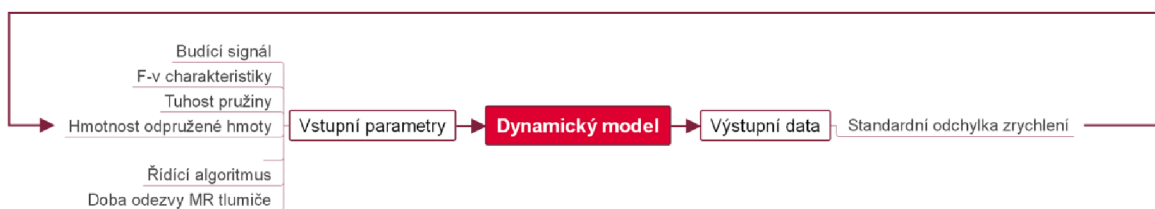
$$a_1 = -\frac{c \cdot (v_1 - v_0) - k \cdot (y_1 - y_0)}{m} - g \quad (4-1)$$

kde:

$m$	kg	hmotnost odpružené hmoty,
$c$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	koeficient tlumení tlumiče,
$k$	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost pružiny,
$g$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení,
$y_0$	m	translační posuv neodpružené hmoty,
$y_1$	m	translační posuv odpružené hmoty,
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty,
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty,
$a_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty.

Jednotlivé veličiny jsou značeny stejně i v dynamickém modelu.

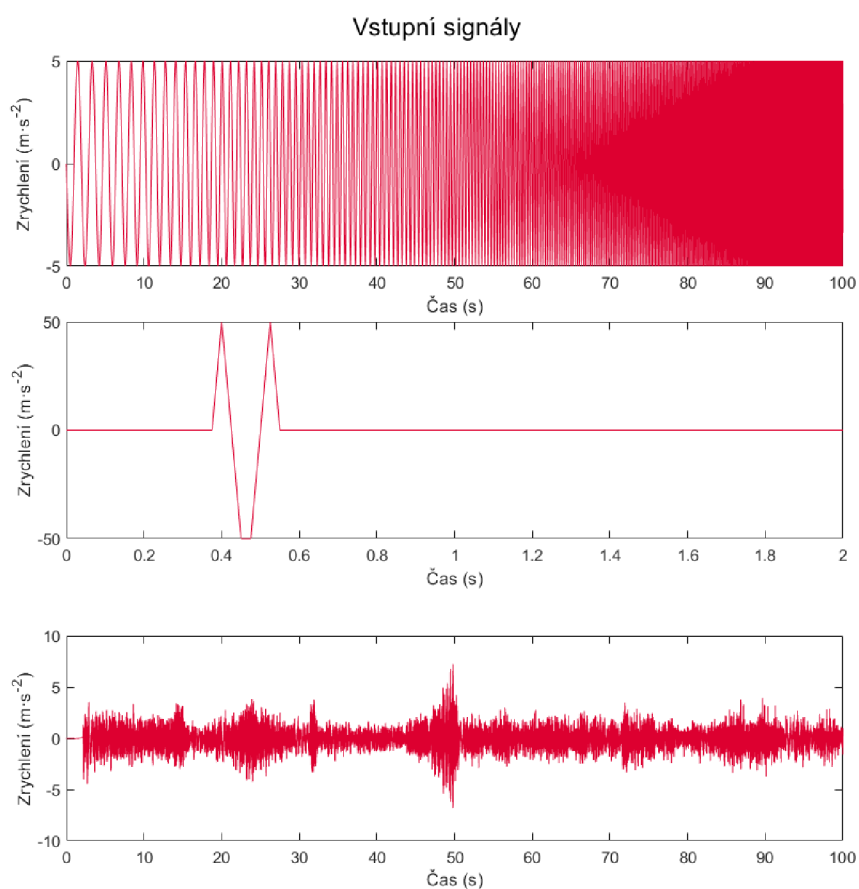
Postup simulace je znázorněn na obr. 4-4. Simulace je spuštěna skriptem v Matlabu, ve kterém jsou definované vstupní parametry (řídící algoritmus a doba odezvy MR tlumiče pouze v případě semiaktivního systému odpružení). Vstupní parametry jsou následně nahrány do prostředí Simulink, kde je definovaný dynamický model a výstupní data ze simulace jsou uložena do proměnných, opět pomocí spouštěcího skriptu. Hlavní výstupní veličinou je standardní odchylka zrychlení, na základě které je vyhodnocována účinnost odpružení, a je sledována její změna při změně vstupních parametrů.



obr. 4-4 Postup simulací

### 4.3.1 Vstupní signál do modelu

Vstupním signálem do modelu je zrychlení neodpružené hmoty. Jako vstupní data pro dynamický model byly vybrány tři různé signály – sweep (s frekvencí od 0,5–80 Hz), skokový signál představující přejezd překážky a část signálu naměřeného v reálných podmínkách. Signál představující přejezd překážky představuje překážku o výšce 60 mm a délce 600 mm při přejezdu rychlostí 18 km·h<sup>-1</sup>, kdy není uvažováno utlumení rázu pneumatikami nebo odpružením kabiny. Na obr. 4-5 jsou znázorněny vstupní signály, kde nahoře je sweep, uprostřed přejezd překážky a dole reálné naměřené hodnoty.

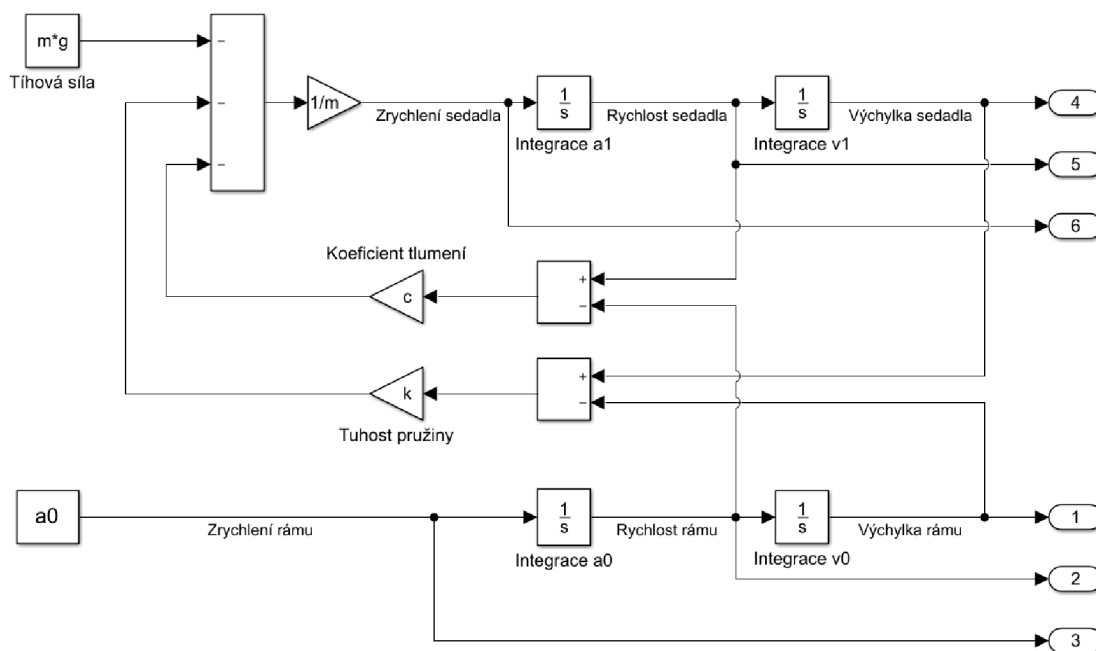


obr. 4-5 Vstupní signály – sweep, přejezd překážky a reálné naměřené hodnoty

### 4.3.2 Pasivní systém odpružení

V dynamickém modelu pasivního systému odpružení má tlumič konstantní koeficient tlumení nebo je tlumící charakteristika definována pomocí F-v charakteristiky. Model v programu Matlab/Simulink vytvořený podle rovnice 4-1) je na obr. 4-6.

Vstupem do modelu je zrychlení neodpružené hmoty – rámu stroje  $a_0$ . Sílu od tlumiče představuje větev s koeficientem tlumení  $c$ , kde je síla získána ze součinu  $c \cdot (v_1 - v_0)$  a síla od pružiny představuje větev se součinem  $k \cdot (x_1 - x_0)$ . Tíhová síla je zadána jako konstantní hodnota získána ze součinu  $m \cdot g$ . Hodnoty zrychlení, rychlosti a výchylky sedadla i rámu stroje jsou uloženy do proměnných pomocí bloků, v simulaci označených čísly 1–6.



obr. 4-6 Model pasivního systému odpružení v programu Matlab/Simulink

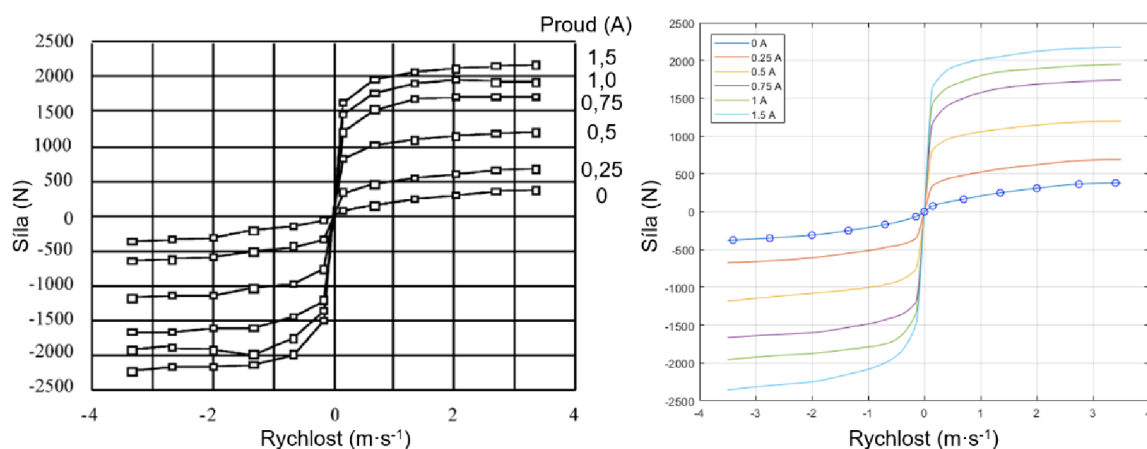
### 4.3.3 Semiaktivní systém odpružení

Dynamický model pasivního systému odpružení byl doplněn o možnost změny tlumicí charakteristiky a byla přidána doba odezvy tlumiče. Takto upravený model představuje semiaktivní systém odpružení.

#### Model F-v charakteristiky

F-v charakteristika byla v modelu zadána pomocí několika bodů, jak je znázorněno i na obr. 2-9. Pro získání křivky F-v charakteristiky byly body interpolovány kubickým splinem. V Matlabu byla využita funkce *pchip*, do které jsou jako vstupní hodnoty zadány jednotlivé body a interval, na kterém mají být body interpolovány. Pro první simulace byly využity F-v charakteristiky uvedené v článku [22]. Na obrázku obr. 4-7 je vlevo F-v charakteristika uvedená v článku a vpravo F-v charakteristika používaná v simulacích. Na F-v charakteristice vpravo je také znázorněno zadávání F-v charakteristiky pomocí bodů.

V modelu byly simulovány tři řídicí algoritmy – Skyhook, Kontinuální Skyhook a ADD. Pro všechny algoritmy byla stanovena vhodná F-v charakteristika pro aktivovaný a neaktivovaný stav. Jednotlivé algoritmy jsou popsány v následujících kapitolách.



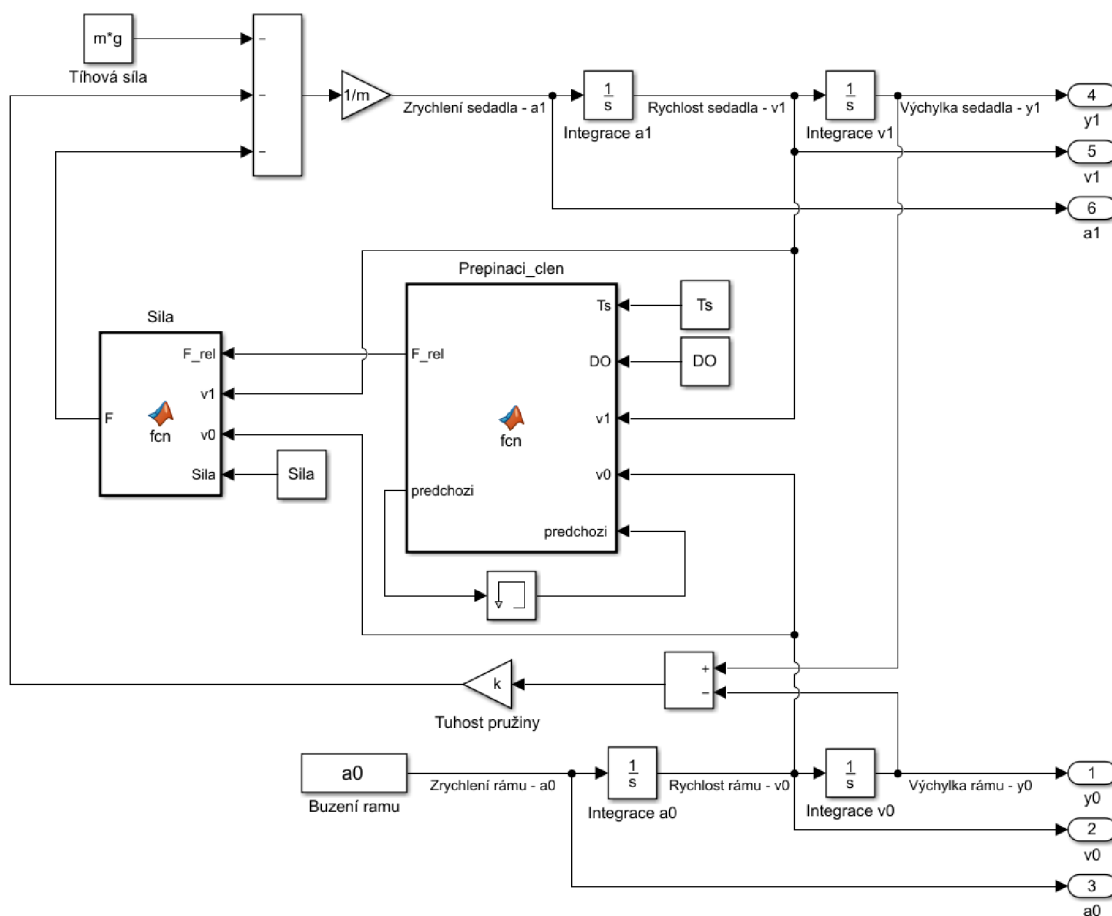
obr. 4-7 F-v charakteristiky (vlevo z článku [22], vpravo používané v simulacích)

## Skyhook

Prvním algoritmem, který byl přidán do dynamického modelu, je dvoustavový Skyhook. Tento algoritmus využívá jako vstupní data rychlost odpružené a neodpružené hmoty, respektive relativní rychlost mezi odpruženou a neodpruženou hmotou a rychlost odpružené hmoty. Dynamický model vytvořený v programu Matlab/Simulink je zjednodušeně znázorněný na obr. 4-8. Základní části modelu jsou totožné s modelem uvedeným v kapitole 4.3.2. Změnou oproti pasivnímu systému tlumení je způsob výpočtu tlumící síly. Výpočet tlumící síly a přepínání mezi vyšší a nižší tlumící silou na základě řídicího algoritmu a době odezvy je prováděno v blocích *Prepinaci\_clen* a *Sila*.

Do prvního bloku *Prepinaci\_clen* jsou vstupy vzorkovací perioda ( $T_s$ ), doba odezvy tlumiče ( $DO$ ), rychlost pohybu sedadla ( $v_1$ ) a rámu stroje ( $v_0$ ) a hodnoty rychlosti, síly a časovače z předchozího kroku, které slouží k vyhodnocování přepínání síly (*predchozi*). Výstupem z tohoto bloku je proměnná  $F_{rel}$ , která nabývá hodnot 0–1. Pokud je hodnota proměnné  $F_{rel} = 0$ , poté je tlumící síla minimální (neaktivovaný stav tlumiče), pokud je naopak hodnota  $F_{rel} = 1$ , poté je hodnota tlumící síly maximální (aktivovaný stav tlumiče). Pokud je hodnota proměnné  $F_{rel}$  mezi hodnotami 0–1, dochází k přepínání mezi tlumícími charakteristikami. Doba přechodu závisí na nastavené době odezvy. V případě, že algoritmus vyhodnotí, že je nutné přepnout z jedné tlumící charakteristiky na druhou, dojde k vynulování časovače a s každým dalším krokem je k hodnotě v časovači připočítána délka jednoho kroku. Délka kroku odpovídá proměnné  $T_s$ . Tento krok se opakuje až do doby, kdy dojde k přepnutí na druhou tlumící charakteristiku (nebo do doby,

kdy je přepínání přerušeno a algoritmus přepne zpět na první tlumící charakteristiku) a poté je časovač opět vynulován.






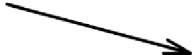

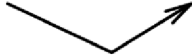
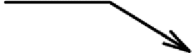
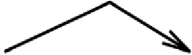
obr. 4-8 Model semiaktivního systému odpružení s řídicím algoritmem Skyhook v programu Matlab/Simulink

Přepínání mezi charakteristikami je definováno pomocí osmi stavů, ve kterých se sestava může nacházet. Na základě vyhodnocení stavu, ve kterém se sestava nachází, je dále upravena tlumící síla. Podmínky jsou uvedeny v tab. 4-1, kde je uvedeno znaménko součinu  $v_1 \cdot (v_1 - v_0)$  z aktuálního i předchozího kroku, hodnota relativní síly  $F_{rel}$  předchozího kroku a schematicky uvedena i změna relativní síly v aktuálním kroku. Síla může setrvávat ve stejném stavu jako v předchozím kroku (podmínky 1 a 2), pokračovat v přepínání mezi charakteristikami (podmínky 3 a 4) nebo se z jednoho stavu začít přepínat do druhého (podmínky 5 a 7). Podmínky 6 a 8 nastanou v případě, kdy dochází k přepínání z jedné charakteristiky na druhou a dříve, než dojde k přepnutí, řídicí algoritmus vyhodnotí a vyšle požadavek k přepnutí zpět na první charakteristiku.

Pro algoritmus SH-L jsou podmínky shodné a pro ADD algoritmus je vyhodnocován součin  $a_1 \cdot (v_1 - v_0)$  namísto  $v_1 \cdot (v_1 - v_0)$ .

Do bloku *Sila* vstupuje proměnná  $F_{rel}$ , rychlost pohybu sedadla ( $v1$ ) a rámu stroje ( $v0$ ) a hodnoty tlumící síly (*Sila* – maximální a minimální pro danou rychlost). Na základě těchto dat je vypočítána aktuální velikost tlumící síly  $F$ .

tab. 4-1 Podmínky přepínání síly

Podmínka č.	$v1 \cdot (v1 - v0)$ (aktuální krok)	$v1 \cdot (v1 - v0)$ (předchozí krok)	$F_{rel}$ (předchozí krok)	$F_{rel}$ (aktuální krok)
1	-	-	0	
2	+	+	1	
3	+	+	< 1	
4	-	-	> 0	
5	+	-	0	
6	+	-	> 0	
7	-	+	1	
8	-	+	< 1	

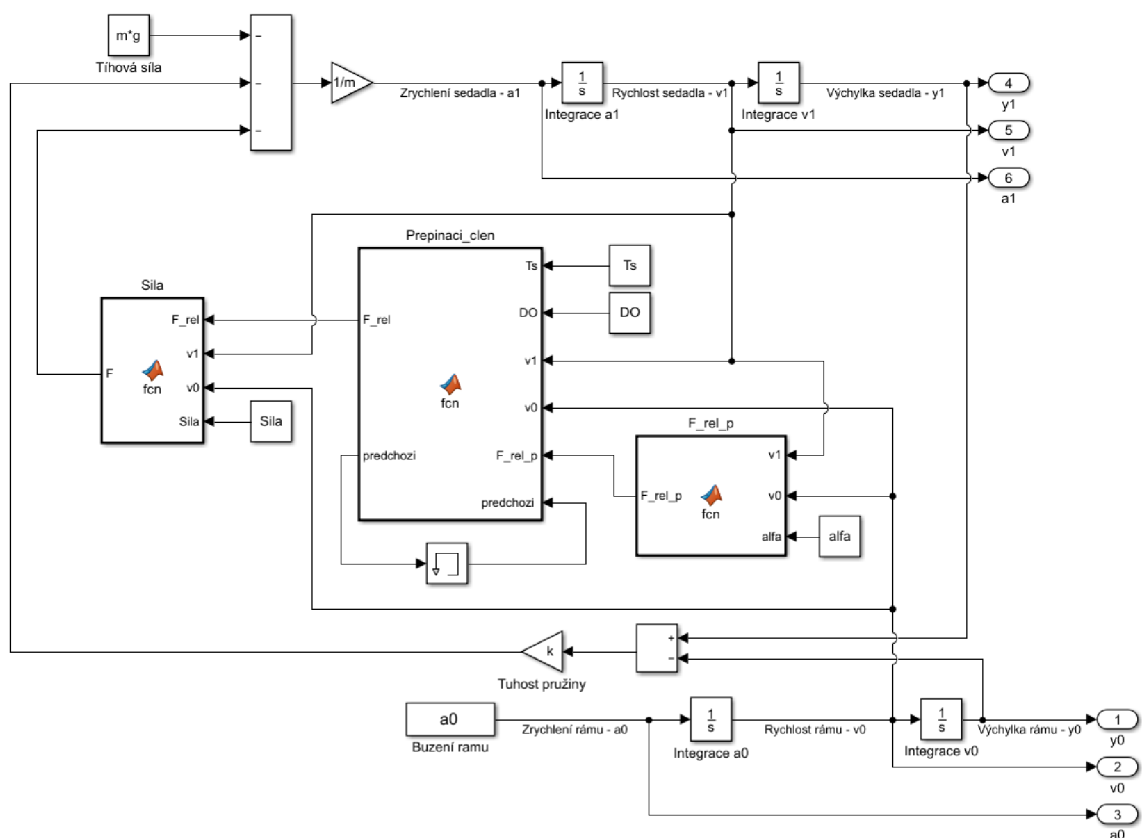
### Kontinuální Skyhook

Druhým řídicím algoritmem, který byl implementován do dynamického modelu je Kontinuální Skyhook. Jak je uvedeno v kapitole současného stavu poznání Kontinuální Skyhook využívá stejná vstupní data i kritérium při volbě vyššího či nižšího tlumení jako dvoustavový Skyhook, avšak Kontinuální Skyhook mění tlumící sílu kontinuálně v závislosti na okamžité rychlosti odpružené a neodpružené hmoty. Kontinuální Skyhook má oproti dvoustavovému Skyhooku jeden vstupní parametr navíc – parametr  $\alpha$ . Tento parametr je zvolen před spuštěním simulace a v průběhu simulace se nemění. Pokud je parametr  $\alpha = 1$ , poté algoritmus vyhodnocuje změnu tlumící síly shodně s dvoustavovým Skyhookem.

Na obr. 4-9 je znázorněný zjednodušený dynamický model s algoritmem Kontinuální Skyhook. Oproti dvoustavovému Skyhooku je zde navíc blok  $F_{rel\_p}$ , ve kterém je



vypočítána hodnota tlumící síly v aktivovaném stavu v závislosti na rychlosti pohybu sedadla ( $v1$ ) a rámu stroje ( $v0$ ) a parametru  $\alpha$  ( $alfa$ ) dle rovnice 2-3. Tato hodnota je jedním ze vstupů do bloku *Prepinaci\_clen*. Ostatní vstupní parametry jsou shodné s algoritmem



obr. 4-9 Model semiaktivního systému odpružení s řídicím algoritmem Kontinuální Skyhook

dvoustavový Skyhook.

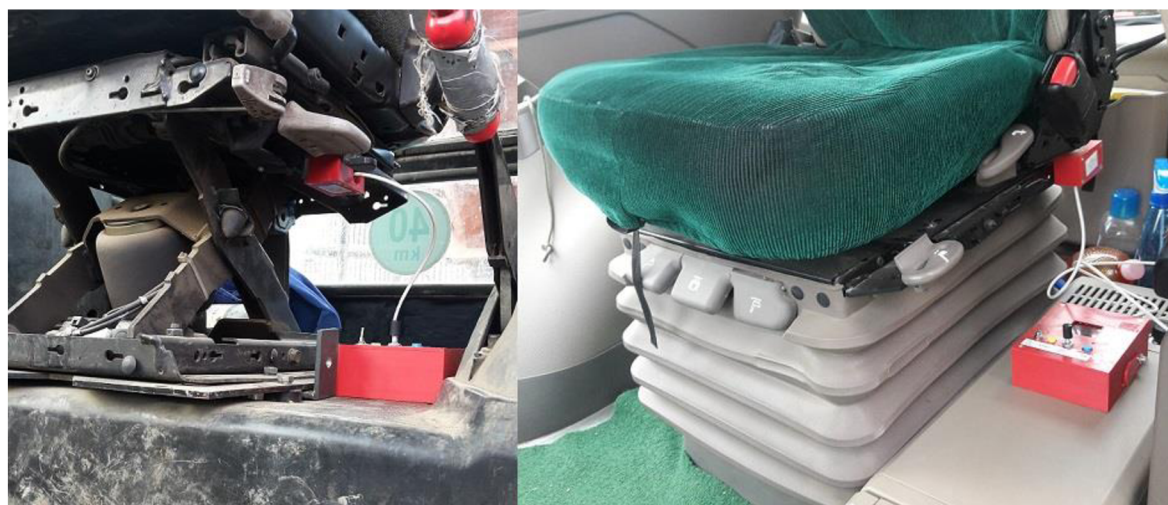
### Acceleration driven damper control

Posledním algoritmem implementovaným do dynamického modelu je algoritmus Acceleration driven damper control. Tento algoritmus využívá jako vstupní data relativní rychlost odpružené a neodpružené hmoty a zrychlení odpružené hmoty. Dynamický model s algoritmem ADD je stejný s dynamickým modelem algoritmu Skyhook, pouze s rozdílnými vstupními parametry do bloku *Prepinaci\_clen*.

## 5 VÝSLEDKY

### 5.1 Měření

Pro zjištění velikosti amplitudy zrychlení a frekvenčního spektra vibrací na rámu stroje, respektive na podlaze kabiny stroje, a na sedadle řidiče při práci (viz obr. 5-1), bylo provedeno několik měření v traktorech s různým typem odpružení sedačky a s/bez odpružené kabiny. Pro měření byla použita inerciální měřicí jednotka (viz kapitola 4.2).



obr. 5-1 Umístění inerciální měřicí jednotky při měření (vlevo ADLX19, vpravo ADXL24)

#### 5.1.1 Naměřená data

Před měřením v reálných podmínkách bylo provedeno měření pro kalibraci naměřených dat. Měření pro kalibraci obsahovalo 12 úseků, respektive 6 úseků pro každý box, při kterých byly oba boxy postupně otočeny na všechny strany. Pro každou osu pak kalibrační měření obsahovalo tři referenční hodnoty  $(-9,81; 0; 9,81) \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Měření probíhala při vzorkovací frekvenci 200 Hz.

Naměřená data byla zpracována pomocí programu Matlab, kam byla data nahrána, byla provedena kalibrace, zpracování a vykreslení výsledků. Pro vyhodnocení byla použita standardní odchylka zrychlení a dále byl vykreslen průběh zrychlení během měření a frekvenční spektrum vibrací na podlaze kabiny stroje a sedadle řidiče. V následující podkapitole je uvedeno zpracování jednoho měření. Zpracování obsahuje popis měření (tab. 5-1), vyhodnocení vibrací v ose  $z$  pomocí standardní odchylky zrychlení (tab. 5-2), vykreslení zrychlení odpružené a neodpružené hmoty (obr. 5-2) a frekvenční analýzu vibrací (obr. 5-3). Grafy a podrobnější popis zbývajících měření je uveden v příloze.

## Měření ADXL05

tab. 5-1 Popis měření ADXL05

---

Název souboru s daty	ADXL05
Datum a čas měření	19.08.2019 17.00–23.00
Traktor	John Deere 6110M
Hmotnost traktoru	6 500 kg
Uložení kabiny	Odpružená mechanicky
Typ sedadla	Grammer – MSG95/741 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Návěs Pronar T679M
Hmotnost příslušenství (prázdné/maximální)	4 200/19 000 kg
Typ práce	Odvoz obilí z pole do sila
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	±4 g, ±250 dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (BB/SB)	+z/-z

---

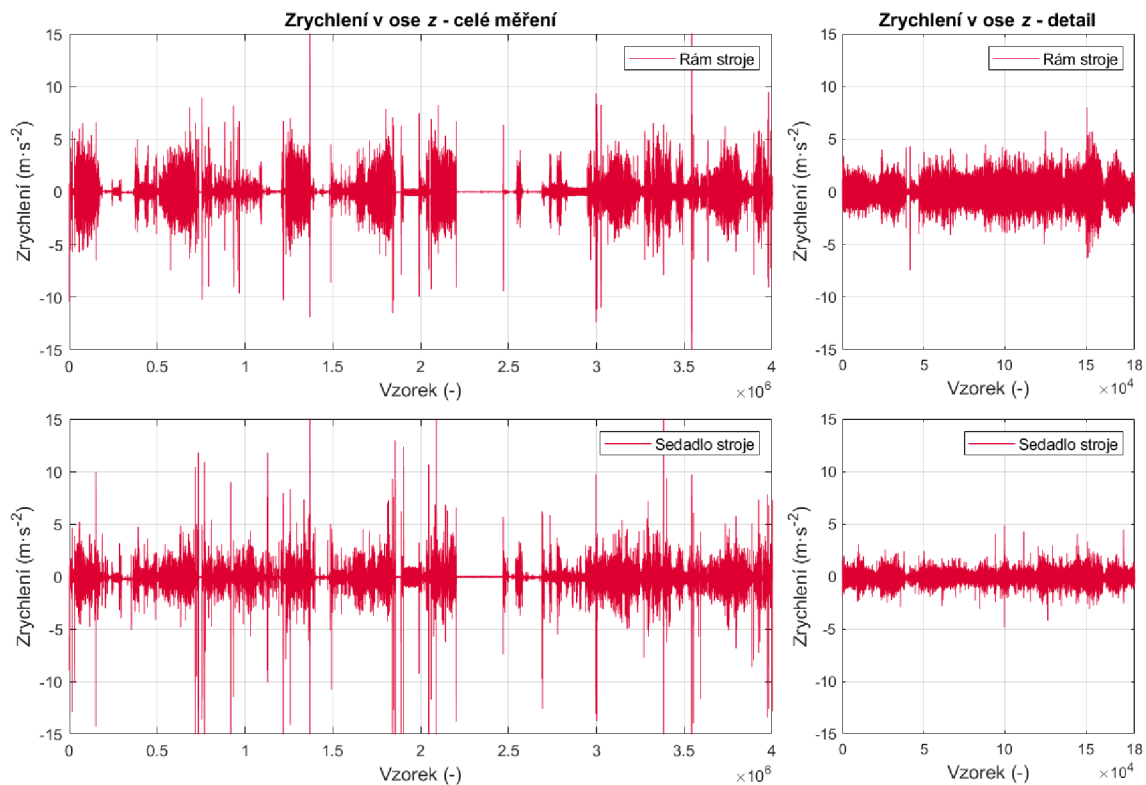
tab. 5-2 Vyhodnocení měření ADXL05

---

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,581	0,408
Vybraný úsek	0,862	0,477

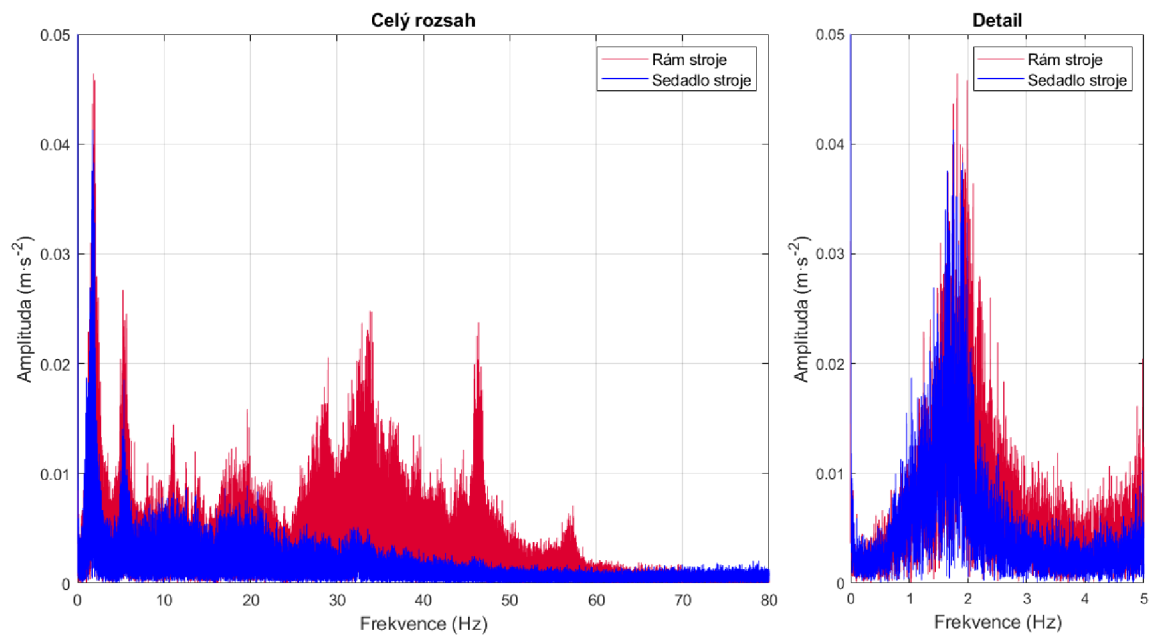
---

### Měření ADXL05



obr. 5-2 Měření ADXL05 – zrychlení v ose z

### Frekvenční analýza - měření ADXL05



obr. 5-3 Měření ADXL05 – frekvenční analýza

## 5.1.2 Výsledky měření

Výsledky ze všech měření v podobě standardní odchylky zrychlení rámu a sedadla stroje jsou uvedeny v tab. 5-3. Pro vyhodnocení byla vždy použita část měření o délce 15 minut, kdy byl traktor v pohybu. Z tabulky je zřejmé, že pokud má traktor odpruženou kabinu, jsou hodnoty vibrací naměřených v kabině přibližně poloviční.

U novějších traktorů s odpruženou kabinou se hodnoty zrychlení při běžné jízdě pohybují v rozmezí  $\pm 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  max.  $\pm 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . U starších traktorů a traktorů s neodpruženou kabinou se hodnoty zrychlení pohybují při běžné práci v rozmezí  $\pm 7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , při velkých rázech až  $\pm 13 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Z frekvenční analýzy měření vyplývá, že první vlastní frekvence sedadla se pohybují v rozmezí 1,3–2,1 Hz u traktorů s odpruženou kabinou a 1,9–3 Hz v případě traktorů s neodpruženou kabinou.

U měření ADXL10 (měření na kombajnu) jsou v tabulce uvedeny standardní odchylky zrychlení při sečení a v závorce jsou uvedeny hodnoty standardní odchylky zrychlení při přejezdu kombajnu po silnici.

Některá měření byla ovlivněna místem uchycení inerciální měřicí jednotky. Například při měření ADXL21 jsou naměřené hodnoty zrychlení na rámu vozidla nižší, než by se dalo očekávat. Traktor nemá odpruženou kabinu a velikostí je podobný traktoru z měření ADXL19. Odchylky vznikly pravděpodobně umístěním krabičky na plastový kryt v kabině traktoru, který byl pružný a částečně utlumil vibrace.

U některých měření zrychlení na sedadle se v grafech objevují krátkodobé extrémní hodnoty. Ty jsou způsobeny při nasedání a vysezení z vozidla, při dosažení dorazu sedadla, případně při nadskočení řidiče ze sedadla při jízdě.

Z výsledků měření lze dále odečíst, zda je sedadlo správně nastavené, či zda funguje správně. Při měření ADXL15 bylo sedadlo v traktoru neoriginální a několikrát opravované, čímž byla značně omezena možnost jeho pohybu a tím i tlumení vibrací, a tomu odpovídají i výsledky. Při měření ADXL19 bylo v traktoru značně opotřeбенé a opravované sedadlo, které mělo také sníženou schopnost tlumit vibrace.

Příkladem špatně nastaveného sedadla (nastavení hmotnosti řidiče, respektive předpětí pružiny – při tomto měření bylo v traktoru mechanicky odpružené sedadlo) je měření ADXL16, kdy při propružení opakovaně docházelo k nárazům na horní doraz sedadla, viz obr. 5-4.

**tab. 5-3** Porovnání standardní odchylky zrychlení při měření na rozdílných strojích

Název měření	Typ stroje	Odpružená kabina	$\sigma(a_0)$	$\sigma(a_1)$
			rám	sedadlo
			$m \cdot s^{-2}$	$m \cdot s^{-2}$
ADXL05	John Deere 6110M	Ano	0,862	0,471
ADXL09	John Deere 6110M	Ano	0,883	0,602
ADXL10	Claas Lexion 660 (kombajn)	Ne	0,792 (1,440)	0,475 (1,322)
ADXL14	Fendt 936 Vario	Ano	0,846	0,589
ADXL15	Zetor 16145	Ne	0,993	1,051
ADXL16	Zetor 7045	Ne	2,914	1,802
ADXL19	Zetor Forterra	Ne	1,706	1,599
ADXL21	New Holland TS110	Ne	0,627	0,758
ADXL24	John Deere 9570RX (pásový traktor)	Ano	0,579	0,426
ADXL26	New Holland 7.190	Ano	0,886	0,595
ADXL30	John Deere 6215R	Ano	0,907	0,586

Z první vlastní frekvence sedadla a ze známé hmotnosti odpružené hmoty, včetně řidiče, lze dopočítat tuhost pružiny sedadla. Z naměřených údajů vychází tuhost pružiny v rozmezí hodnot 9000–11000  $N \cdot m^{-1}$ .



obr. 5-4 Měření zrychlení v ose z na sedadle – špatné nastavení sedadla

## 5.2 Pasivní systém odpružení

### 5.2.1 Verifikace modelu

Po sestavení dynamického modelu bylo nutné ověřit správnost výsledků ze simulací v závislosti na změně parametrů sestavy.

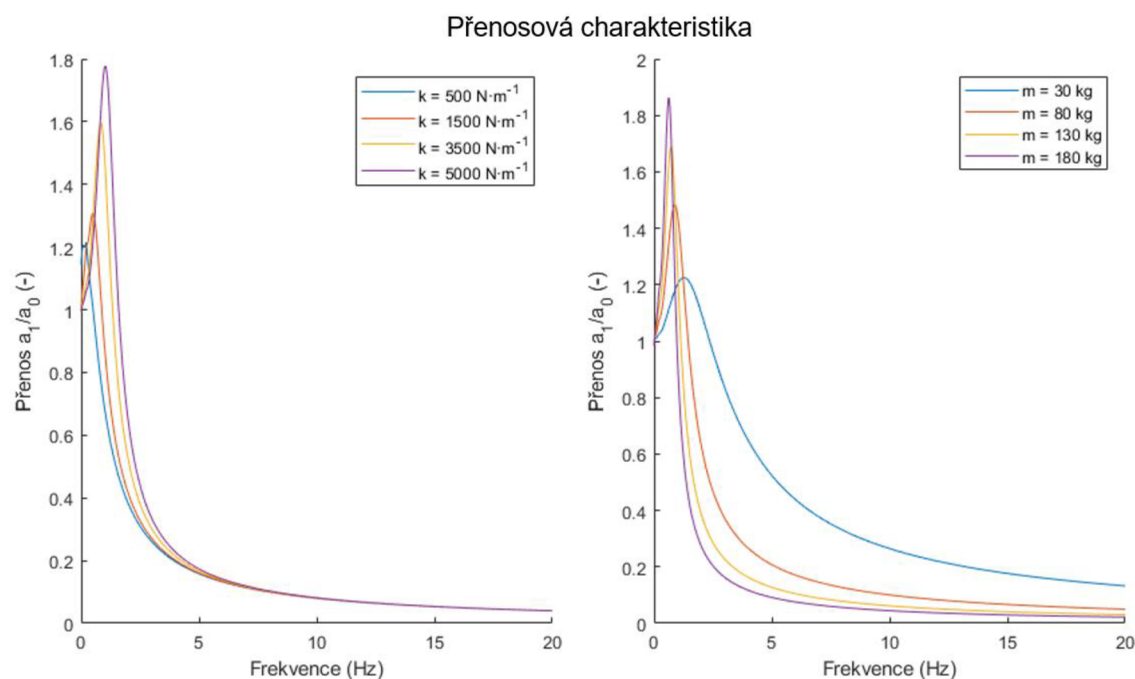
Prvním parametrem, který lze upravit, je koeficient tlumení. Výsledná podoba přenosové charakteristiky je na obr. 2-5 v kapitole 2.3.1. Při změně koeficientu tlumení lze sledovat dvě změny – změnu přenosu na rezonanční frekvenci a změnu přenosu při nadrezonančních frekvencích. Pokud má koeficient tlumení nižší hodnotu, je přenos vibrací na rezonanční frekvenci vyšší, a naopak při nadrezonančních frekvencích nižší. Pokud je koeficient tlumení vyšší, je tomu naopak.

Při změně tuhosti pružiny a hmotnosti odpružené hmoty vychází změna rezonanční frekvence ze vzorce:

$$f_r = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5-1)$$

kde:

$f_r$	Hz	rezonanční frekvence,
$k$	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost pružiny,
$m$	kg	hmotnost odpružené hmoty.



**obr. 5-5** Vliv parametrů sestavy na přenosovou charakteristiku

Jelikož je tuhost pružiny v čitateli, s rostoucí tuhostí roste i rezonanční frekvence soustavy, a naopak s rostoucí hmotností klesá rezonanční frekvence soustavy (viz obr. 5-5).

Pro pasivní systém odpružení byl pomocí simulací, na základě porovnání standardní odchytky zrychlení, nalezen vhodný koeficient tlumení. Pro systém s pružinou o tuhosti  $k = 10000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  a hmotností odpružené hmoty  $m = 66 \text{ kg}$  je koeficient tlumení, kdy je standardní odchytka zrychlení nejmenší, roven  $c = 1500 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ .

Dalším krokem k ověření správné funkce modelu bylo porovnání přenosové charakteristiky s přenosovou charakteristikou uvedenou v článku [14]. V článku jsou uvedeny hodnoty jednotlivých parametrů, které autoři využili v simulaci, kde:

$m = 120 \text{ kg}$  hmotnost odpružené hmoty,

$k = 10\,659 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  tuhost pružiny,

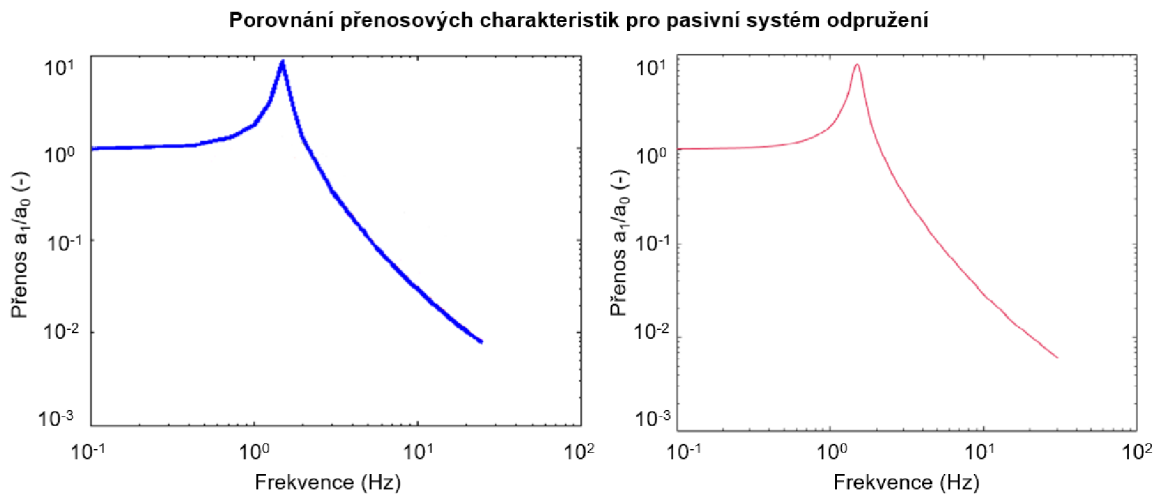
$c = 131 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$  koeficient tlumení tlumiče.

Porovnání přenosových charakteristik je uvedeno na obr. 5-6. Přenos vibrací byl vyhodnocen i pomocí standardní odchytky zrychlení pomocí vzorce 2-9, kde:

$\sigma(a_0) = 0,141 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  standardní odchytka zrychlení rámu stroje,

$\sigma(a_1) = 0,218 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  standardní odchytka zrychlení sedadla stroje.



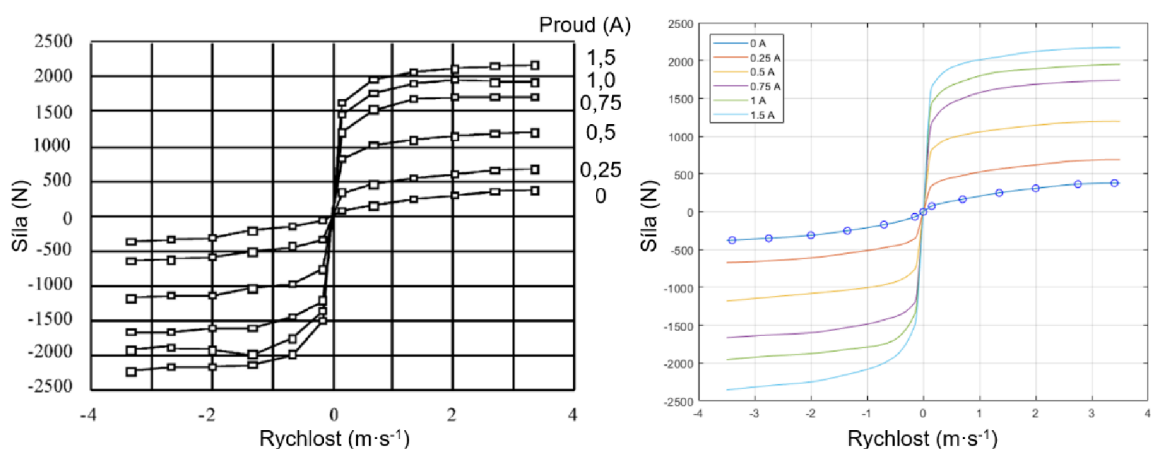


**obr. 5-6** Porovnání přenosových charakteristik – z článku [14] vlevo, ze simulace vpravo

## 5.3 Semiaktivní systém odpružení

### 5.3.1 Model F-v charakteristiky

F-v charakteristika byla v modelu zadána pomocí několika bodů, jak je znázorněno i na obr. 2-9. Pro získání křivky F-v charakteristiky byly body interpolovány kubickým splinem. V Matlabu byla využita funkce *pchip*, do které jsou jako vstupní hodnoty zadány jednotlivé body a interval, na kterém mají být body interpolovány. Pro první simulace byly využity F-v charakteristiky uvedené v článku [22]. Na obrázku obr. 5-7 je vlevo F-v charakteristika uvedená v článku a vpravo F-v charakteristika používaná v simulacích. Na F-v charakteristice vpravo je také znázorněno zadávání F-v charakteristiky pomocí bodů.



**obr. 5-7** F-v charakteristiky (vlevo z článku [22], vpravo používané v simulacích)

### 5.3.2 Doba odezvy

Z rešeršní části vyplývá, že doba odezvy má vliv na dosažitelný komfort a zanedbání doby odezvy vede k lepším výsledkům, než je možné dosáhnout s reálným tlumičem. Do dynamického modelu byla přidána doba odezvy a byly provedeny simulace s různou délkou doby odezvy. V tab. 5-4 lze vidět, že se snižující se dobou odezvy klesá standardní odchylka zrychlení. Nejvýraznější je změna u algoritmu SH-2 naopak u algoritmu ADD je vliv doby odezvy na přenos vibrační nejmenší.

S nenulovou dobou odezvy je nutné vyřešit přechod mezi vyšší a nižší tlumící charakteristikou. Na obr. 2-10 je vidět, že průběh nárůstu síly není lineární a lze ho přibližně popsat následující rovnicí:

$$F_{rel} = 1 - e^{-\frac{t}{DO}} \quad (5-2)$$

kde:

$F_{rel}$  - relativní síla, v rozmezí  $\langle 0, 1 \rangle$ ,

$t$  s čas od začátku přepínání síly,

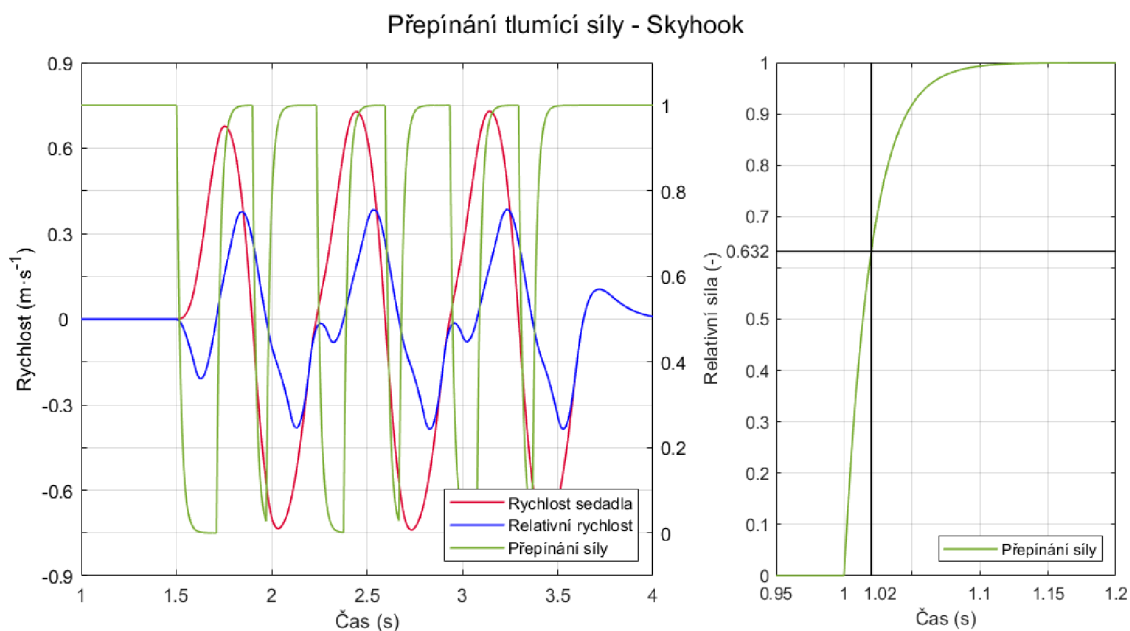
$DO$  s doba odezvy.

tab. 5-4 Porovnání vlivu změny doby odezvy

Doba odezvy ms	SH-2		SH-L		ADD	
	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(y_1)$ mm	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(y_1)$ mm	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
20	0,365	2,24	0,323	2,18	0,378	2,87
10	0,352	2,14	0,316	2,12	0,373	2,85
5	0,346	2,09	0,312	2,09	0,371	2,83
1,5	0,342	2,06	0,310	2,07	0,368	2,77

Na obr. 5-8 je znázorněno přepínání tlumící charakteristiky v dynamickém modelu. V tomto případě je použitý řídicí algoritmus dvoustavový Skyhook a doba odezvy tlumiče byla nastavena na 20 ms. Na levé části obrázku je vykreslen průběh rychlosti sedadla a relativní rychlost mezi rámem a sedadlem stroje. Na základě těchto dvou hodnot je přepínána tlumící charakteristika. Vpravo je vidět průběh přepínání, kdy 0 odpovídá nižší

tlumící charakteristice (neaktivovaný stav tlumiče) a 1 vyšší tlumící charakteristice (aktivovaný stav tlumiče). Na obrázku je dále vidět, že po uplynutí času nastaveného jako doba odezvy je síla na 63,2 % své maximální hodnoty.



obr. 5-8 Přepínání mezi vyšší a nižší tlumící charakteristikou

## 5.4 Výsledky simulací

### 5.4.1 Porovnání algoritmů SH-2 a SH-L

Jak již bylo zmíněno, algoritmy SH-2 a SH-L využívají stejné kritérium pro vyhodnocování, kdy je nutné přepnout tlumící charakteristiku. Rozdílem je vstupní parametr  $\alpha$  u algoritmu SH-L a způsob výpočtu tlumící síly v aktivovaném stavu. Při zvolení parametru  $\alpha = 1$ , je dosaženo stejných výsledku při použití algoritmu SH-2 i SH-L. Pro ověření správné funkce algoritmů byly porovnány výsledky algoritmu SH-2 a algoritmu SH-L při třech hodnotách parametru  $\alpha$ , viz tab. 5-5.

tab. 5-5 Porovnání výsledků algoritmů SH-2 a SH-L

		$\sigma(a_0)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_0)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_0)$ mm
Vstupní data		0,98	0,027	2,31
Algoritmus	$\alpha$	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_1)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
SH-2	-	0,38	0,019	1,74
SH-L	1	0,38	0,019	1,74
SH-L	0,5	0,33	0,024	2,27
SH-L	0	0,31	0,022	2,07

#### 5.4.2 Vstupní parametry simulací

Pokud není uvedeno jinak, byly pro simulace využity stejné vstupní parametry:

$m = 66$  kg                      hmotnost odpružené hmoty,

$k = 10\,000$  N·m<sup>-1</sup>              tuhost pružiny,

$DO = 1,5$  ms                      doba odezvy tlumiče.

Jako budící signál byl využit reálný naměřený signál ADXL05 o délce 100 s.

Jelikož bylo rozhodnuto o použití tlumiče popsaného v kapitole 5.2, který má zdvih 49,6 mm, a sedadla zemědělských strojů mají zdvih běžně kolem hodnoty 100 mm, je nutné umístit tlumič v sedadle nikoliv kolmo, ale pod úhlem. Do modelu byl přidán člen přepočítávající sklon tlumiče z okamžité relativní vzdálenosti sedadla a rámu. Zdvih sedadla vůči rámu byl v modelu také upraven na hodnotu 100 mm. Tím, že je tlumič umístěn pod úhlem dochází k zmenšení tlumící síly působící na sedadlo ve vertikálním směru. Ve střední poloze, kdy je sedadlo zatíženo řidičem, je síla zredukována přibližně na 57 %. Tlumič je při propružení uložen pod úhlem 17,5–44°.

V případě, kdy je semiaktivní systém porovnáván s pasivním systémem, je pasivní systém vždy nastaven tak, kdy je dosahováno nejlepších výsledků. Nejlepších výsledků je dosaženo, pokud je koeficient tlumení:

$c = 1500$  N·s·m<sup>-1</sup>              koeficient tlumení tlumiče.

### 5.4.3 Podoba F-v charakteristiky

Z výsledků simulací byla získána vhodná podoba F-v charakteristiky pro dosažení maximálního komfortu u všech tří algoritmů. U všech testovaných algoritmů (SH-2, SH-L a ADD) platí, že čím je síla tlumiče v neaktivovaném stavu nižší, tím lepších výsledků lze dosáhnout. Teoreticky nejlepších výsledků by bylo možné dosáhnout, pokud by síla v neaktivovaném stavu byla nulová.

Porovnáván byl vliv na tři parametry – standardní odchylku výchylky, rychlosti a zrychlení sedadla, přičemž hlavním parametrem je standardní odchylka zrychlení. Se zvyšující se silou v neaktivovaném stavu dochází k nárůstu všech třech parametrů. U síly v aktivovaném stavu tlumiče platí, že při snižování této síly pod optimální hodnotu dochází opět k nárůstu všech třech parametrů. Při zvyšování síly nad optimální hodnotu dochází k nárůstu standardní odchylky zrychlení, ovšem standardní odchylka výchylky a rychlosti klesá.

U algoritmů SH-L a ADD je vyžadována vyšší tlumicí síla tlumiče v aktivovaném stavu, respektive vyšší dynamický rozsah tlumiče, než u algoritmu SH-2 pro dosažení srovnatelných výsledků standardní odchylky zrychlení.

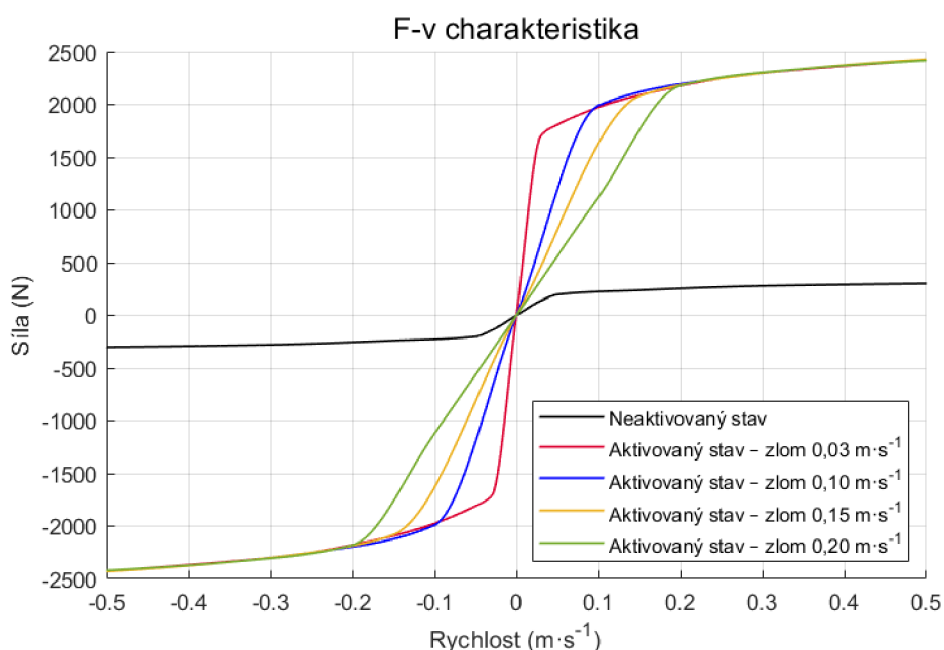
Výsledky simulací s nulovou silou v neaktivovaném stavu jsou uvedeny v tabulce tab. 5-6. Tyto hodnoty jsou ovšem v reálném systému nedosažitelné, jelikož dynamický rozsah tlumiče je velký. Dalším problémem je křivka F-v charakteristiky představující sílu  $F_{min}$ , která je níže, než je možné dosáhnout na reálném tlumiči. Minimální síla, která je v systému z důvodu pasivních odporů tlumiče, odpovídá přibližně 50 N.

tab. 5-6 Výsledky simulací s nulovou silou v neaktivovaném stavu

	$\sigma(a_0)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_0)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_0)$ mm
Vstupní data	0,98	0,027	2,31
Algoritmus	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_1)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
Pasivní	0,40	0,029	2,60
SH-2	0,32	0,018	1,75
SH-L	0,25	0,015	1,56
ADD	0,31	0,021	2,30

#### 5.4.4 Vhodná F-v charakteristika

Z výše uvedených důvodů byla provedena série simulací, kdy maximální uvažovaný dynamický rozsah tlumiče byl 10 a byla upravena křivka F-v charakteristiky představující neaktivovaný stav tak, aby odpovídala reálnému tlumiči. Při simulacích bylo vycházeno z F-v charakteristik tlumičů navržených a testovaných na Ústavu konstruování, které mají v první části charakteristiky strmý nárůst síly. Simulace s těmito charakteristikami dosahovaly výrazně horších výsledků, kdy při dalších simulacích byl zjištěn negativní vliv strmého nárůstu tlumící síly v první části (viz obr. 5-9). Sklon charakteristiky v této části lze ovlivnit obtokem v tlumiči, který zajistí, že při nižších rychlostech pohybu pístu bude MR kapalina proudit i mimo štěrbinu. Sklon charakteristiky je ovlivněn polohou zlomu v charakteristice. Byly provedeny simulace, kdy zlom charakteristiky byl na hodnotě 0,03; 0,1; 0,15 a 0,2  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  a výsledky pro algoritmus SH-L jsou porovnány v tab. 5-7.



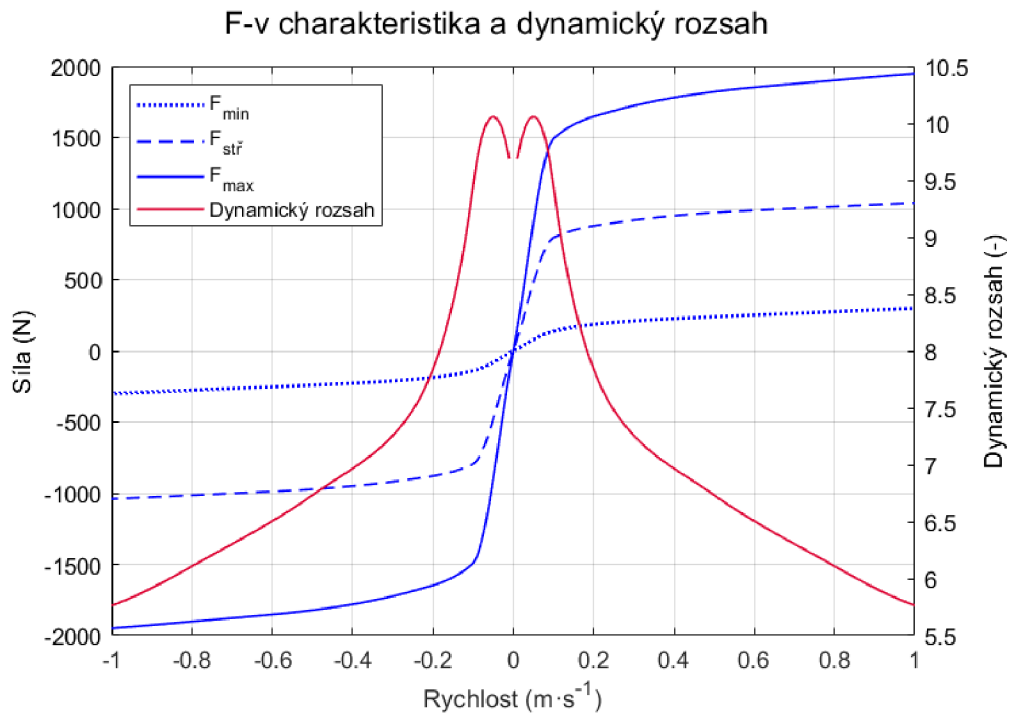
obr. 5-9 F-v charakteristika – vliv sklonu první části charakteristiky

Z tab. 5-7 je patrné, že sklon charakteristiky v první části má vliv na dosažitelný komfort. Relativní rychlost mezi sedadlem a rámem stroje se běžně pohybuje okolo hodnoty 0,1  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Rychlý nárůst tlumící síly v první části má negativní vliv na vibroizolaci u všech použitých algoritmů, jelikož při malých rychlostech je tlumící síla již od počátku vysoká. Z toho důvodu byla používána dále charakteristika se zlomem v rychlosti 0,1  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  a pro další návrh tlumiče bylo nutné uvažovat obtokový kanál.

**tab. 5-7** Vliv sklonu první části F-v charakteristiky

	$\sigma(a_0)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_0)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_0)$ mm
Vstupní data	0,98	0,027	2,31
<b>Zlom</b> m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_1)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
0,03	0,44	0,022	1,98
0,10	0,31	0,022	2,07
0,15	0,32	0,025	2,35
0,20	0,35	0,027	2,52

Požadovaná podoba F-v charakteristiky, která slouží jako vstupní požadavek při návrhu a úpravách tlumiče je zobrazena na obr. 5-10. Pro algoritmus SH-2 jsou využívány charakteristiky  $F_{min}$  a  $F_{stř}$ , pro algoritmy SH-L a ADD jsou využívány charakteristiky  $F_{min}$  a  $F_{max}$ . Výsledky s touto F-v charakteristikou, pro všechny algoritmy jsou uvedeny v tabulce tab. 5-8.



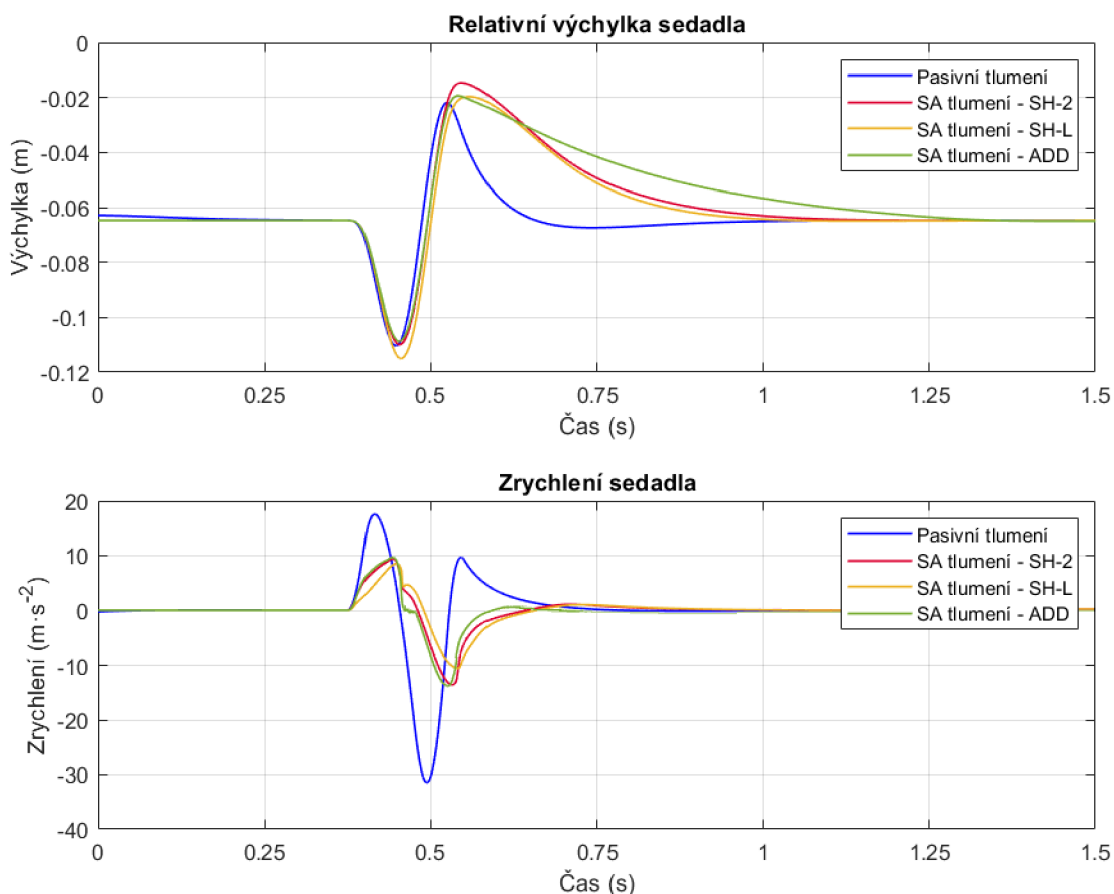
obr. 5-10 Požadovaná podoba F-v charakteristiky

tab. 5-8 Výsledky s vhodnou F-v charakteristikou

	$\sigma(a_0)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_0)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_0)$ mm
Vstupní data	0,98	0,027	2,31
Algoritmus	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_1)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
Pasivní	0,40	0,029	2,61
SH-2	0,34	0,022	2,06
SH-L	0,31	0,022	2,07
ADD	0,37	0,028	2,77



Porovnání algoritmů při použití F-v charakteristiky z obr. 5-10, kdy jako vstupní signál byl použitý signál představující přejezd překážky je na obr. 5-11. Z grafu je patrné, že při přejezdu překážky je relativní výchylka sedadla vůči rámu stroje srovnatelná pro pasivní i semiaktivní systém odpružení, avšak při použití semiaktivního systému odpružení dojde k výraznému snížení zrychlení sedadla.



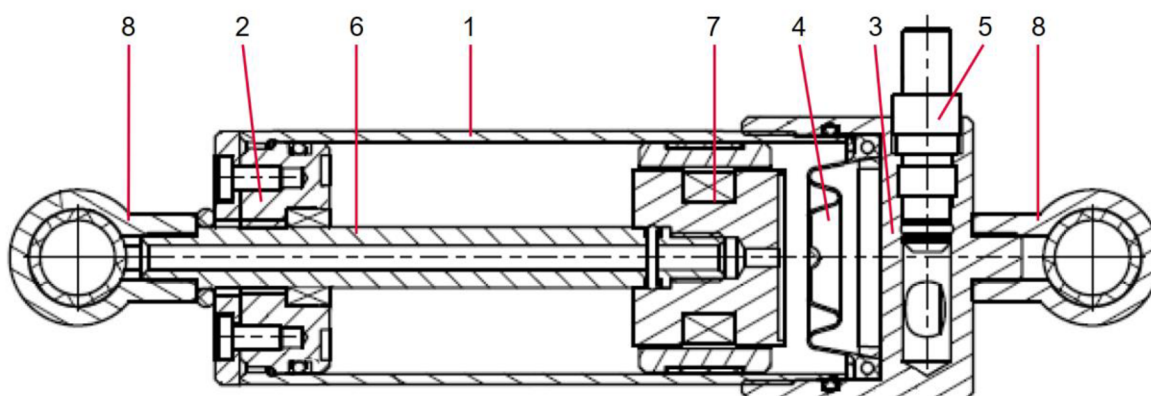
obr. 5-11 Porovnání algoritmů při přejezdu překážky

## 5.5 Návrh tlumiče

Z výsledků simulací a požadované podoby F-v charakteristiky vyplynulo, že MR tlumič s podobnou F-v charakteristikou existuje a již byl na Ústavu konstruování testován. Jedná se o tlumič LORD RD-1005-3, což je jednoplášťový nedemontovatelný MR tlumič, který byl popsán a upraven na demontovatelný v [33]. Rozměry jsou vhodné pro zástavbu do sedadla zemědělského stroje a tlumicí síla je podobná té požadované.

Konstrukční úpravy tlumiče LORD RD-1005-3 spočívaly v návrhu nové pístní skupiny pro zajištění rychlé doby odezvy, a úpravě geometrie tak, aby výsledná tlumicí síla odpovídala požadované F-v charakteristice ze simulací. Výchozí stav tlumiče je znázorněn na obr. 5-12, kde 1 – plášť pístu, 2 – horní uzávěr včetně těsnění, 3 – dolní uzávěr, ke kterému je připojena membrána (4), která představuje kompenzační objem, a ventil (5), 6 – pístnice, 7 – pístní skupina a 8 – montážní oka sloužící k upevnění tlumiče do sestavy.

Tento tlumič má zdvih 49,6 mm a rozteč montážních ok 165,6–215,2 mm [33]. Sekundární doba odezvy tohoto tlumiče se pohybuje kolem hodnoty 25 ms [34].



obr. 5-12 Výchozí podoba tlumiče LORD RD-1005-3 [33], upraveno

Nejprve byla navržena geometrie pístu tak, aby tlumicí síla odpovídala té požadované ze simulací. Při návrhu geometrie byla tlumicí síla vypočítána na základě vztahů uvedených v [21]. Tlumicí síla se skládá ze tří částí:

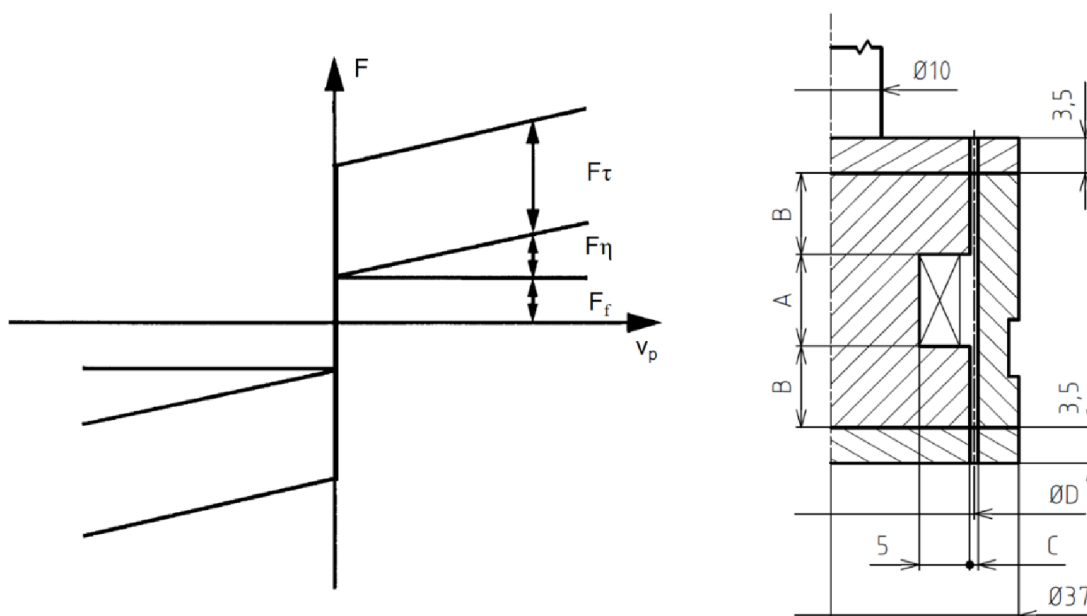
- smykové síly  $F_{\tau}$  (5-3) – regulovatelná velikostí intenzity magnetického pole,
- viskózní síly  $F_{\eta}$  (5-4) – dána geometrií tlumiče,
- třecí síly těsnících částí  $F_f$  viz obr. 5-13.

$$F_{\tau} = \left( 2,07 + \frac{12 \cdot Q \cdot \eta}{12 \cdot Q \cdot \eta + 0,4 \cdot w \cdot h^2 \cdot \tau_0} \right) \cdot \frac{\tau_0 \cdot L \cdot A_p}{h} \cdot \operatorname{sgn}(v_p) \quad (5-3)$$

$$F_{\eta} = \left(1 + \frac{w \cdot h \cdot v_p}{2 \cdot Q}\right) \cdot \frac{12 \cdot \eta \cdot Q \cdot L \cdot A_p}{w \cdot h^3} \quad (5-4)$$

kde:

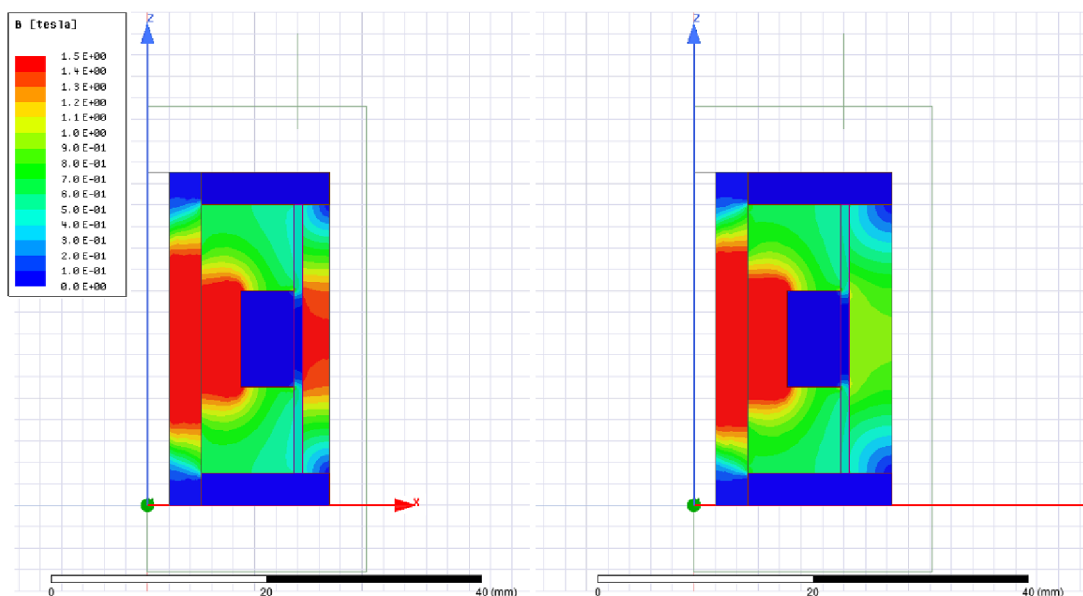
$A_p$	$m^2$	plocha pístu kolmá ke směru pohybu,
$F_f$	N	třecí síla,
$F_{\eta}$	N	smyková síla,
$F_{\tau}$	N	viskózní síla,
$h$	m	šířka štěrbiny,
$L$	m	výška pístu,
$Q$	$m^3 \cdot s^{-1}$	objem kapaliny, který proteče štěrbinou,
$v_p$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost pístu,
$w$	m	obvod středního průměru štěrbiny,
$\eta$	Pa·s	dynamická viskozita MR kapaliny,
$\tau_0$	Pa	mez toku MR kapaliny.



obr. 5-13 Složky tlumící síly (vlevo) [21] upraveno, rozměry pístní skupiny tlumiče (vpravo)

Jelikož mez toku MR kapaliny závisí na intenzitě magnetického pole, bylo nutné zjistit tuto hodnotu ve štěrbině, kudy proudí MR kapalina při pohybu pístu. Pro zjištění intenzity magnetického pole uprostřed štěrbiny byl proveden výpočet pomocí programu Ansys

Maxwell. Simulační model je vytvořen jako 2D model a hodnota intenzity magnetického pole byla vypočítána pro proud na cívce 2 a 2,5 A. Při návrhu bylo nutné kontrolovat, zda magnetická indukce v sestavě pístu je rovnoměrně rozložena a není například v pístu výrazně vyšší než v plášti pístu, viz obr. 5-14 vpravo. Na obr. 5-14 vlevo je znázorněn průběh magnetické indukce na výsledné verzi 4.



obr. 5-14 Magnetická indukce v písní skupině tlumiče

Po zjištění hodnoty intenzity magnetického pole ve šterbině byla stanovena přibližná podoba F-v charakteristiky. Výslednou podobu F-v charakteristiky (při stejné výšce pístu pro zachování zdvihu tlumiče) nejvíce ovlivňuje šířka šterbiny. Výpočet byl proveden pro čtyři hodnoty šířky šterbiny. Při použití užší šterbiny je dosaženo vyšší tlumící síly v aktivovaném, ale i neaktivovaném stavu. Rozměry jednotlivých komponent jsou uvedeny v tab. 5-9 a na obr. 5-13. Při výpočtu byla uvažována MR kapalina LORD MRF-132. Firma LORD nabízí tři kapaliny – MRF-122, MRF-132 a MRF 140. Tyto kapaliny se liší dynamickou viskozitou, hustotou a hmotnostním podílem pevných částic v kapalině. Kapalina MRF-132 byla zvolena z důvodu, že z hlediska zmíněných parametrů je uprostřed, a je tedy možné změnou kapaliny zvýšit i snížit tlumící sílu.

Z předchozího výzkumu na Ústavu konstruování vyplynulo, že vypočítaná hodnota meze toku v aktivovaném stavu je přibližně o 20 % vyšší, než je tomu u reálného tlumiče. Z toho důvodu je v posledním řádku tabulky uvedena hodnota předpokládané skutečné hodnoty síly v aktivovaném stavu.

**tab. 5-9** Rozměry pístitní skupiny a intenzita magnetického pole ve štěrbině

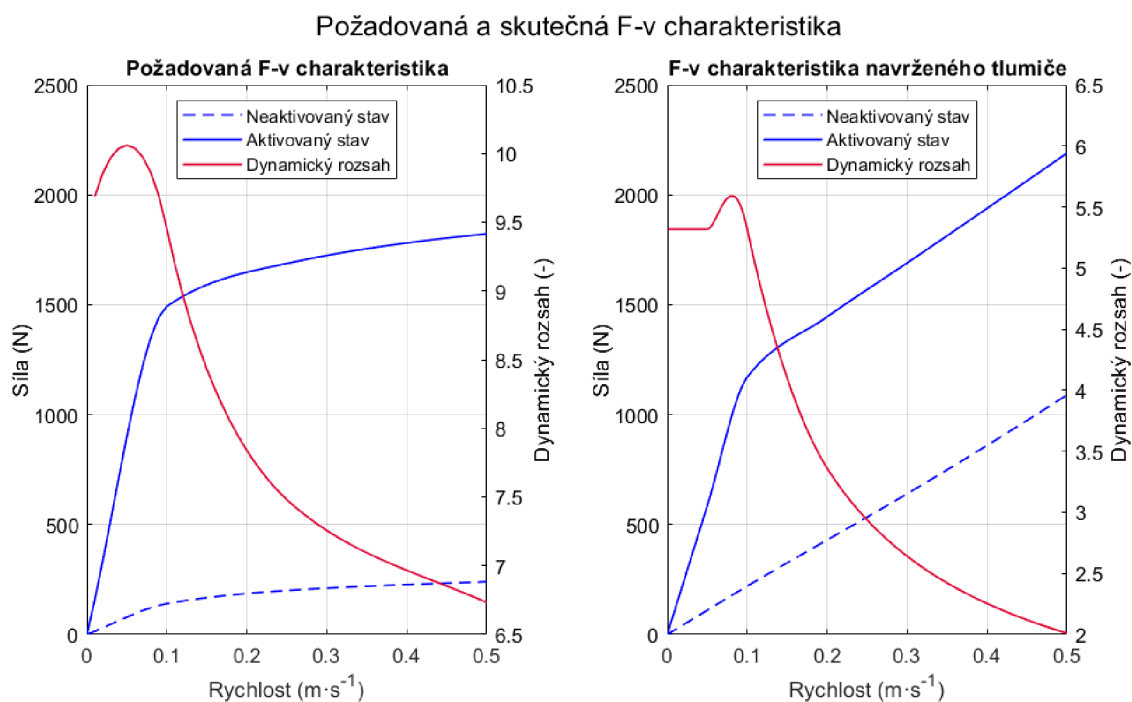
	Verze 1	Verze 2	Verze 3	Verze 4
A – Délka cívky (mm)	7	7	9	9
B – Délka pólu (mm)	8,5	8,5	8	8
C – Šířka štěrbin (mm)	0,65	0,7	0,75	0,8
D – Střední průměr štěrbin (mm)	28,35	28,3	28,25	28,2
Počet závitů cívky (-)	120	120	140	140
Intenzita mag. pole – 2,5 A (kA/m)	73,9	72,3	78	76
Síla – 0,1 m/s a 0 A (N)	360	300	255	225
Síla – 0,1 m/s a 2,5 A (N)	1795	1655	1475	1325
Síla – 0,1 m/s (skutečná) (N)	1600	1470	1295	1170

Čtyři F-v charakteristiky, vycházející z geometrie pístitu v tab. 5-9, byly nahrány do dynamického modelu a byly porovnány výsledky. Ve všech případech bylo dosaženo nejlepších výsledků, pokud byl zlom v F-v charakteristice při rychlosti  $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Nejlepších výsledků bylo dosaženo při použití tlumiče verze 4 a výsledky pro jednotlivé verze jsou porovnány v tab. 5-10 při použití algoritmu SH-2. Při dalším zvětšení šířky štěrbin došlo k opětovnému zhoršení výsledků.

Na obr. 5-15 je znázorněna F-v charakteristika tlumiče verze 4, která byla dále použita při návrhu jednotlivých komponent, společně s požadovanou F-v charakteristikou ze simulací.

tab. 5-10 Výsledky simulací při změně geometrie písní skupiny

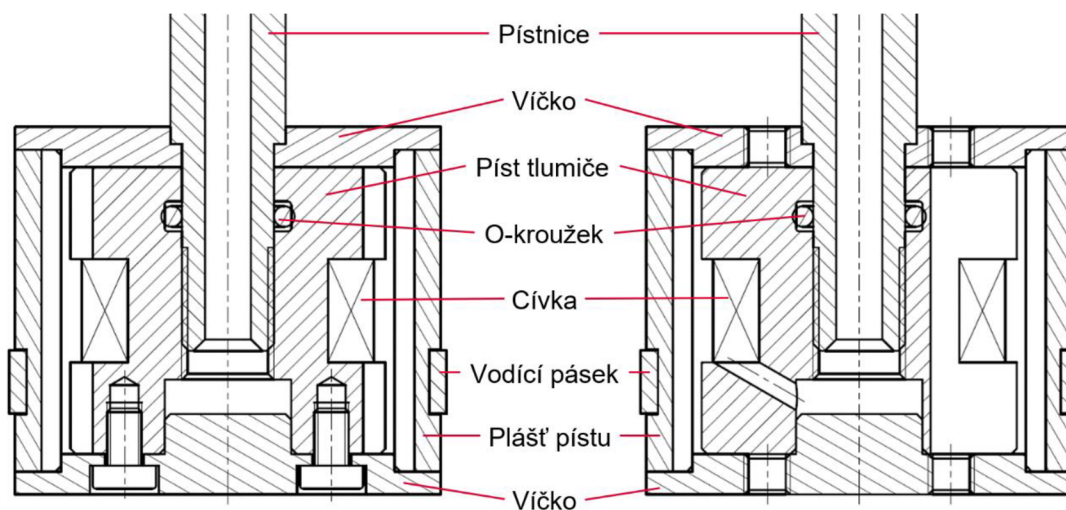
	$\sigma(a_0)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_0)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_0)$ mm
Vstupní data	0,982	0,0269	2,305
Algoritmus	$\sigma(a_1)$ m·s <sup>-2</sup>	$\sigma(v_1)$ m·s <sup>-1</sup>	$\sigma(y_1)$ mm
Pasivní	0,403	0,029	2,61
Verze 1	0,367	0,025	2,24
Verze 2	0,359	0,024	2,18
Verze 3	0,353	0,023	2,13
Verze 4	0,349	0,023	2,11



obr. 5-15 Požadovaná a skutečná podoba F-v charakteristiky

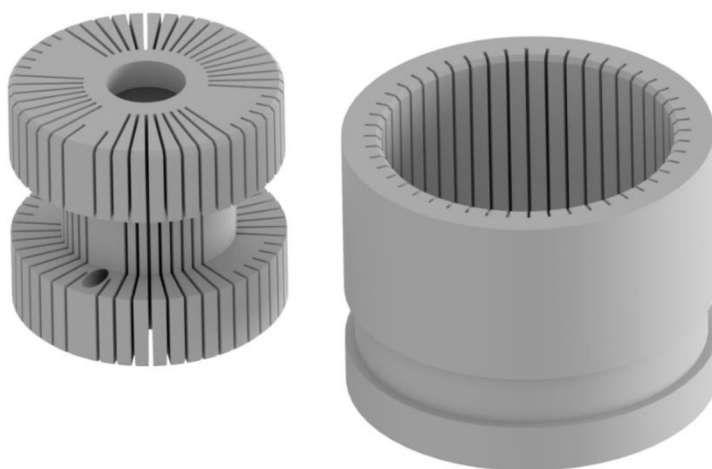
## 5.6 Konstrukční úpravy tlumiče

Poté, co byly definovány rozměry jednotlivých komponent, byly navrženy nové komponenty pístní skupiny. Na obr. 5-16 je schematicky znázorněna pístní skupina ve dvou na sebe kolmých řezech. Pístní skupina se nyní skládá z pístu, pláště pístu, horního a dolního víčka, pístnice, cívky a vodícího pásku (obr. 5-18).



obr. 5-16 Schéma pístní skupiny

Hlavní změnou pro dosažení rychlé doby odezvy je drážkování pístu a pláště tlumiče. Rozměry a počet drážek byl navržen na základě předchozího výzkumu na Ústavu konstruování. Píst je drážkován po celém obvodu, drážek je v pístu 48 a shodný počet jich je i v plášti pístu. Výjimkou jsou místa, kde jsou v pístu otvory pro šrouby a otvor pro vedení drátu k cívce, kde je hloubka drážek snížena, viz obr. 5-17.

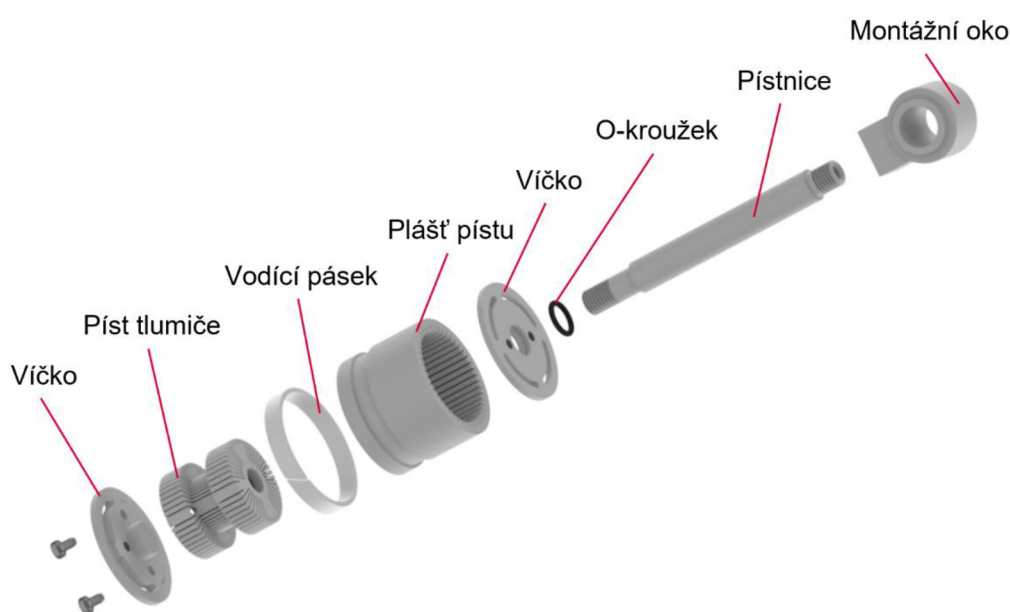


obr. 5-17 Drážkování pístu a pláště pístu

Pístnice je do pístu připevněna, stejně jako na původním tlumiči, pomocí závitu M8x1. Aby bylo zamezeno vnikání MR kapaliny do pístnice, je mezi pístnicí a pístem umístěn o-kroužek o rozměrech 8x2 mm. Drát cívky, která se nachází na pístu je veden otvorem do spodní části (obr. 5-16 vpravo), kde budou vývody cívky připájeny k vodičům, vedoucím skrze pístnici, k řídicí elektronice. Z toho důvodu má prostor pod pístnicí co největší průměr, co dovolí drážkování, aby zde bylo možné snadné pájení vodičů.

V plášti pístu je drážka pro vodící pásek, který má výšku 5,5 mm a jeho tloušťka je 1,5 mm. Vodící pásek zabraňuje kontaktu pláště pístu s pláštěm tlumiče, a jelikož je vyroben z teflonu, má nízký součinitel tření.

Pro získání požadovaného sklonu F-v charakteristiky je nutné vytvoření obtokového kanálu, který způsobí změnu sklonu v první části charakteristiky. Vytvoření obtokového kanálu je uvažováno zkrácením vodícího pásku, respektive zvětšením mezery mezi jeho konci. Při zvětšení mezery mezi konci pásku dojde se zmenšení sklonu F-v charakteristiky v její první části. Zkrácení pásku a tím vytvoření obtokového kanálu bude zhotoveno až po vyrobení a změření F-v charakteristik tlumiče.

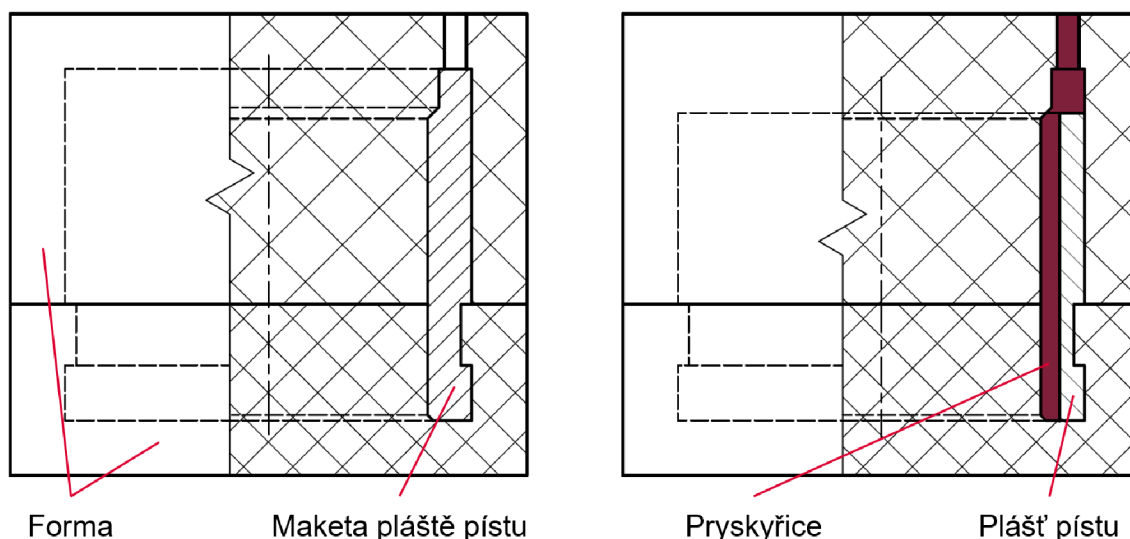


obr. 5-18 Komponenty nově navržené pístní skupiny

Po vyrobení pístu a pláště pístu je nutné vytvořené drážky zalít pryskyřicí, aby se do nich nedostala MR kapalina. Postup zalévání je schematicky znázorněn na obr. 5-19. Nejprve je vytvořena maketa pístu, respektive pláště pístu, a ta je postupně zalita do silikonu, nejprve část a poté zbytek tak, aby vznikla dvoudílná forma. Po ztuhnutí silikonu je z formy vyjmuta maketa a je do ní vložen vyrobený píst, respektive plášť pístu. Následně je do



formy ve vakuové komoře nalita pryskyřice a tím dojde k vyplnění všech drážek a v případě pístu i k zalití cívky. Po zatuhnutí pryskyřice je díl z formy vyjmut a připraven k sestavení. Po namontování pístnice s horním víčkem jsou připájeny vodiče z cívky k drátům vedoucím skrz pístnici k řídicí elektronice. Prostor pod spodním víčkem je poté vyplněn silikonem a následným namontováním pláště pístu a spodního víčka je sestava pístu připravena k použití.

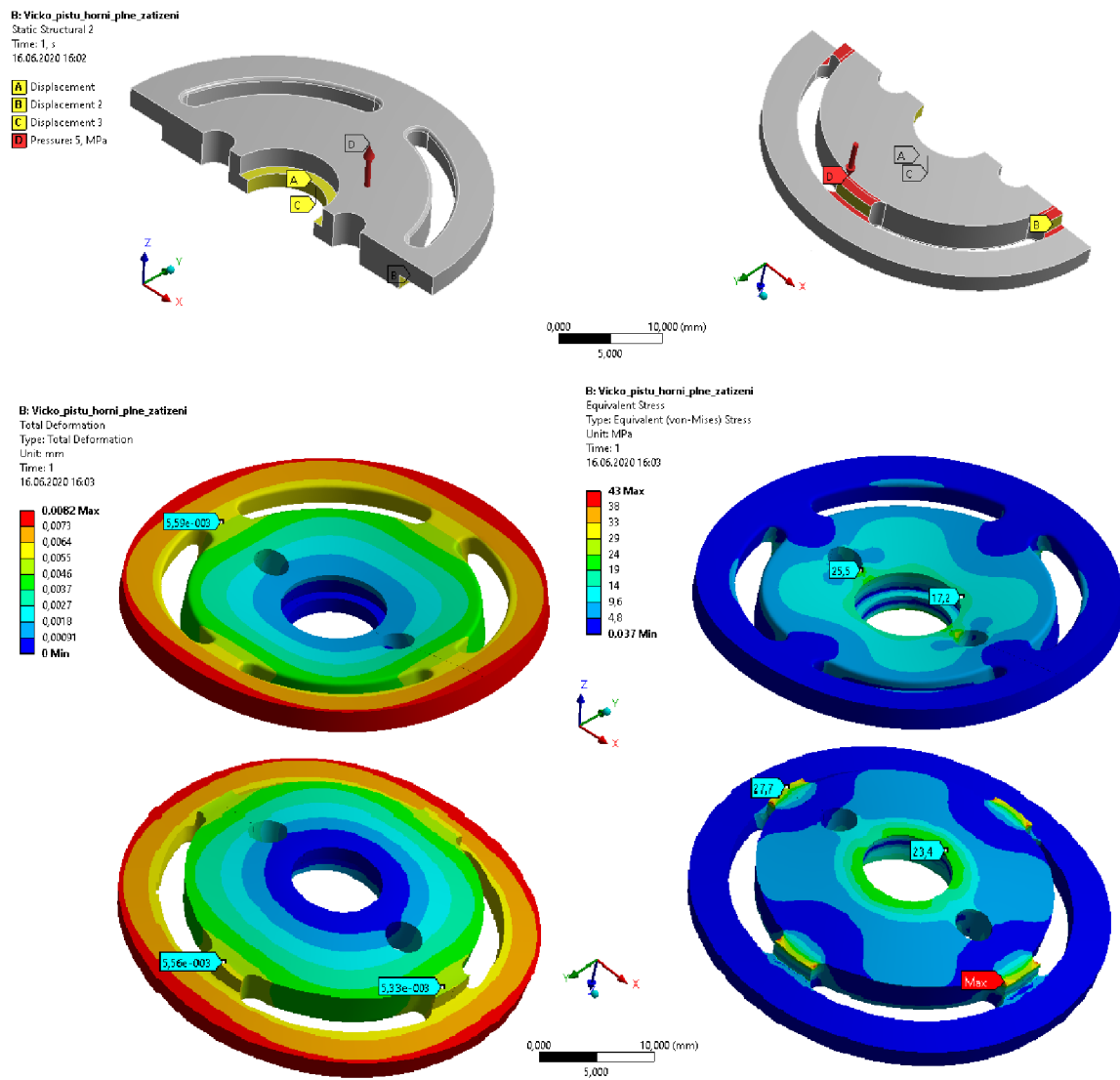


obr. 5-19 Schéma zalévání drážek

Víčka jsou v sestavě pro zajištění správné polohy pístu vůči plášti pístu. Horní víčko je připevněno k pístu pomocí osazení na pístnici a je vystředěno pomocí pístnice. Dolní víčko je k pístu přišroubováno pomocí dvou šroubů M3. Dolní víčko je vystředěno pomocí osazení uprostřed. Víčka pístu jsou dále nalisována do pláště pístu, a tím je dosaženo sousostnosti pláště pístu a samotného pístu. Ve víčkách jsou čtyři drážky, kterými proudí MR kapalina při pohybu pístu. V každém víčku jsou také dva otvory se závitem M4 pro snadnou demontáž víček z pláště. Materiál na výrobu víček je hliníková slitina EN-AW 6082, která je zvolena proto, aby nedocházelo k otláčení víček při montáži a demontáži.

Víčko je v montážním stavu zatěžováno tlakem kapaliny při pohybu tlumiče. Tlakový spád kapaliny při pohybu dosahuje při rychlosti  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  přibližně hodnoty 4,5 MPa. Pevnost víček byla ověřena pomocí MKP. Okrajové podmínky jsou znázorněny na obr. 5-20, kde na ploše A je zamezen pohyb ve směru osy Z a na plochách B a C je zamezen pohyb v osách X a Y. Na plochy D působí tlak o velikosti 5 MPa. Při těchto okrajových podmínkách je maximální deformace menší než 0,01 mm a napětí 43 MPa, viz obr. 5-20, kde je znázorněno horní víčko. Byl proveden výpočet pro horní i dolní víčko z důvodu

jejich rozdílné geometrie. Deformace je u obou víček téměř shodná a napětí se liší v řádu jednotek MPa.



obr. 5-20 Deformace a napětí v horním víčku při pohybu pístu

## 5.7 Testovací sedadlo

Pro testování účinnosti semiaktivního odpružení sedadla bylo navrženo testovací sedadlo, do kterého je zabudován navržený MR tlumič. Sedadlo bylo navrženo s ohledem na to, že se jedná o testovací sedadlo, které slouží k demonstraci účinnosti MR tlumiče, bude vyroben jeden kus a zároveň bylo navrženo tak, aby jeho parametry odpovídaly parametrům sedadel používaných v zemědělských strojích. Definované parametry, které má sedadlo splňovat, jsou zdvih sedadla 100 mm a rozsah hmotnosti řidiče 50–130 kg.

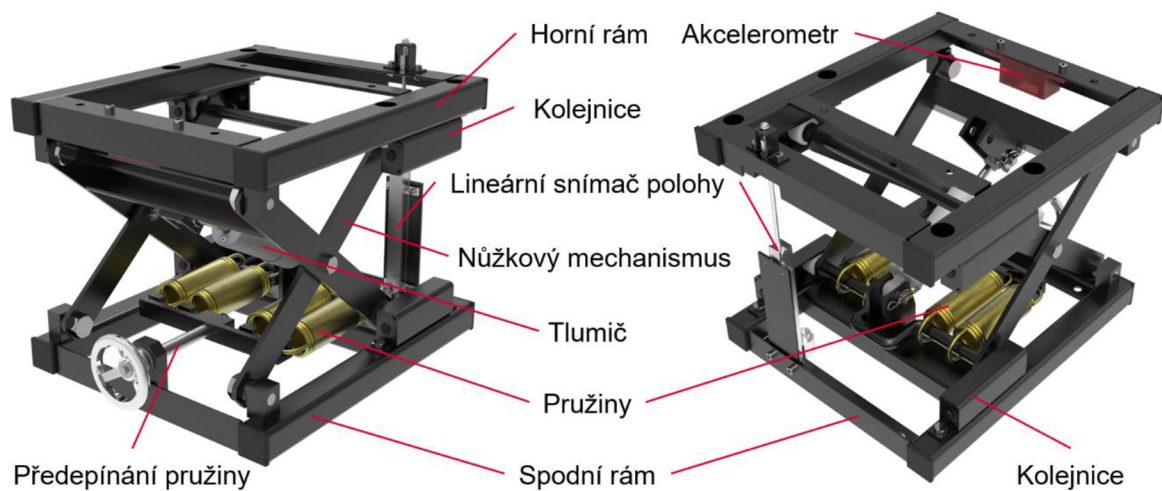
Výsledný návrh testovacího sedadla (viz obr. 5-21) má zdvih 97 mm a je dimenzováno pro uvedený rozsah hmotností řidiče, tj. 50–130 kg. Hlavním omezením zdvihu sedadla je zdvih tlumiče, který není využitý celý, ale je zkrácen přibližně o 2 mm na každé straně (to odpovídá cca 5 mm, o které by se musely stlačit gumové dorazy v kolejnici) z důvodu, aby nedošlo k poškození tlumiče a lineárního snímače polohy. Gumové dorazy sedadla jsou umístěny tak, aby jich bylo dosaženo dříve, než dojde k dosažení konce zdvihu tlumiče.



obr. 5-21 Testovací sedadlo

Vnější rozměry rámu jsou 335x380 mm, což je téměř shodné s komerčně dostupným sedadlem Maximo Basic od firmy GRAMMER CZ, s.r.o. To znamená, že pro krytování mechanismu lze využít krycí gumu z tohoto sedadla. Výška mechanismu bez sedáku se pohybuje v rozmezí 206,7–303,8 mm.

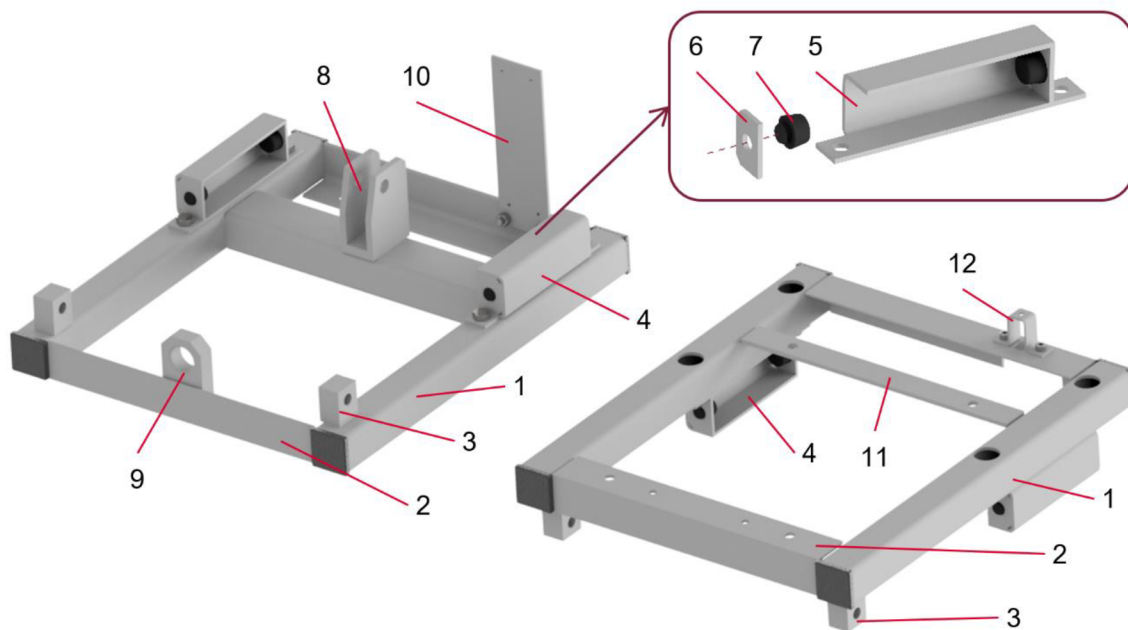
Navržené sedadlo lze rozdělit do pěti hlavních částí (viz obr. 5-22) – spodní rám, horní rám, nůžkový mechanismus, tlumič a sestava pružin a mechanismu pro jejich předepnutí. Tyto části jsou podrobněji popsány v následujících kapitolách.



obr. 5-22 Rám testovacího sedadla

### 5.7.1 Rám sedadla

Rám testovacího sedadla se skládá ze tří hlavních částí – spodního rámu, horního rámu a nůžkového mechanismu. Spodní a horní rám mají hlavní prvky konstrukce společné (viz obr. 5-23). Jedná se o svařence dvou čtvercových profilů (1) a dvou profilů průřezu L (2). Na čtvercových profilech jsou přivařeny přední držáky nůžkového mechanismu (3) a v zadní části jsou otvory pro přišroubování kolejnič (4), ve kterých se pohybují rolny nůžkového mechanismu. Kolečnice jsou k rámu připevněny šrouby z důvodu snadnější



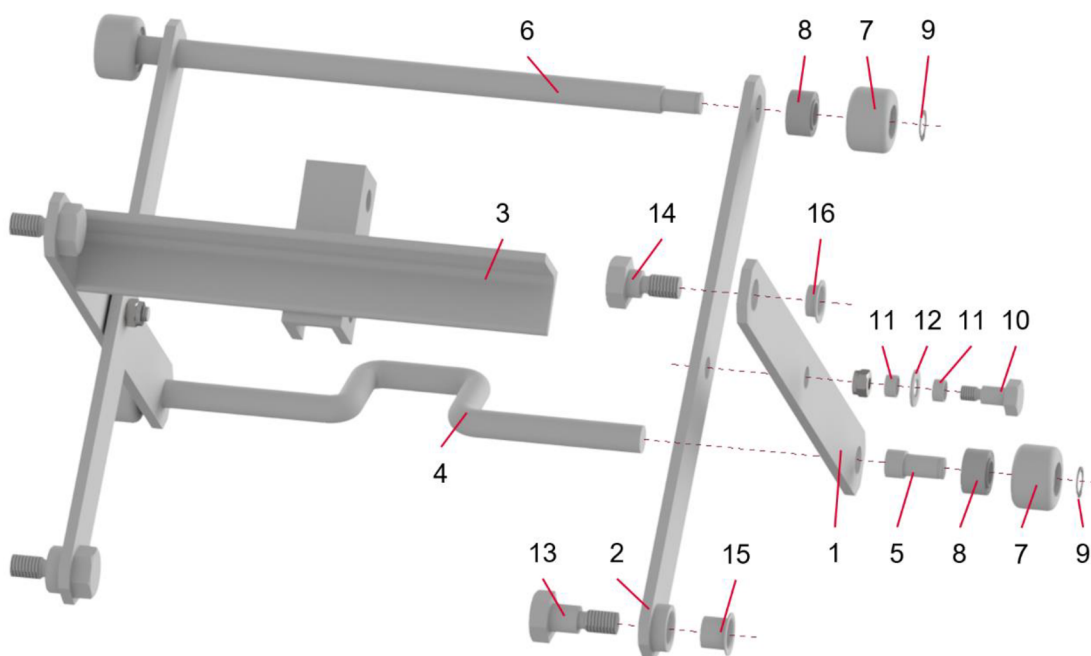
obr. 5-23 Spodní rám (vlevo) a horní rám (vpravo) testovacího sedadla

montáže a demontáže nůžkového mechanismu. Kolejnice se skládá ze tří částí – samotné kolejnice (5) (součást je vyrobena ohýbáním z plechu tloušťky 3 mm), ke které je na obou stranách přivařeno čelo s otvorem (6). Do těchto otvorů zapadají gumové dorazy (7), které omezují pohyb nůžkového mechanismu tak, aby nedošlo k poškození lineárního snímače polohy a tlumiče.

Na spodním rámu je dále přivařen držák tlumiče (8) a držák mechanismu sloužícího k předeptnutí pružin (9). V zadní části rámu je připevněn držák snímače polohy (10).

K hornímu rámu je přišroubováno sedadlo, v přední části k L profilu a v zadní části k přivařenému držáku (11). V přední části sedadla je umístěn akcelerometr v plastovém držáku. V zadní části rámu je umístěn držák pohyblivé části lineárního snímače polohy (12).

Nůžkový mechanismus (obr. 5-24) se skládá z čtyř ramen. Vnější ramena (1) jsou v horní části spojena držákem tlumiče (3) a ve spodní části spojovací tyčí (4), ke které jsou připevněny pružiny. Z vnější strany jsou v dolní části k ramenům přivařeny čepy roln (5). Vnitřní ramena (2) jsou spojena v horní části tyčí (6), která slouží zároveň jako čep pro horní rolny. Rolny (7) jsou uloženy na jehlových ložiscích (8) a ty jsou zajištěny proti axiálnímu pohybu z jedné strany osazením na čepu a na straně druhé pojistným kroužkem (9). Vnitřní ramena jsou spojena s těmi vnějšími pomocí čepů ve střední části (10). Pro snížení pasivních odporů při pohybu mechanismu jsou střední čepy uloženy v kluzných pouzdrech s teflonovou výstelkou (11). Výhodou těchto pouzder je, že jsou schopna

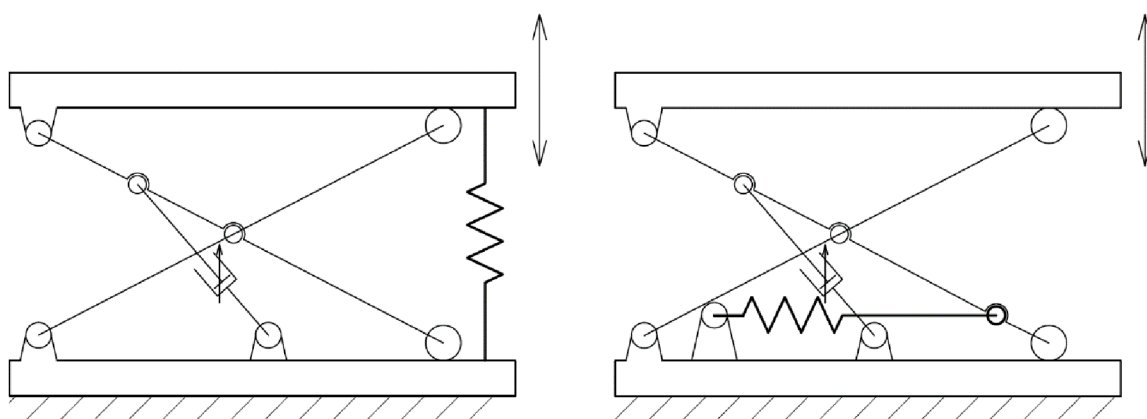


obr. 5-24 Nůžkový mechanismus

přenášet velká zatížení, jsou určena pro oscilační pohyb a jsou nenáročná na údržbu. Mezi rameny jsou umístěna axiální kluzná pouzdra (12), která zajišťují, že nedojde ke kontaktu ramen. V přední části je nůžkový mechanismus připevněn k hornímu a spodnímu rámu pomocí čepů se závitem (13, 14). Čepy jsou zašroubovány do spodního a horního rámu a v ramenech se otáčejí v kluzných pouzdrech (15, 16), stejně jako střední čepy.

## 5.7.2 Pružina

Při návrhu sedadla byly zvažovány dva koncepty umístění pružiny, jak je znázorněno na obr. 5-25.



obr. 5-25 Koncepte umístění pružiny

Varianta, kdy je pružina umístěna vertikálně, jak je znázorněno na obr. 5-25 vlevo, je výhodná z hlediska působení síly, kdy veškerá síla vyvozená stlačením pružiny působí na sedák. Naopak nevýhodou tohoto řešení je náročnější způsob předepínání pružiny při změně hmotnosti řidiče. Dalším prvkem, který by bylo nutné vzít v úvahu, je zajištění pružiny proti vybočení při jejím stlačování.

Druhou variantou je umístění pružiny horizontálně (obr. 5-25 vpravo). Výhodou tohoto řešení je snadnější předepínání pružiny. Avšak nevýhodou je, že síla od pružiny působí jen svojí částí na sedadlo ve vertikálním směru. Z toho plyne požadavek na větší tuhost pružiny a tím i vyšší namáhání jednotlivých částí mechanismu.

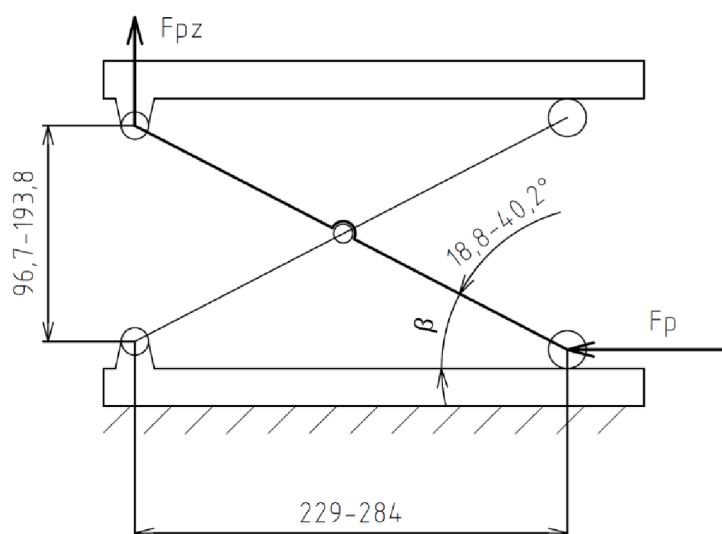
Z důvodu snadnější montáže a předpínání pružiny byla vybrána druhá varianta. Dále bylo nutné definovat tuhost pružiny. Jak již bylo zmíněno, uvažovaná hmotnost řidiče je 50–130 kg. Hmotnost odpružené hmoty sedadla je přibližně 10 kg. Při výpočtu bylo uvažováno, že po dosednutí řidiče na sedadlo se mechanismus dostane do poloviny zdvihu sedadla. Z těchto dat vychází, že při stlačení mechanismu o 50 mm musí být síla od pružiny působící na sedadlo ve vertikálním směru v rozmezí hodnot 450–1050 N. Síla od pružiny působící na sedadlo ve vertikálním směru je pouze částí síly vyvozené pružinou.

Síla od pružiny působící na sedadlo ve vertikálním směru (obr. 5-26) závisí na úhlu nůžkového mechanismu a vypočítá se dle vzorce:

$$F_{pz} = F_p \cdot \tan(\beta) \quad (5-5)$$

kde:

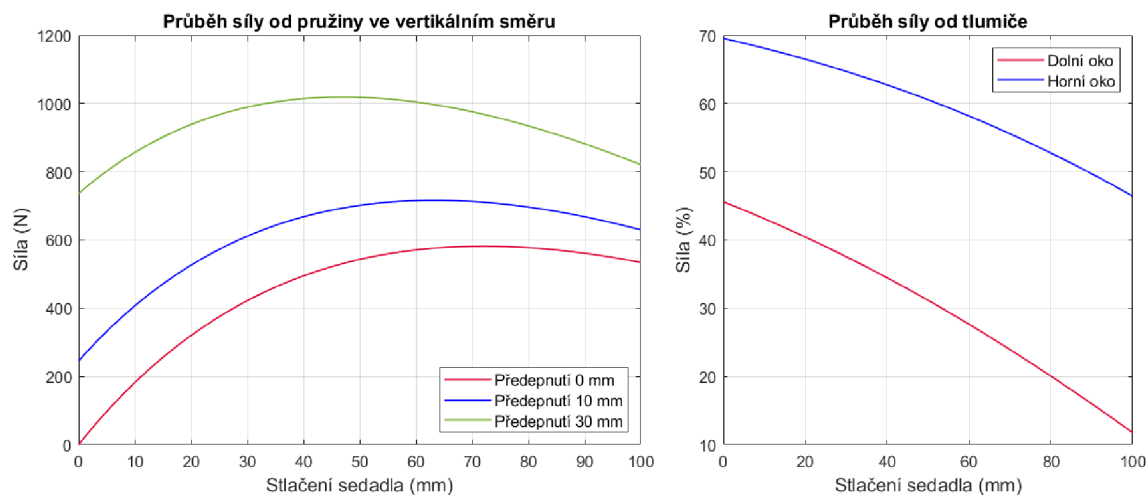
$F_{pz}$	N	síla od pružiny působící na sedadlo ve vertikálním směru,
$F_p$	N	síla od pružiny,
$\beta$	°	úhel ramena nůžkového mechanismu.



obr. 5-26 Síla od pružiny působící na sedadlo

Z geometrie nůžkového mechanismu a z definované síly na sedák byly stanoveny požadavky na pružinu – tuhost 29 N/mm a možnost prodloužení o 90 mm (prodloužení o 55 mm při propružení sedadla + předepnutí pružiny). Z důvodu požadované vysoké tuhosti pružiny byly použity čtyři pružiny od firmy Gutekunst Federn typ Z-246JX o tuhosti  $7,15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , které je možné prodloužit maximálně o 111,6 mm.

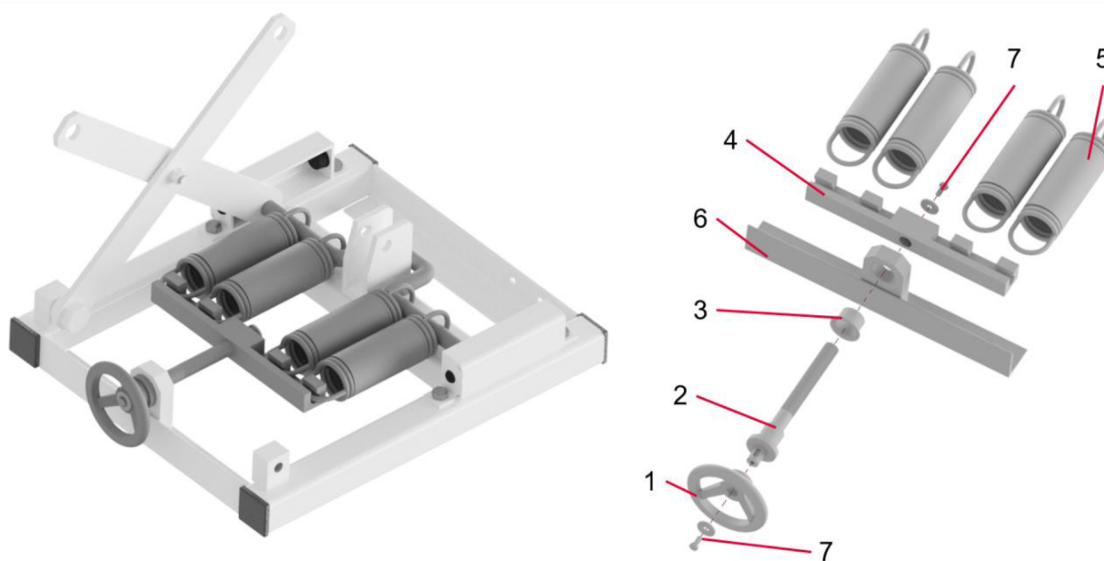
Na obr. 5-27 je znázorněn průběh síly, kterou působí pružina ve vertikálním směru na horní rám sedadla. Je uvažováno nulové předpětí při hmotnosti řidiče 50 kg, předepnutí pružiny o 10 mm při hmotnosti řidiče 80 kg a předepnutí pružiny o 30 mm při hmotnosti řidiče 130 kg. Jak je z grafu patrné, při počátečním předpětí pružiny síla pružiny neroste společně se stlačováním sedadla. Mohlo by tedy dojít k tomu, že síla od odpružené hmoty by byla tak vysoká, že při dosažení spodního dorazu by se sedadlo již nedokázalo dostat zpět do střední polohy – tomu lze zabránit vhodným předpětím pružiny – zvýšením počátečního předpětí pružiny.



obr. 5-27 Průběh síly od pružiny a tlumiče při stlačení sedadla

Průběh síly od pružiny, jak je znázorněn na obr. 5-27, nyní neodpovídá dynamickému modelu. Z toho důvodu byl do dynamického modelu přidán přepočítání síly od pružiny v závislosti na zadané hodnotě předpětí pružiny a okamžitém stlačení sedadla. Výsledky simulací s takto umístěnými pružinami jsou uvedeny v kapitole 5.7.5

Způsob uchycení pružin je znázorněn na obr. 5-28. Mechanismus pro předepnutí pružin se skládá z ovládacího kola (1), které je nasazeno na hřídeli (2). Na hřídeli je zajištěno proti protočení těsným perem a v axiálním směru je zajištěno pomocí šroubu (7). Hřídel prochází skrz kluzné pouzdro (3), které je nalisované ve spodním rámu testovacího sedadla (6). Hřídel je zašroubována pomocí závitu M14x1,5 do držáku pružin (4), ke kterému jsou přichyceny pružiny (5). Otáčením ovládacího kolečka je měněna poloha držáku pružin na

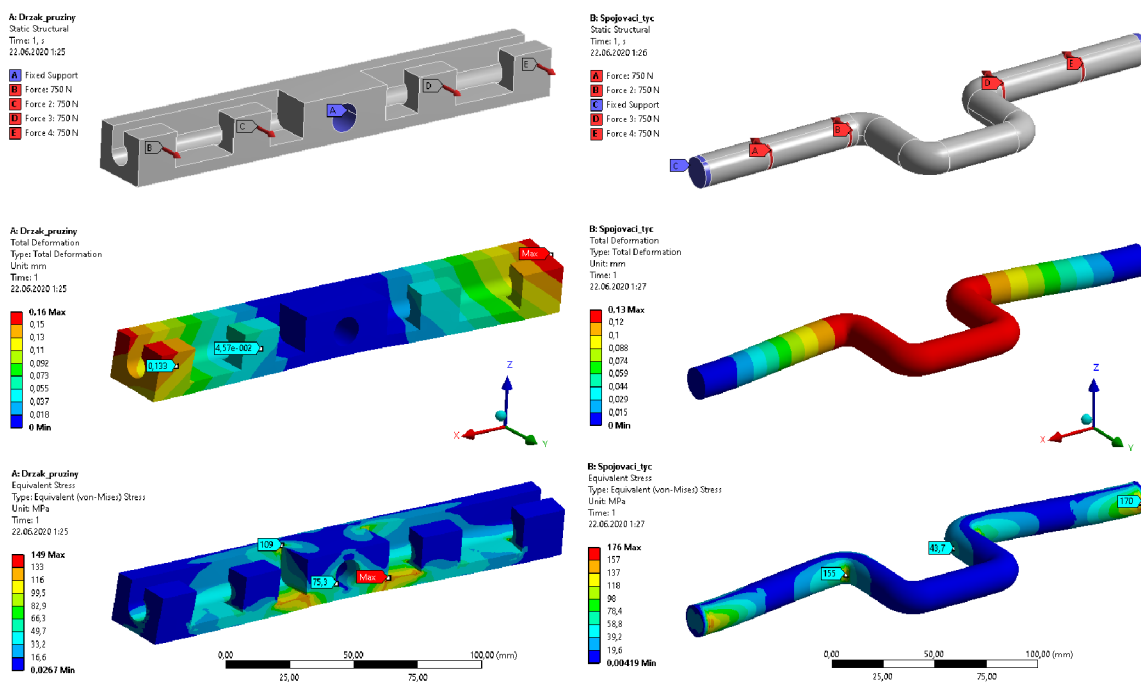


obr. 5-28 Mechanismus předepínání pružin



hřídeli a tím je měněno předpětí pružin. Aby nedošlo k úplnému vyšroubování držáku pružin z hřídele, je na konci hřídele pojistný šroub s velkoplošnou podložkou (7).

Držák pružin je namáhán při pohybu silou od pružin. Z toho důvodu byl proveden výpočet pro kontrolu deformace a napětí v součásti pomocí MKP (viz obr. 5-29). Současně s tím byl proveden i výpočet spojovací tyče, o kterou jsou pružiny zaháknuté na druhé straně. U obou součástí bylo uvažováno zatížení 750 N od každé pružiny, což je maximální síla, kterou pružiny působí při maximálním stlačení sedadla a při maximálním počátečním prodloužení pružiny. Této hodnoty síly je v sestavě dosaženo pouze v případě, že osoba sedící na sedadle má 130 kg a pružiny jsou na počátku předepnuty o 50 mm. Držák pružin se při tomto zatížení deformuje o 0,16 mm a maximální napětí v součásti je 149 MPa. Spojovací tyč se při tomto zatížení deformuje o 0,13 mm a maximální napětí v součásti je 176 MPa. Ohyb, který je na spojovací tyči, aby nenastala kolize s držákem tlumiče, má pozitivní vliv na deformaci, která je v tomto případě nižší o 25 %, i na napětí v součásti, které kleslo o 20 %.

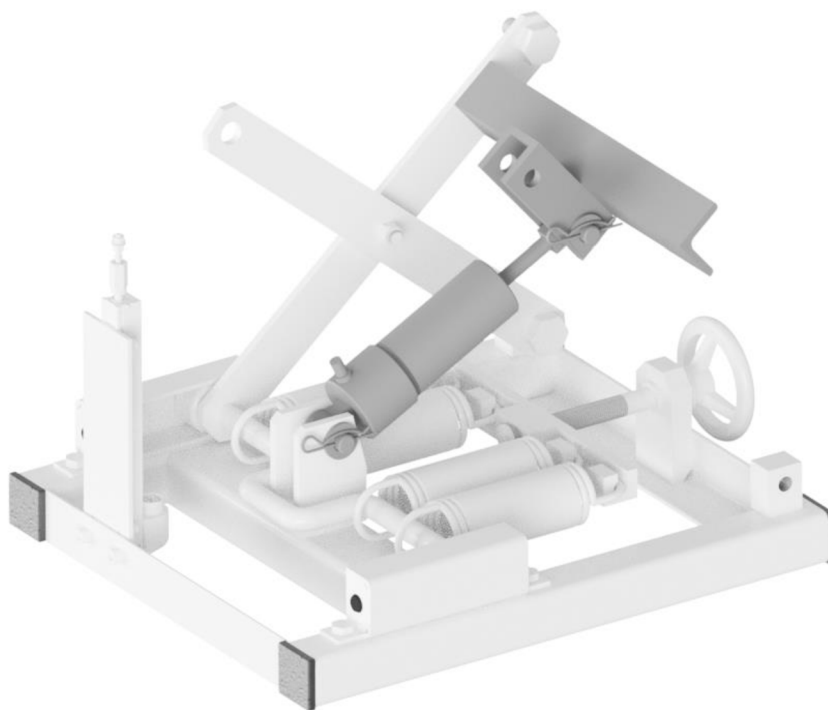


obr. 5-29 Výpočet napětí a deformace pomocí MKP

### 5.7.3 Uložení tlumiče

Tlumič je v sedadle umístěn pod úhlem tak, aby bylo dosaženo zdvihu sedadla 100 mm. Dolní uchycení tlumiče se nachází na spodním rámu testovacího sedadla a je pevné. Horní uchycení tlumiče se nachází na nůžkovém mechanismu a zde lze zvolit dvě polohy tlumiče

(viz obr. 5-30). Změnou uchycení se změní úhel, pod kterým je tlumič uchycen a tím se změní i velikost tlumící síly.



obr. 5-30 Umístění tlumiče v testovacím sedadle

Pokud je vyžadována vyšší tlumící síla, je horní oko tlumiče upevněno do horního oka na rámu. Při této pozici dochází k lepšímu útlumu vibrací v oblasti rezonanční frekvence. Naopak, při upevnění do dolního oka na rámu dochází k lepšímu útlumu v nadrezonančních frekvencích. Možnost změny polohy tlumiče umožňuje dosáhnout lepšího útlumu vibrací při různém zatížení sedadla (viz kapitola 5.7.5) a demonstrovat rozdílný přenos vibrací v závislosti na tlumící síle. Průběh tlumící síly, respektive její části působící proti pohybu sedadla vlivem sklonu tlumiče, v závislosti na stlačení sedadla je znázorněn na obr. 5-27 vpravo. Aby bylo možné změnit polohu horního oka tlumiče snadno mezi testy, je čep zajištěn pomocí pružné závlačky.

#### 5.7.4 Senzory

Aby bylo možné MR tlumič řídit některým ze simulovaných řídicích algoritmů, je nutné získávat vstupní data pro vyhodnocování přepínání tlumící síly. Jelikož jsou vstupními veličinami do algoritmů SH-2 a SH-L rychlost odpružené hmoty a relativní rychlost mezi

odpruženou a neodpruženou hmotou, a do algoritmu ADD zrychlení odpružené hmoty a relativní rychlost mezi odpruženou a neodpruženou hmotou, byly zvoleny dva senzory.

Prvním je akcelerometr umístěný na horním rámu testovacího sedadla, který měří zrychlení odpružené hmoty a integrací tohoto signálu je získána rychlost odpružené hmoty. Jedná se o akcelerometr MPU-6050, který má rozsah měření zrychlení nastavitelný v rozsahu  $\pm 2$ – $\pm 16$  g. Akcelerometr je umístěn v držáku z materiálu ABS vyrobeném metodou FDM na 3D tiskárně.

Druhým senzorem je lineární snímač polohy, který měří relativní výchylku mezi spodním rámem (neodpruženou hmotou) a horním rámem (odpruženou hmotou) testovacího sedadla. Derivací tohoto signálu je získána relativní rychlost mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Použitý snímač je MEGATRON CI18 125, jehož měřicí rozsah je 125 mm.

### 5.7.5 Simulace s navrženým sedadlem

Jelikož byla změněna poloha pružiny, a tedy i průběh síly při pohybu sedadla, byly provedeny simulace pro získání výsledků, jaké lze očekávat na výše navrženém testovacím sedadle. Simulace byly provedeny pro tři rozdílné hodnoty hmotnosti odpružené hmoty – 41, 66 a 100 kg, respektive rozdílné hmotnosti řidiče 50, 80 a 130 kg, a pro tlumič uchycený v obou možných polohách (dolní a horní oko). Výsledky simulací jsou uvedeny v tab. 5-11.

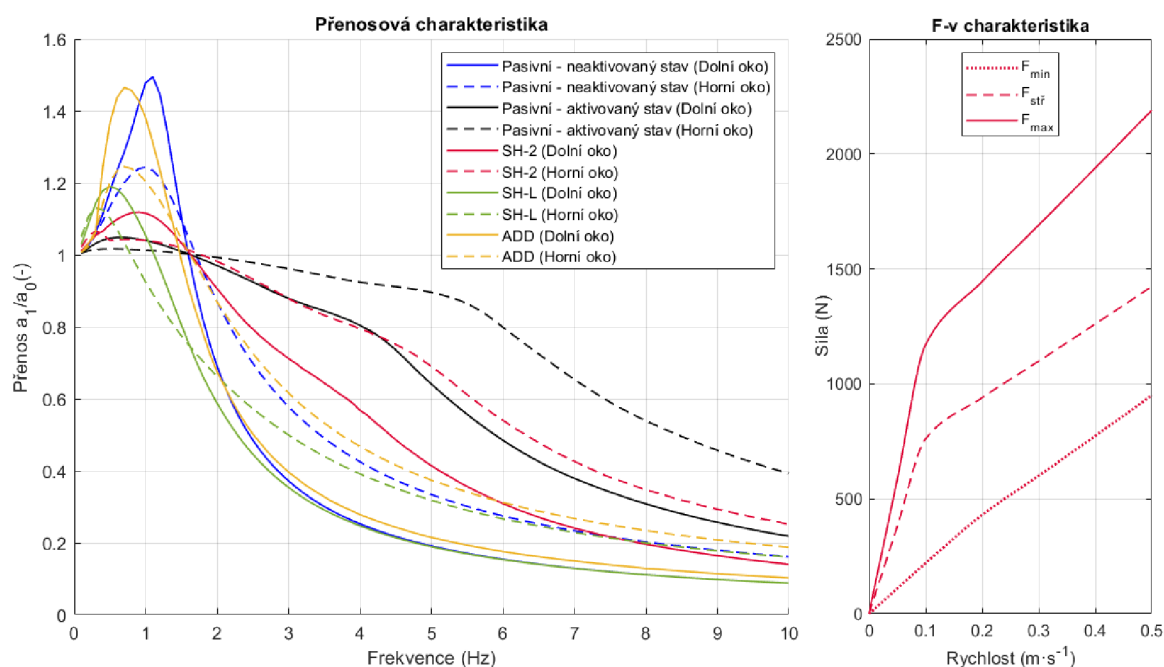
tab. 5-11 Výsledky simulací s konfigurací navrženého sedadla

Hmotnost (kg)	41		66		100	
Pozice tlumiče	Dolní oko	Horní oko	Dolní oko	Horní oko	Dolní oko	Horní oko
Algoritmus	$\sigma(a_1)$ (m·s <sup>-2</sup> )					
Pasivní	0,45	0,48	0,28	0,31	0,20	0,24
SH-2	0,39	0,42	0,25	0,31	0,15	0,22
SH-L	0,39	0,37	0,22	0,26	0,14	0,19
ADD	0,41	0,38	0,23	0,28	0,14	0,20

Sestava, pokud je MR tlumič v pasivním režimu, dosahuje nejlepších výsledků při použití křivky F-v charakteristiky pro neaktivovaný stav tlumiče, respektive křivky  $F_{min}$ , vpravo na obr. 5-31.

Na obr. 5-31 vlevo je znázorněna přenosová charakteristika při hmotnosti odpružené hmoty 66 kg pro všechny algoritmy a pro pasivní nastavení. Na obr. 5-31 vpravo je znázorněna F-v charakteristika navrženého tlumiče, kdy všechny algoritmy využívají stejnou křivku pro neaktivovaný stav ( $F_{min}$ ) a pro aktivovaný stav používá algoritmus SH-2 křivku  $F_{stř}$  a algoritmy SH-L a ADD křivku  $F_{max}$ .

Na obr. 5-31 vlevo je vidět, že různé algoritmy poskytují různý útlum vibrací v závislosti na tom, zda se budící signál pohybuje v oblasti rezonančních či nadrezonančních frekvencí. Nejlepší útlum vibrací v oblasti rezonančních frekvencí poskytuje algoritmus SH-2. Oproti tomu v oblasti nadrezonančních frekvencí dosahuje nejlepších výsledků algoritmus SH-L.



obr. 5-31 Přenosová charakteristika a použitá F-v charakteristika

## 6 DISKUZE

V rámci diplomové práce byl simulován systém odpružení sedadla zemědělského stroje. Na základě výsledků simulací byly navrženy úpravy MR tlumiče pro dosažení rychlé doby odezvy společně se sestavou pro testování přenosu vibrací na řidiče.

Simulační model byl vytvořen jako model s jedním stupněm volnosti, kde je zahrnut i parametr reálné doby odezvy MR tlumiče, který je ve většině dodnes publikovaných článků zanedbán. Účinnost systému určuje i řídicí algoritmus, který řídí přepínání mezi F-v charakteristikami. V rámci práce byly do dynamického modelu implementovány a porovnávány tři různé řídicí algoritmy – SH-2, SH-L a ADD.

Pro definování vhodného nastavení parametrů sestavy a určení vhodné F-v charakteristiky pro danou aplikaci, byl dynamický model buzen signálem naměřeným na reálném stroji při práci. Z 11 měření provedených na traktorech různé velikosti a stupni výbavy bylo pro simulace bylo vybráno měření ADXL05. Toto měření bylo provedeno na moderním traktoru střední velikosti John Deere 6110M, který má mechanicky odpruženou kabinu.

Částečným zjednodušením modelu je definování odpružené hmoty, respektive hmotnosti řidiče, jako hmotného bodu v systému. V dynamickém modelu jsou dále zanedbány pasivní odpory při pohybu sedadla a tlumiče způsobené třením v těsněních tlumiče a třením v uložení pohyblivých dílů testovacího sedadla. V rámci simulace bylo definováno uložení tlumiče jako dokonale tuhé, což je reálně nedosažitelný parametr. Při návrhu testovacího sedadla byl kladen důraz, jak na minimalizaci tření mezi součástmi, tak na tuhost uchycovacích bodů tlumiče pro snížení vlivu těchto parametrů na výsledky testů.

Výsledky simulací potvrdily pozitivní vliv krátké doby odezvy na dosažitelný komfort i rozdílnou účinnost jednotlivých řídicích algoritmů, kdy SH-2 dosahuje lepších výsledků v oblasti rezonančních frekvencí na rozdíl od algoritmu ADD, který je vhodnější pro oblast nadrezonančních frekvencí.

Na základě výsledků v kapitole 5.7.5 lze konstatovat, že MR tlumič s krátkou dobou odezvy v systému odpružení má kladný vliv na komfort tím, že sníží přenos vibrací na řidiče v průměru o 15–25 % oproti pasivnímu tlumiči, respektive MR tlumiči v pasivním režimu.

Na základě výsledků simulací je dále v práci navržena úprava tlumiče, aby bylo dosaženo rychlé doby odezvy a zároveň byly splněny požadavky na tlumící sílu pro aktivovaný a neaktivovaný stav. Výpočet F-v charakteristiky byl provedený na základě rovnic z článku [21], kde je tlumící síla definována součtem smykové, viskózní a třecí síly. Smyková síla v tlumiči závisí na hodnotě intenzity magnetického pole ve štěrbině, která byla vyhodnocena výpočtem pomocí programu Ansys Maxwell. Pro dosažení rychlé doby odezvy bylo navrženo drážkování pístu a pláště pístu, které bude zhotoveno pomocí

elektroerozivního obrábění. Společně s díly pístitní skupiny byly navrženy i makety pro výrobu forem, které se použijí pro zalití drážek pryskyřicí ve vakuové komoře.

Pro možnost porovnání pasivního odpružení (MR tlumič v pasivním režimu) a semiaktivního odpružení a srovnání simulací s reálnou sestavou bylo navrženo testovací sedadlo. Sestava byla navržena s ohledem na její použití, kdy je požadována možnost snadného měnění parametrů tuhosti pružiny a polohy tlumiče, s ohledem na to, že bude vyráběna pouze v jednom kuse a aby svými parametry odpovídala komerčně dostupným sedadlům. Navržené senzory umístěné na testovacím sedadle jsou vhodné pro řízení všech třech simulovaných algoritmů. Algoritmus ADD je jednodušší z hlediska přímého využívání signálu z akcelerometru. Pro algoritmy SH-2 a SH-L je nutné tento signál integrovat pro získání rychlosti odpružené hmoty.

## 7 ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh semiaktivního systému odpružení, což zahrnuje vytvoření dynamického modelu, který bude takový systém simulovat. Na základě řešerše byly definovány požadavky na dynamický model. Vytvořený model odpovídá reálné sestavě více, než velká většina dodnes publikovaných simulací, jelikož zahrnuje reálnou dobu odezvy tlumiče, která výrazně ovlivňuje výsledky simulací, a je buzen signálem naměřeným v reálných podmínkách.

Ze tří simulovaných řídicích algoritmů (SH-2, SH-L a ADD) dosahuje nejlepších výsledků algoritmus SH-L. Nicméně pro užší spektra vibrací dosahují ostatní algoritmy lepších výsledků, jako například algoritmus SH-2 v oblasti rezonančních frekvencí. Při dalším výzkumu by mohl být do dynamického modelu implementován algoritmus SH-ADD, který je popsán v řešeršní části, a který spojuje algoritmy SH-2 a ADD, díky čemuž by mohlo být dosaženo lepších výsledků než při použití algoritmu SH-L.

Výstupy simulací a popis dynamického modelu byl shrnut v článku, který byl napsán k příležitosti konference Engineering Mechanics 2020.

Na základě výsledků simulací byla definována podoba F-v charakteristiky a byly navrženy úpravy MR tlumiče. Navržené úpravy vedou k dosažení požadovaných tlumících charakteristik a ke zkrácení doby odezvy MR tlumiče (řádově na jednotky ms), což vede k dosažení lepší vibroizolace než v případě komerčně dostupných MR tlumičů, u kterých se doba odezvy pohybuje v řádu desítek ms. U navrženého tlumiče je nutné po vyrobení, smontování a změření F-v charakteristik vytvořit obtok zkrácením vodícího pásku, aby bylo dosaženo požadovaného sklonu F-v charakteristik v jejich první části.

Pro testování přenosu vibrací na řidiče bylo navrženo testovací sedadlo pro rozsah hmotnosti řidiče 50–130 kg se zdvihem 97 mm. Rozměry rámu jsou 335x380 mm a výška mechanismu bez sedáku se pohybuje v rozmezí 207–304 mm při hmotnosti sestavy 17 kg. Na sestavu jsou umístěny dva senzory, jejichž výstupy jsou vstupními parametry do řídicího algoritmu. Na navržené sestavě lze efektivně testovat vliv parametrů tuhosti pružiny, tlumící síly či řídicího algoritmu na vibroizolaci.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PATIL, Mothiram K. a M. S. PALANICHAMY. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Applied Mathematical Modelling*. 1988, roč. 12, č. 1, s. 63–71. ISSN 0307904X.
- [2] BALLAM, Ed. Fire Apparatus Seating All About Safety, Comfort. In: *Firehouse* [online]. 2018 [vid. 25. únor 2019]. Dostupné z: <https://www.firehouse.com/apparatus/components/seats/article/12391045/selecting-fire-apparatus-seats-cab-seating-fire-apparatus-products>
- [3] KUPKA, Libor. *Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče*. nedatováno, č. Liberec, 2008. Dizertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.
- [4] HAUCK, Matthias. *Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze*. nedatováno, č. Berlín, 2001. Dizertační práce. Technischen Universität Berlin.
- [5] Sedadla řidičů odpružená. *C.I.E.B. Kahovec* [online]. ©2019. [vid. 24. březen 2019]. Dostupné z: <http://www.cieb.cz/produkty-sedadla-ridicu-odpruzena-10>
- [6] Seating Systems. *GRAMMER CZ* [online]. ©2019. [vid. 24. březen 2019]. Dostupné z: <https://cz.grammer.com/grammer-cz/svet-produktu/seating-systems.html>
- [7] Patriot SD. *Bostrom Seating* [online]. ©2018. [vid. 24. březen 2019]. Dostupné z: <https://www.bostromseating.com/en-us/product/seat/patriot-sd>
- [8] Maximo evolution active. *GRAMMER AG* [online]. ©2019. [vid. 14. listopad 2019]. Dostupné z: <https://www.grammer.com/en/products-markets/commercial-vehicles/agricultural-machinery/maximo/maximo-evolution-active.html>
- [9] Grammer seats & parts. *BEPCO Parts* [online]. ©2019. [vid. 14. listopad 2019]. Dostupné z: [http://www.picturesbase-agripro.com/~sharedoc/catalogue/EN/QRG\\_Grammer\\_Seats\\_EN\\_SD.pdf](http://www.picturesbase-agripro.com/~sharedoc/catalogue/EN/QRG_Grammer_Seats_EN_SD.pdf)
- [10] Seat Catalog Edition 03-2011. *Deere & Company* [online]. © 2019. [vid. 10. listopad 2019]. Dostupné z: [http://www.deere.co.uk/common/docs/parts\\_services/attachments/catalog/seat\\_overview.pdf](http://www.deere.co.uk/common/docs/parts_services/attachments/catalog/seat_overview.pdf)
- [11] Seat Catalog. *Deere & Company* [online]. © 2019. [vid. 10. listopad 2019]. Dostupné z: [http://www.deere.co.uk/common/docs/parts\\_services/attachments/catalog/seat\\_overview\\_70x0\\_80x0\\_90x0.pdf](http://www.deere.co.uk/common/docs/parts_services/attachments/catalog/seat_overview_70x0_80x0_90x0.pdf)
- [12] KUNZ, Jiří. *Kmitání lineárních systémů*. Praha: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04234-2.
- [13] STEIN, G. J., P. MŮČKA a T. P. GUNSTON. A study of locomotive driver's seat vertical suspension system with adjustable damper. *Vehicle System Dynamics*. 2009, roč. 47, č. 3, s. 363–386. ISSN 00423114.
- [14] BAI, Xian Xu, Norman M. WERELEY a Dai Hua WANG. Control and analysis of a magnetorheological energy absorber for both shock and vibration. *International Journal of Acoustics and Vibrations*. 2017, roč. 22, č. 1, s. 104–110. ISSN



10275851.

- [15] VANDERMOLEN, Gary L. Integrated semi-active seat suspension and seat lockup system. USA. Patent US6082715. 04.07.2000.
- [16] CATANZARITE, David M. Controllable seat damper system and control method therefor. USA. Patent US5652704. 29.07.1997.
- [17] BEARD, Andrew M. Active vehicle seat suspension system. USA. Patent US5975508. 02.11.1999.
- [18] Audi magnetic ride - Audi Technology Portal. *Audi Technology Portal* [online]. ©2019. [vid. 24. března 2019]. Dostupné z: [https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-magnetic-ride\\_en](https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-magnetic-ride_en)
- [19] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [20] GOLDASZ, Janusz a Bogdan SAPIŃSKI. *Insight into Magnetorheological Shock Absorbers*. B.m.: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-13233-4.
- [21] YANG, G, B F SPENCER, J D CARLSON a M K SAIN. Dynamic modeling and performance considerations on large-scale MR fluid dampers. *Civil Engineering*. 2001, roč. 24, s. 1–8.
- [22] MCMANUS, S. J., K. A. ST. CLAIR, P. É BOILEAU, J. BOUTIN a S. RAKHEJA. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration*. 2002, roč. 253, č. 1, s. 313–327. ISSN 0022460X.
- [23] STRECKER, Zbyněk, Jakub ROUPEC, Ivan MAZŮREK, Ondřej MACHÁČEK a Michal KUBÍK. Influence of response time of magnetorheological valve in Skyhook controlled three-parameter damping system. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018, roč. 10, č. 11, s. 1–8. ISSN 16878140.
- [24] KOO, Jeong Hoi, Fernando D. GONCALVES a Mehdi AHMADIAN. A comprehensive analysis of the response time of MR dampers. *Smart Materials and Structures*. 2006, roč. 15, č. 2, s. 351–358. ISSN 09641726.
- [25] STRECKER, Zbyněk, Michal KUBÍK, Petr VÍTEK, Jakub ROUPEC, David PALOŮŠEK a Vít ŠREIBR. Structured magnetic circuit for magnetorheological damper made by selective laser melting technology. *Smart Materials and Structures*. 2019. ISSN 0964-1726.
- [26] CHOI, S. B., M. H. NAM a B. K. LEE. Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2000, roč. 11, č. 12, s. 936–944. ISSN 1045389X.
- [27] STRECKER, Zbyněk, Ivan MAZŮREK, Jakub ROUPEC a Milan KLAPKA. Influence of MR damper response time on semiactive suspension control efficiency. *Meccanica*. 2015, roč. 50, č. 8, s. 1949–1959. ISSN 15729648.
- [28] POUSSOT-VASSAL, C., C. SPELTA, O. SENAME, S. M. SAVARESI a L. DUGARD. Survey on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model. *IFAC Proceedings Volumes*. 2011, roč. 44, s. 1802–1807. ISSN 14746670.
- [29] KOULOCHERIS, Dimitrios, Georgios PAPAIOANNOU a Emmanouil CHRYSOS. A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride

comfort. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017, č. 252.

- [30] SAVARESI, Sergio M, Enrico SILANI a Sergio BITTANTI. Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented. *ASME Journal of dynamic systems, measurement and control*. 2004, roč. 127, č. 2, s. 218–229.
- [31] JELÍNEK, Pavel. Simulace Processor In the Loop a Hardware In the Loop. *AUTOMA - časopis pro automatizační techniku, s.r.o.* [online] ©2016. [vid. 2. květen 2019]. Dostupné z: [http://automa.cz/cz/casopis-clanky/simulace-processor-in-the-loop-a-hardware-in-the-loop-2007\\_05\\_34311\\_2055/](http://automa.cz/cz/casopis-clanky/simulace-processor-in-the-loop-a-hardware-in-the-loop-2007_05_34311_2055/)
- [32] ČSN ISO 2631-1. Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím - Část 1: Všeobecné požadavky. *Praha: Český normalizační institut, 1999*. nedatováno.
- [33] LOCHMAN, Vít. Rekonstrukce nedemontovatelného MR tlumiče LORD. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, č. 53 s. vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [34] AHN, Kyoung Kwan, Dinh Quang TRUONG a Muhammad Aminul ISLAM. Modeling of a magneto-rheological (MR) fluid damper using a self tuning fuzzy mechanism. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2009, roč. 23, č. 5, s. 1485–1499. ISSN 1738494X.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

ADD		algoritmus Acceleration Driven Damper
FDM		fused deposition modeling
MKP		metoda konečných prvků
MR		magnetoreologický
PDD		algoritmus Power Driven Damper
SA		semiaktivní
SH-2		algoritmus dvoustavový Skyhook
SH-ADD		kombinace algoritmů dvoustavový Skyhook a Acceleration Driven Damper
SH-ADD-1s		kombinace algoritmů dvoustavový Skyhook a Acceleration Driven Damper využívající pouze 1 senzor
SH-L		algoritmus Kontinuální Skyhook
SLM		selective laser melting
$a_0$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení neodpružené hmoty
$a_1$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení odpružené hmoty
$a_{ef}$	$m \cdot s^{-2}$	efektivní hodnota zrychlení
$a_{VDV}$	$m \cdot s^{-1,75}$	kvartová hodnota dávky vibrací
$A_p$	$m^2$	plocha pístu kolmá ke směru pohybu
$c$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	okamžitý koeficient tlumení
$c_{min}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	minimální koeficient tlumení
$c_{max}$	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	maximální koeficient tlumení
$DO$	s	doba odezvy
$f_r$	Hz	rezonanční frekvence
$F_f$	N	třecí síla
$F_p$	N	síla od pružiny
$F_{pz}$	N	síla od pružiny působící na sedadlo ve vertikálním směru
$F_{rel}$	-	relativní síla, v rozmezí $\langle 0, 1 \rangle$
$F_\eta$	N	smyková síla

$F_\tau$	N	viskózní síla
$g$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
$h$	m	šířka štěrbin
$k$	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	tuhost pružiny
$L$	m	výška pístu
$m$	kg	hmotnost odpružené hmoty
$Q$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	objem kapaliny, který proteče štěrbinou
$t$	s	čas od začátku přepínání síly
$t_0$	s	čas pozorování (okamžitý)
$T$	s	doba trvání měření
$T_s$	s	vzorkovací perioda
$v_0$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost neodpružené hmoty
$v_1$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost odpružené hmoty
$v_p$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost pístu
$w$	m	obvod středního průměru štěrbin
$y_0$	m	translační posuv neodpružené hmoty
$y_1$	m	translační posuv odpružené hmoty
$\alpha$	-	ladící koeficient, nabývá hodnot z intervalu $\langle 0; 1 \rangle$
$\alpha_f$	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	frekvenční limit
$\beta$	°	úhel ramena nůžkového mechanismu
$\eta$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	dynamická viskozita MR kapaliny
$\sigma(a_0)$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	standardní odchylka zrychlení neodpružené hmoty
$\sigma(a_1)$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	standardní odchylka zrychlení odpružené hmoty
$\sigma(v_0)$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	standardní odchylka rychlosti neodpružené hmoty
$\sigma(v_1)$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	standardní odchylka rychlosti odpružené hmoty
$\sigma(y_0)$	m	standardní odchylka polohy neodpružené hmoty
$\sigma(y_1)$	m	standardní odchylka polohy odpružené hmoty
$\tau$	s	doba integrace probíhajícího průměrování
$\tau_0$	Pa	mez toku MR kapaliny

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>obr. 1-1</b> Řez sedadlem řidiče [2] .....	14
<b>obr. 2-1</b> Vývoj odpružení sedadel [4], upraveno.....	16
<b>obr. 2-2</b> Vodící mechanismy sedadla - paralelogram (vlevo), nůžkový mechanismus (vpravo) [5, 7] .....	17
<b>obr. 2-3</b> Sedadlo s MR tlumičem od firmy John Deere GmbH & Co. KG [11], upraveno .....	18
<b>obr. 2-4</b> Soustava s jedním stupněm volnosti .....	19
<b>obr. 2-5</b> Přenosová charakteristika pro různé velikosti tlumení .....	21
<b>obr. 2-6</b> Schéma sedadla s MR tlumičem [16], upraveno.....	23
<b>obr. 2-7</b> Řez MR tlumičem [18], upraveno .....	24
<b>obr. 2-8</b> Dvě konstrukční varianty MR tlumiče [14], upraveno .....	25
<b>obr. 2-9</b> Podoba F-v charakteristiky [22], upraveno .....	26
<b>obr. 2-10</b> Doba odezvy reálného tlumiče [23], upraveno .....	27
<b>obr. 2-11</b> Závislost nárůstu síly na čase (vlevo), závislost doby odezvy na rychlosti pístu (vpravo) [24], upraveno .....	28
<b>obr. 2-12</b> Píst a vnější plášť MR tlumiče vyrobený metodou SLM [25] .....	29
<b>obr. 2-13</b> Přenosové charakteristiky pasivního a MR tlumiče [13], upraveno .....	30
<b>obr. 2-14</b> Porovnání MR tlumiče v pasivním režimu a s řídicím algoritmem Skyhook [25], upraveno.....	31
<b>obr. 2-15</b> Přenosová charakteristika pro různá nastavení MR tlumiče a řídicího algoritmu [23], upraveno .....	32
<b>obr. 2-16</b> Závislost komfortu na době odezvy [27], upraveno .....	32
<b>obr. 2-17</b> Porovnání řídicích algoritmů [28], upraveno.....	38
<b>obr. 2-18</b> Simulace <i>hardware in the loop</i> [26], upraveno.....	39
<b>obr. 2-19</b> Basicentrická soustava souřadnic sedící osoby [3].....	40
<b>obr. 2-20</b> Meze pro stejné doby účinku efektivních hodnot zrychlení ve svislém směru pro osoby sedící [3], upraveno .....	44
<b>obr. 4-1</b> Postup řešení .....	48
<b>obr. 4-2</b> Inerciální měřicí jednotka.....	49
<b>obr. 4-3</b> Orientace os akcelerometrů .....	50

<b>obr. 4-4</b> Postup simulací .....	51
<b>obr. 4-5</b> Vstupní signály – sweep, přejezd překážky a reálné naměřené hodnoty .....	52
<b>obr. 4-6</b> Model pasivního systému odpružení v programu Matlab/Simulink .....	53
<b>obr. 4-7</b> F-v charakteristiky (vlevo z článku [22], vpravo používané v simulacích) .....	54
<b>obr. 4-8</b> Model semiaktivního systému odpružení s řídicím algoritmem Skyhook v programu Matlab/Simulink .....	55
<b>obr. 4-9</b> Model semiaktivního systému odpružení s řídicím algoritmem Kontinuální Skyhook.....	57
<b>obr. 5-1</b> Umístění inerciální měřící jednotky při měření (vlevo ADLX19, vpravo ADXL24).....	58
<b>obr. 5-2</b> Měření ADXL05 – zrychlení v ose z .....	60
<b>obr. 5-3</b> Měření ADXL05 – frekvenční analýza .....	60
<b>obr. 5-4</b> Měření zrychlení v ose z na sedadle – špatné nastavení sedadla .....	63
<b>obr. 5-5</b> Vliv parametrů sestavy na přenosovou charakteristiku.....	64
<b>obr. 5-6</b> Porovnání přenosových charakteristik – z článku [14] vlevo, ze simulace vpravo .....	65
<b>obr. 5-7</b> F-v charakteristiky (vlevo z článku [22], vpravo používané v simulacích) .....	65
<b>obr. 5-8</b> Přepínání mezi vyšší a nižší tlumící charakteristikou .....	67
<b>obr. 5-9</b> F-v charakteristika – vliv sklonu první části charakteristiky .....	70
<b>obr. 5-10</b> Požadovaná podoba F-v charakteristiky .....	72
<b>obr. 5-11</b> Porovnání algoritmů při přejezdu překážky .....	73
<b>obr. 5-12</b> Výchozí podoba tlumiče LORD RD-1005-3 [33], upraveno .....	74
<b>obr. 5-13</b> Složky tlumící síly (vlevo) [21] upraveno, rozměry pístní skupiny tlumiče (vpravo) .....	75
<b>obr. 5-14</b> Magnetická indukce v pístní skupině tlumiče.....	76
<b>obr. 5-15</b> Požadovaná a skutečná podoba F-v charakteristiky .....	78
<b>obr. 5-16</b> Schéma pístní skupiny.....	79
<b>obr. 5-17</b> Drážkování pístu a pláště pístu .....	79
<b>obr. 5-18</b> Komponenty nově navržené pístní skupiny.....	80
<b>obr. 5-19</b> Schéma zalévání drážek .....	81
<b>obr. 5-20</b> Deformace a napětí v horním víčku při pohybu pístu .....	82

<b>obr. 5-21</b>	Testovací sedadlo .....	83
<b>obr. 5-22</b>	Rám testovacího sedadla .....	84
<b>obr. 5-23</b>	Spodní rám (vlevo) a horní rám (vpravo) testovacího sedadla.....	84
<b>obr. 5-24</b>	Nůžkový mechanismus .....	85
<b>obr. 5-25</b>	Koncepce umístění pružiny .....	86
<b>obr. 5-26</b>	Síla od pružiny působící na sedadlo .....	87
<b>obr. 5-27</b>	Průběh síly od pružiny a tlumiče při stlačení sedadla .....	88
<b>obr. 5-28</b>	Mechanismus předepínání pružin .....	88
<b>obr. 5-29</b>	Výpočet napětí a deformace pomocí MKP .....	89
<b>obr. 5-30</b>	Umístění tlumiče v testovacím sedadle .....	90
<b>obr. 5-31</b>	Přenosová charakteristika a použitá F-v charakteristika .....	92

## 11 SEZNAM TABULEK

<b>tab. 2-1</b> Porovnání řídicích algoritmů [29] .....	37
<b>tab. 4-1</b> Podmínky přepínání síly .....	56
<b>tab. 5-1</b> Popis měření ADXL05 .....	59
<b>tab. 5-2</b> Vyhodnocení měření ADXL05.....	59
<b>tab. 5-3</b> Porovnání standardní odchylky zrychlení při měření na rozdílných strojích.....	62
<b>tab. 5-4</b> Porovnání vlivu změny doby odezvy.....	66
<b>tab. 5-5</b> Porovnání výsledků algoritmů SH-2 a SH-L .....	68
<b>tab. 5-6</b> Výsledky simulací s nulovou silou v neaktivovaném stavu.....	69
<b>tab. 5-7</b> Vliv sklonu první části F-v charakteristiky.....	71
<b>tab. 5-8</b> Výsledky s vhodnou F-v charakteristikou .....	72
<b>tab. 5-9</b> Rozměry písní skupiny a intenzita magnetického pole ve štěrbině.....	77
<b>tab. 5-10</b> Výsledky simulací při změně geometrie písní skupiny .....	78
<b>tab. 5-11</b> Výsledky simulací s konfigurací navrženého sedadla .....	91



## 12 SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1: Vyhodnocení měření

### Externí přílohy

PŘÍLOHA 2: Výkresová dokumentace upravených dílů tlumiče

PŘÍLOHA 3: Výkresová dokumentace testovacího sedadla

PŘÍLOHA 4: Publikační výsledek

PŘÍLOHA 5: 3D modely upravených dílů tlumiče

PŘÍLOHA 6: 3D modely testovacího sedadla

PŘÍLOHA 7: Dynamický model navrženého testovacího sedadla

# PŘÍLOHY

## PŘÍLOHA 1

### ADXL05

---

Název souboru s daty	ADXL05
Datum a čas měření	19.08.2019 17.00–23.00
Traktor	John Deere 6110M
Hmotnost traktoru	6 500 kg
Uložení kabiny	Odpružená mechanicky
Typ sedadla	Grammer – MSG95/741 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Návěs Pronar T679M
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	4 200/19 000 kg
Typ práce	Odvoz obilí z pole do sila
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

---

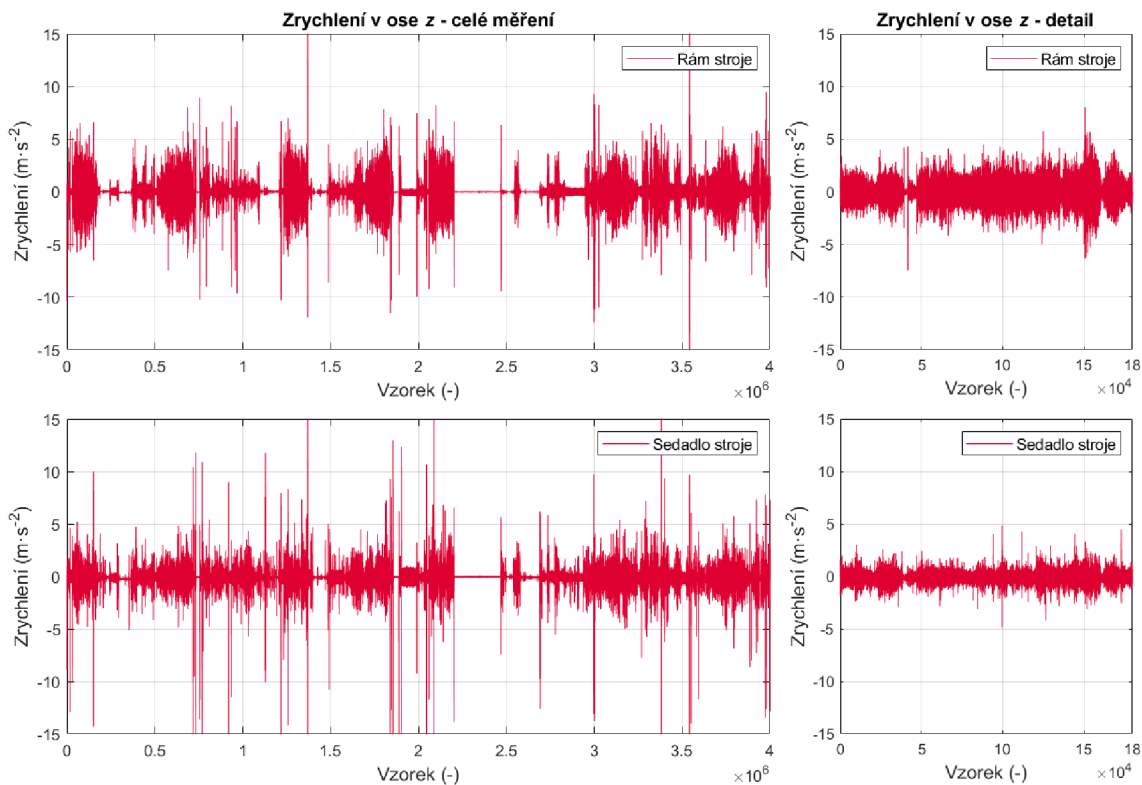
---

#### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,581	0,408
Vybraný úsek	0,862	0,477

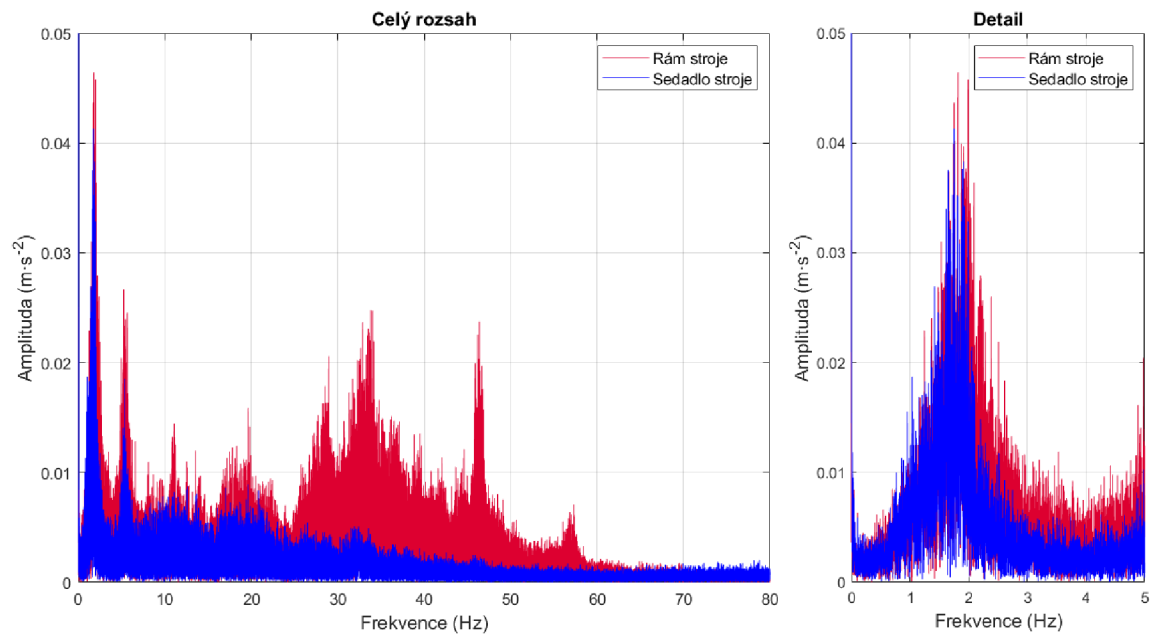
---

### Měření ADXL05



obr. Příloha 1-1 Měření ADXL05 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza - měření ADXL05



obr. Příloha 1-2 Měření ADXL05 – frekvenční analýza

## ADXL09

---

Název souboru s daty	ADXL09
Datum a čas měření	24.08.2019 14.00–17.30
Traktor	John Deere 6110M
Hmotnost traktoru	6 500 kg
Uložení kabiny	Odpružená mechanicky
Typ sedadla	Grammer – MSG95/741 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Návěs Pronar T679M
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	4 200/19 000 kg
Typ práce	Odvoz obilí z pole do sila
Poznámky	
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

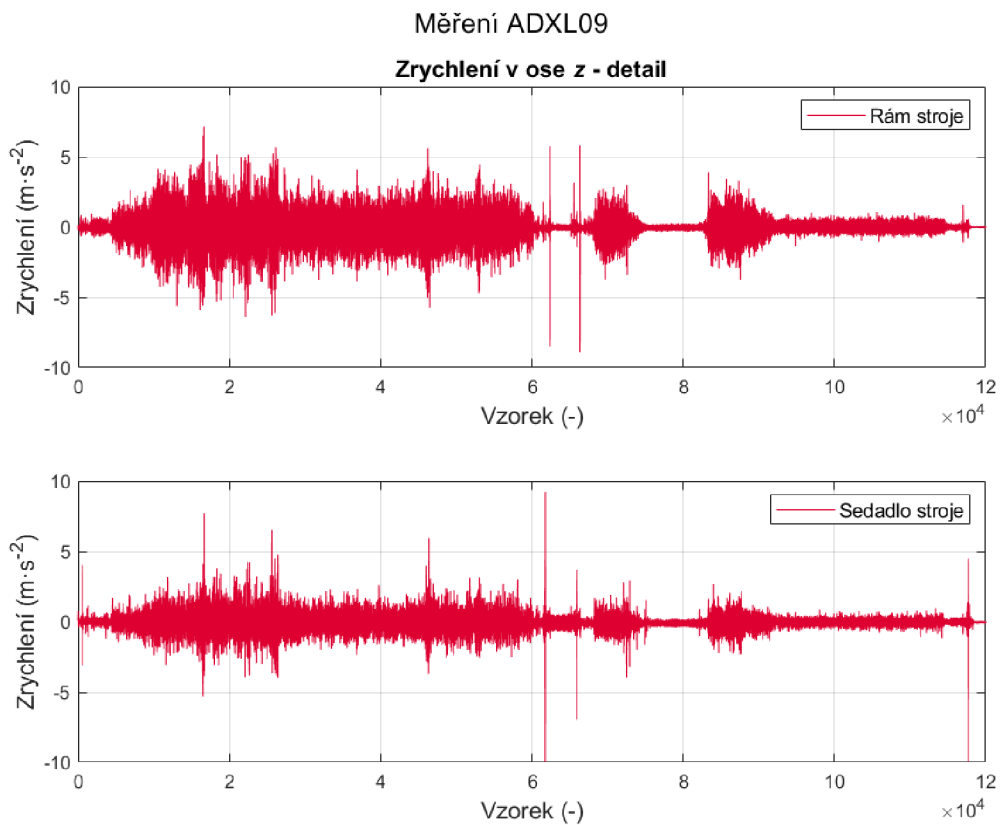
---

### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

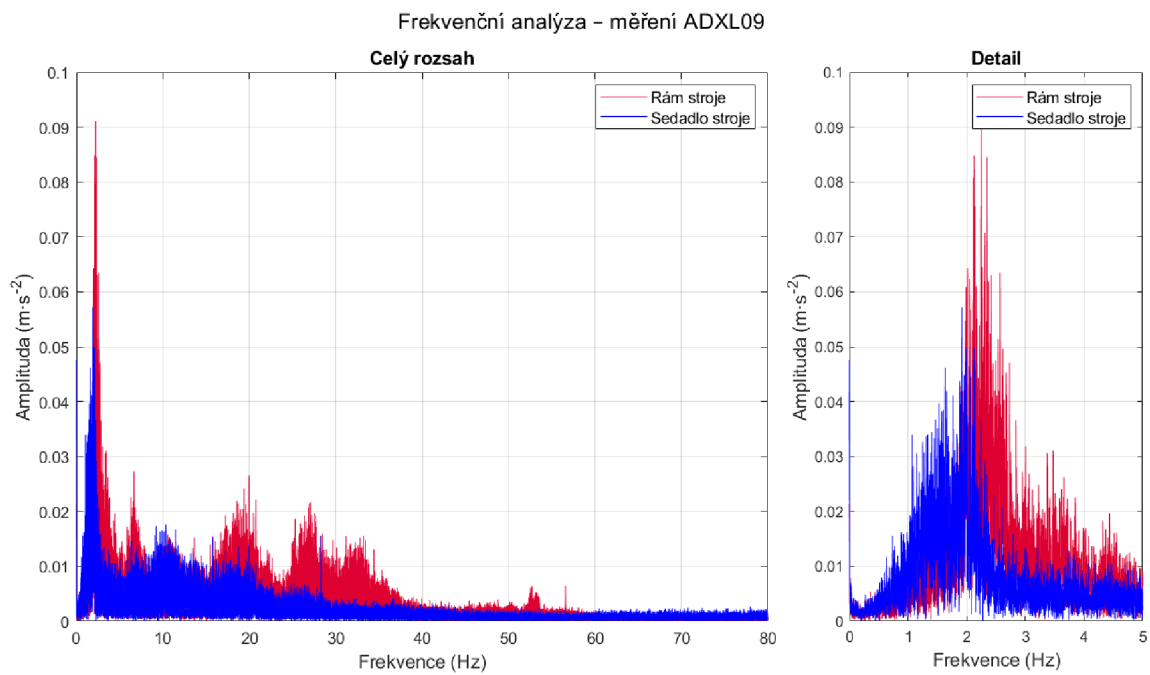
	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Vybraný úsek	0,883	0,602

---

Z důvodu velkých mezer v měření, respektive dlouhých časů bez pohybu traktoru (čekání na kombajn) je z tohoto měření vybraná pouze část o délce cca 10 min.



obr. Příloha 1-3 Měření ADXL09 – zrychlení ve vertikální ose



obr. Příloha 1-4 Měření ADXL09 – frekvenční analýza

## ADXL10

---

Název souboru s daty	ADXL10
Datum a čas měření	25.08.2019 11.00–17.00
Traktor	Class Lexion 660
Hmotnost traktoru	15 400 kg
Uložení kabiny	Bez odpružení
Typ sedadla	Grammer MSG95A/742 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Lišta Vario 770
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	2 600 kg
Typ práce	Sečení obilí
Poznámky	Ze začátku jízda po silnici s lištou na voze za kombajnem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/+x

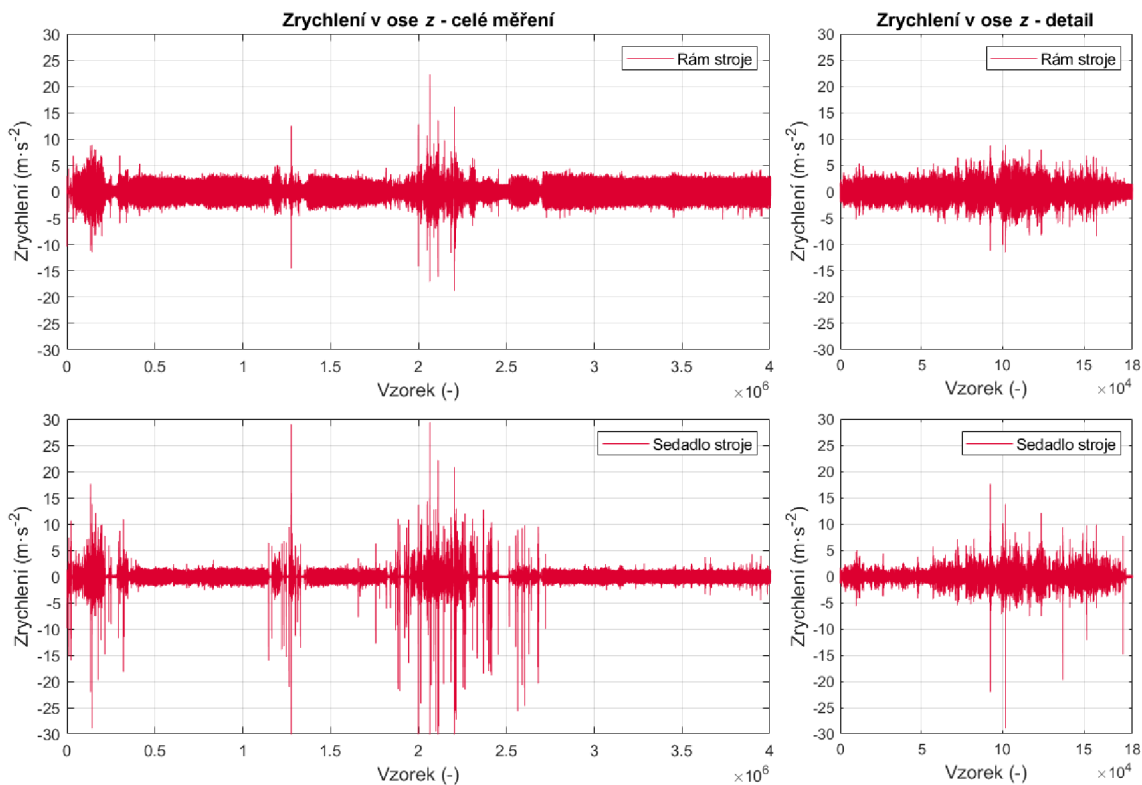
---

### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,936	0,669
Vybraný úsek (přejezd po silnici)	1,439	1,322
Vybraný úsek (sečení)	0,792	0,475

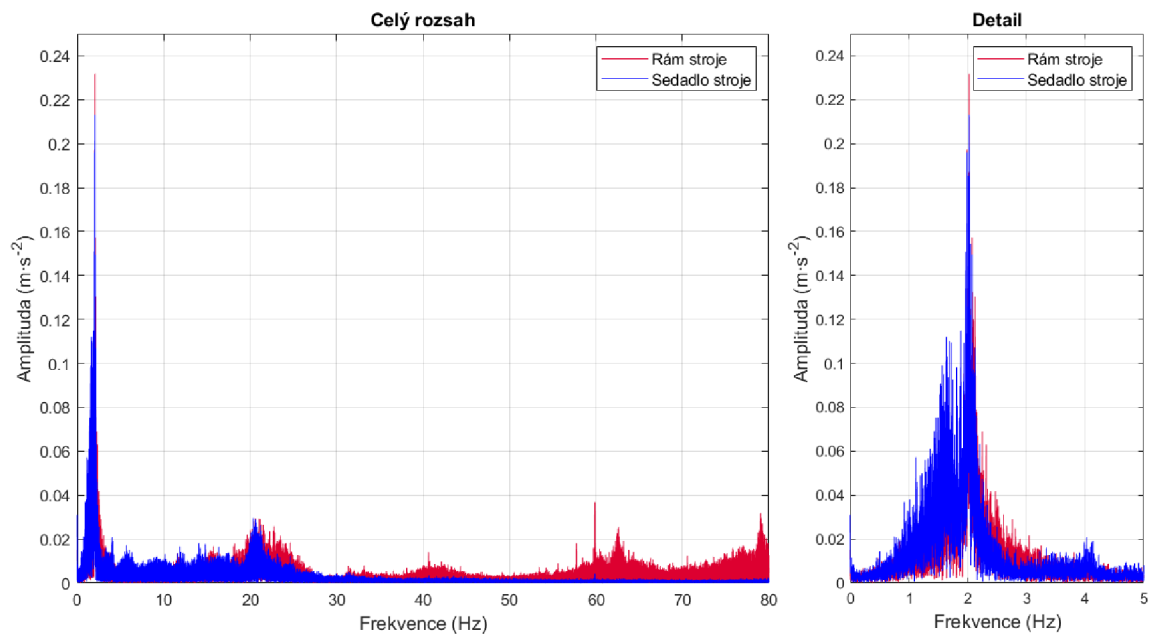
---

### Měření ADXL10



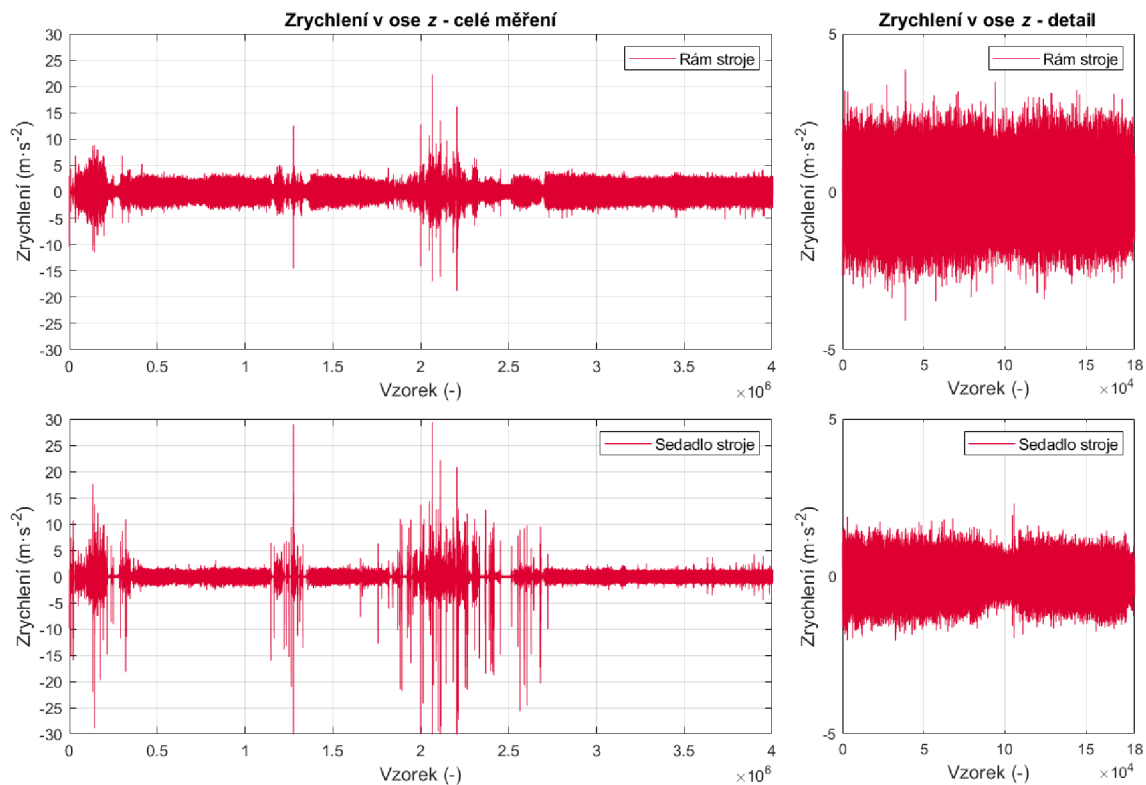
obr. Příloha 1-5 Měření ADXL10 – zrychlení ve vertikální ose (přejezd po silnici)

### Frekvenční analýza – měření ADXL10



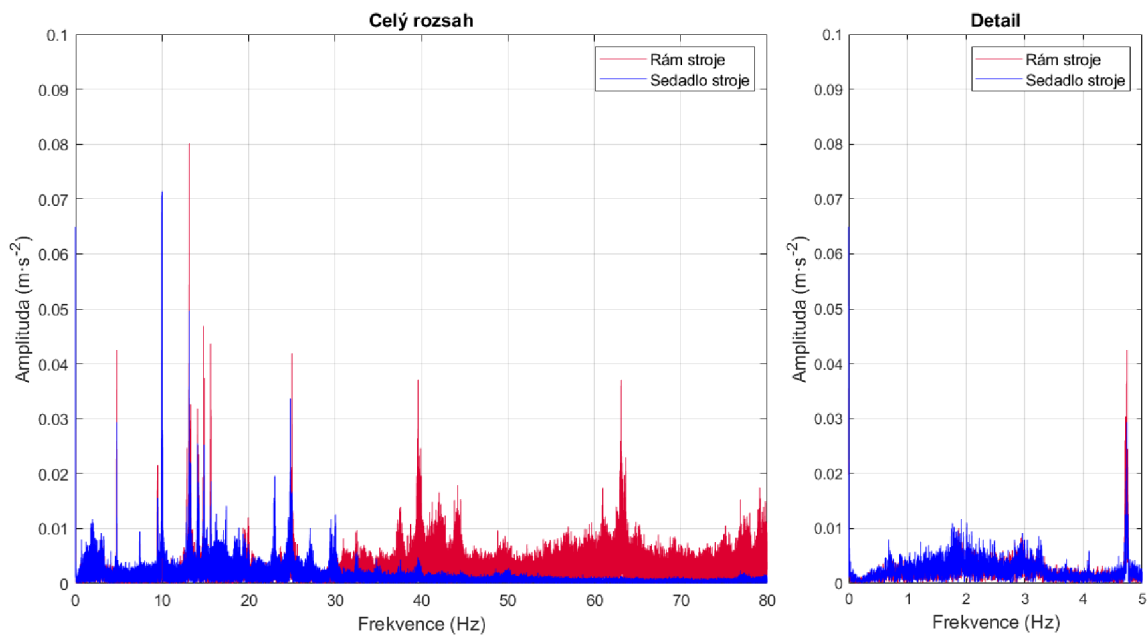
obr. Příloha 1-6 Měření ADXL10 – frekvenční analýza (přejezd po silnici)

Měření ADXL10



obr. Příloha 1-7 Měření ADXL10 – zrychlení ve vertikální ose (sečení)

Frekvenční analýza – měření ADXL10



obr. Příloha 1-8 Měření ADXL10 – frekvenční analýza (sečení)





## ADXL14

---

Název souboru s daty	ADXL14
Datum a čas měření	05.09.2019 08.30–13.30
Traktor	Fendt 936 Vario
Hmotnost traktoru	11 500 kg
Uložení kabiny	Odpružená – pneumaticky
Typ sedadla	Grammer MSG95/741 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Návěs Pottinger Jumbo 10010 Combiline Autocut
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	11 950/ 37 000 kg
Typ práce	Odvoz siláže od řezačky k silážnímu lisu
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

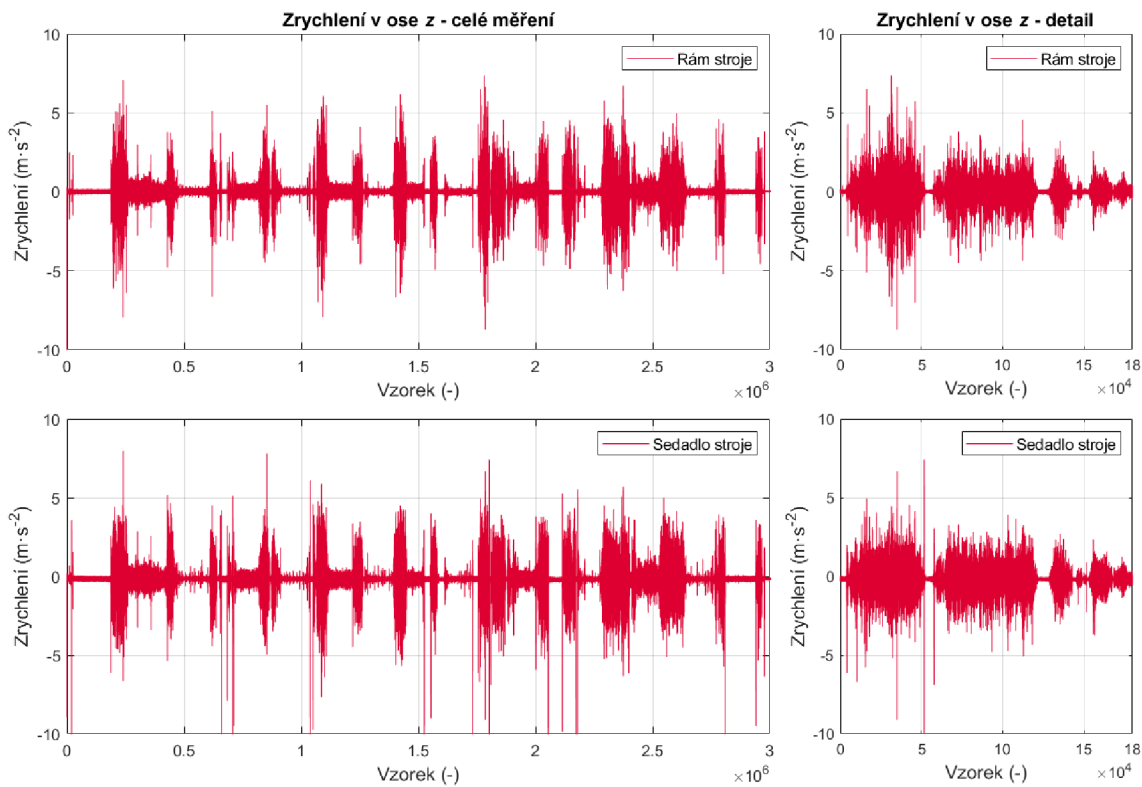
---

### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,495	0,374
Vybraný úsek	0,846	0,589

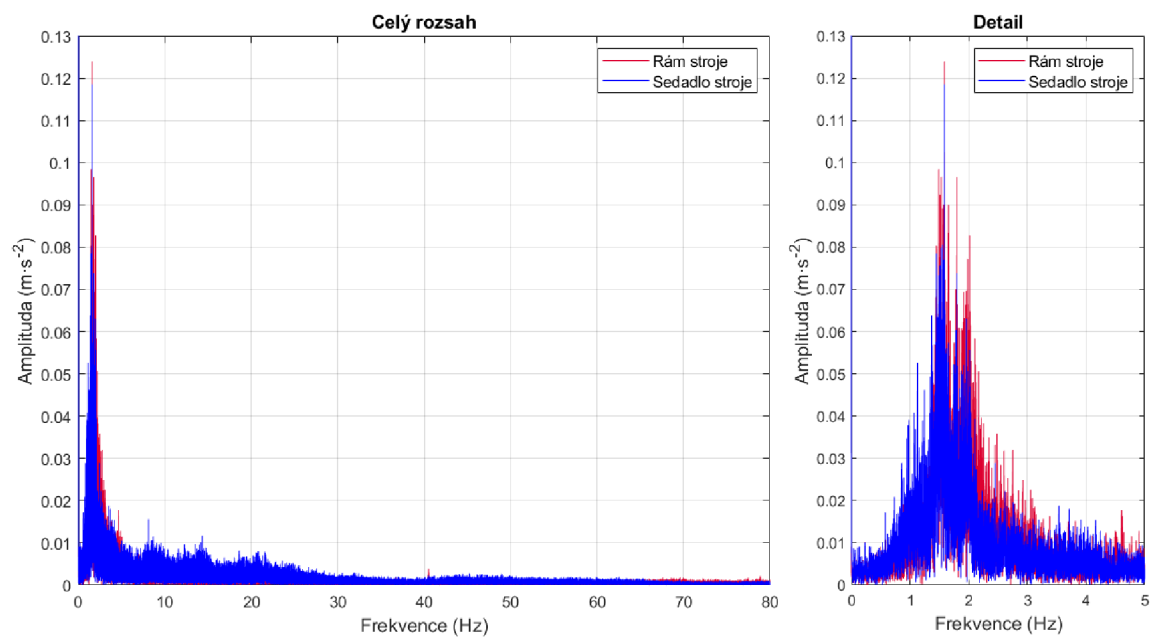
---

### Měření ADXL14



obr. Příloha 1-9 Měření ADXL14 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza - měření ADXL14



obr. Příloha 1-10 Měření ADXL14 – frekvenční analýza

## ADXL15

---

Název souboru s daty	ADXL15
Datum a čas měření	05.09.2019 14.00–15.00
Traktor	Zetor 16145
Hmotnost traktoru	5 800 kg
Uložení kabiny	Bez odpružení
Typ sedadla	K-B.A.S.S. Brandýs nad Orlicí Typ 7801 (pneumaticky odpružená) v traktoru neoriginální
Příslušenství	Silážní lis Budissa Bagger RT 8000
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	7 000 kg
Typ práce	Přejezd po silnici
Poznámky	
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

---

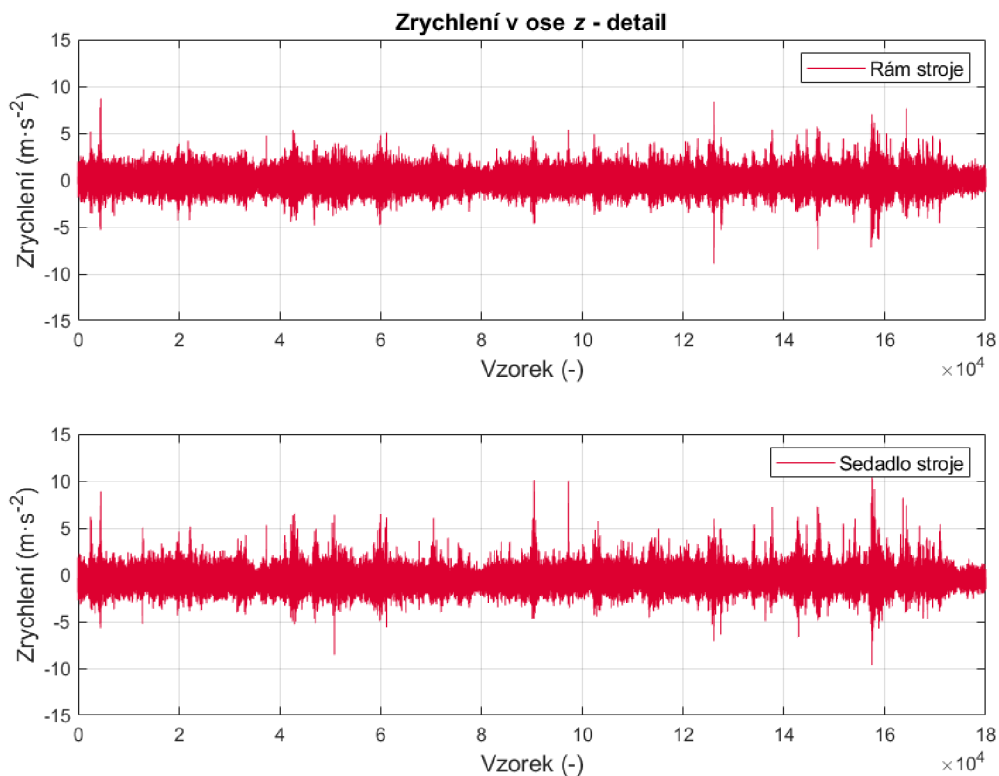
### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Vybraný úsek	0,993	1,051

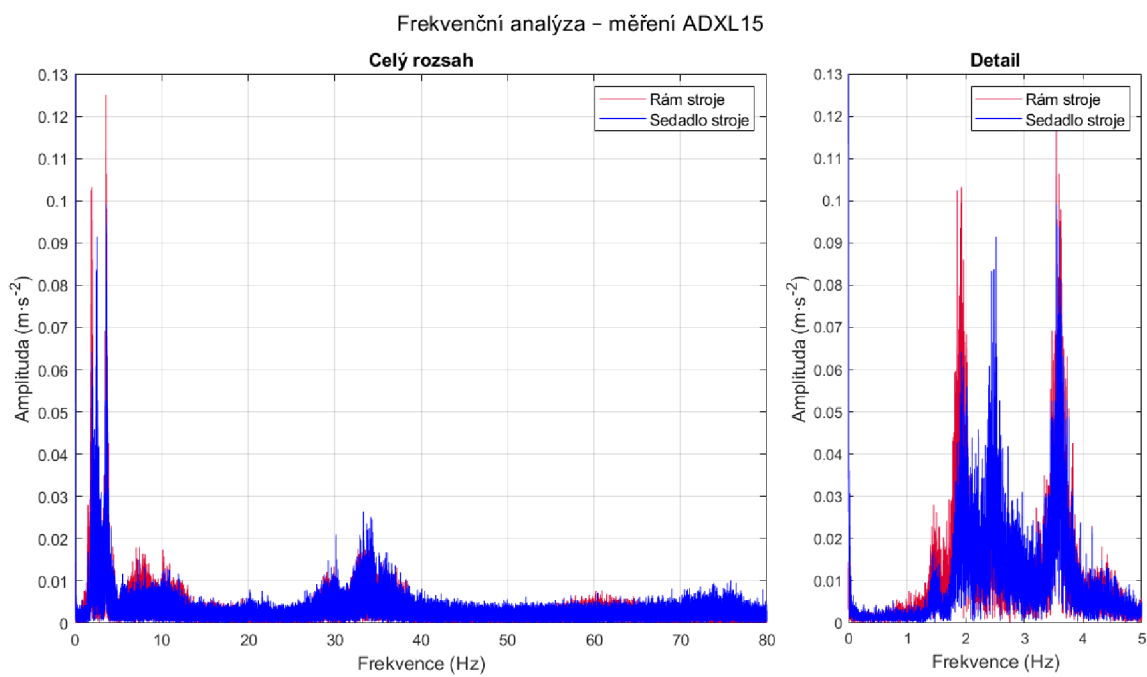
---

Sedačka v traktoru neoriginální, opravovaná a vyztužovaná, možnost pružení značně omezena, velká vůle v uložení.

## Měření ADXL15



obr. Příloha 1-11 Měření ADXL15 – zrychlení ve vertikální ose



obr. Příloha 1-12 Měření ADXL15 – frekvenční analýza

## ADXL16

---

Název souboru s daty	ADXL16
Datum a čas měření	06.09.2019 17.00–17.50
Traktor	Zetor 7045
Hmotnost traktoru	4 300 kg
Uložení kabiny	Bez odpružení
Typ sedadla	Originál Zetor – mechanické odpružení
Příslušenství	-
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	-
Typ práce	Jízda samostatného traktoru
Poznámky	
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

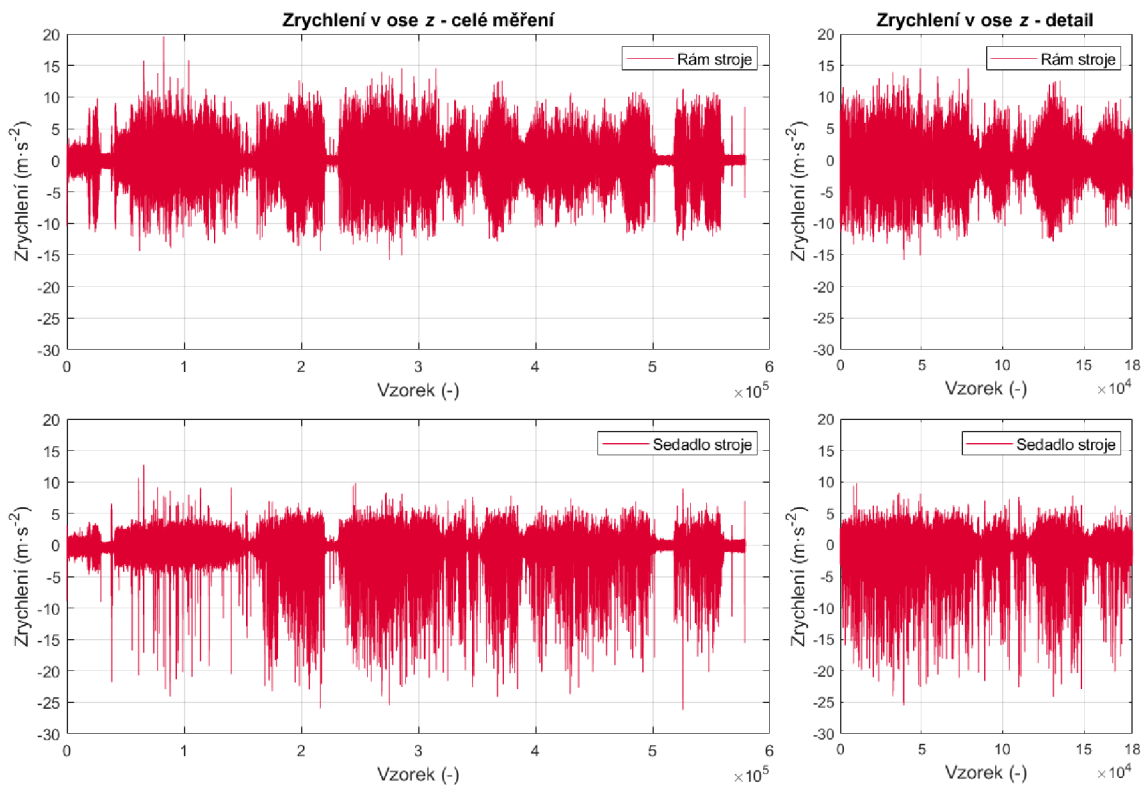
---

### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	2,696	1,545
Vybraný úsek	2,914	1,802

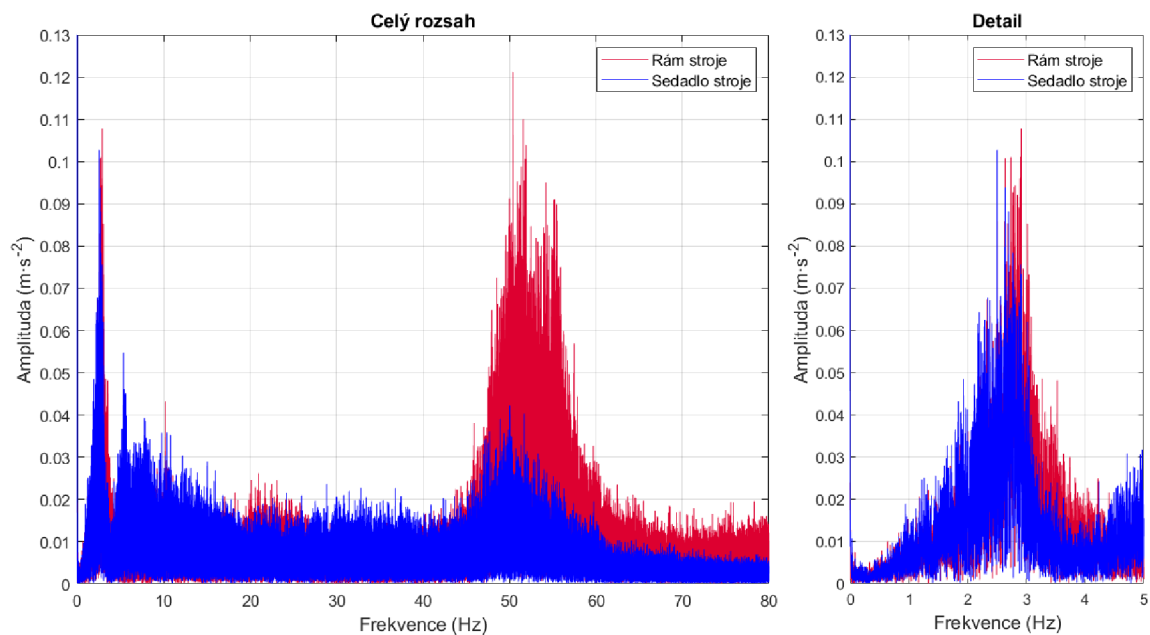
---

### Měření ADXL16



obr. Příloha 1-13 Měření ADXL16 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza – měření ADXL16



obr. Příloha 1-14 Měření ADXL16 – frekvenční analýza

## ADXL19

---

Název souboru s daty	ADXL19
Datum a čas měření	11.09.2019 09.00–15.45
Traktor	Zetor 11441 Forterra
Hmotnost traktoru	6 200 kg
Uložení kabiny	Bez odpružení
Typ sedadla	Grammer Maximo Comfort
Příslušenství	Návěs STS Opava – NS 900 H
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	2 800/11 800 kg
Typ práce	Odvoz brambor od bramborového kombajnu do bramborámy
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

---

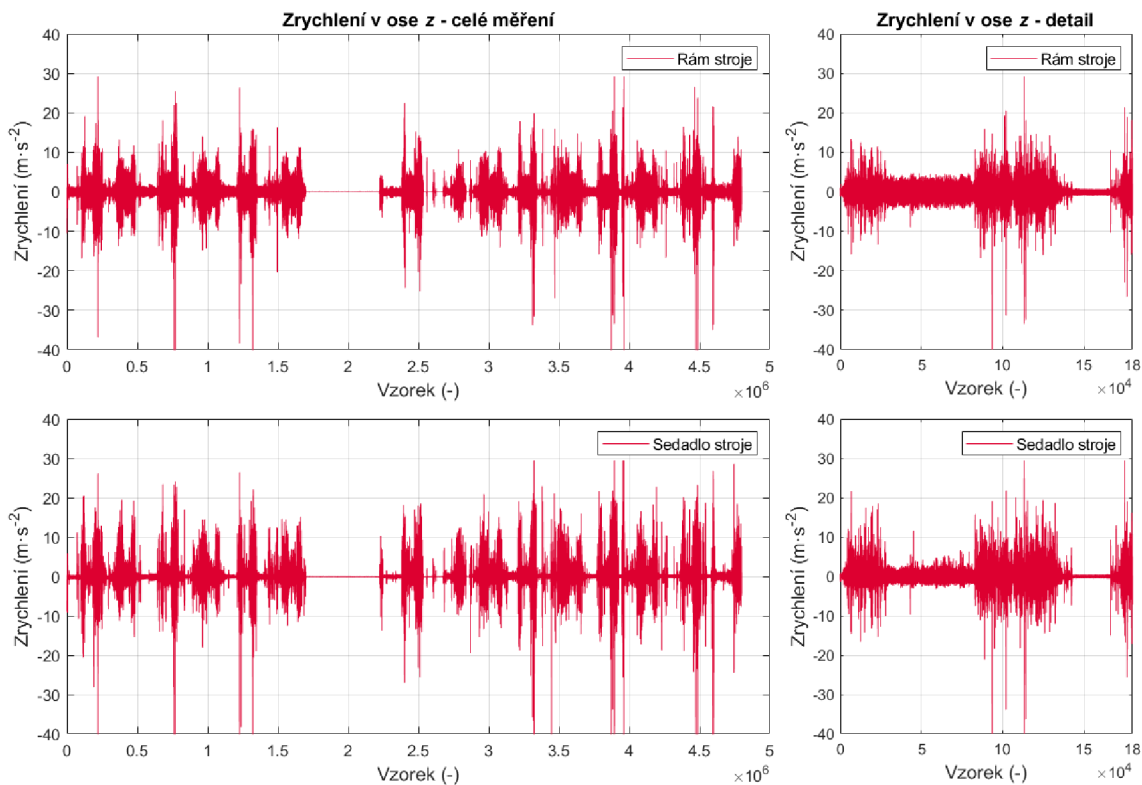
### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	1,227	1,075
Vybraný úsek	1,706	1,599

---

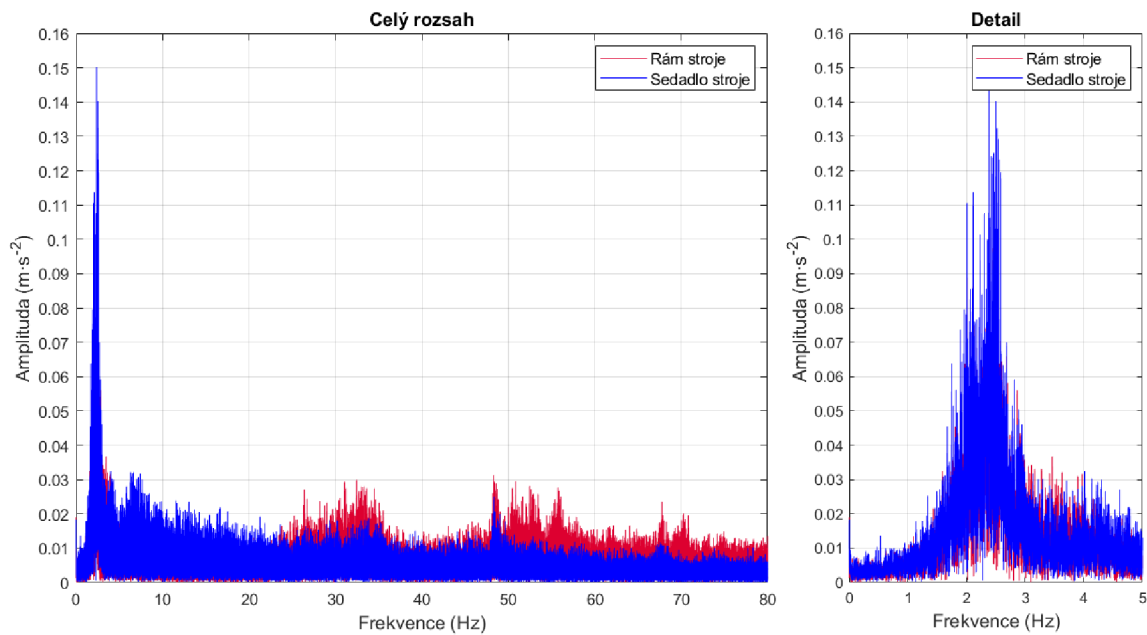


### Měření ADXL19



obr. Příloha 1-15 Měření ADXL19 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza – měření ADXL19



obr. Příloha 1-16 Měření ADXL19 – frekvenční analýza

## ADXL21

---

Název souboru s daty	ADXL21
Datum a čas měření	12.09.2019 09.00–14.30
Traktor	New Holland TS110A
Hmotnost traktoru	5 500 kg
Uložení kabiny	Bez odpružení
Typ sedadla	Grammer MSG95A/721 – pneumaticky odpružené
Příslušenství	Návěs STS Opava – NS 900 H
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	2 800/11 800 kg
Typ práce	Odvoz brambor od bramborového kombajnu do bramborárny
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-z

---

### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

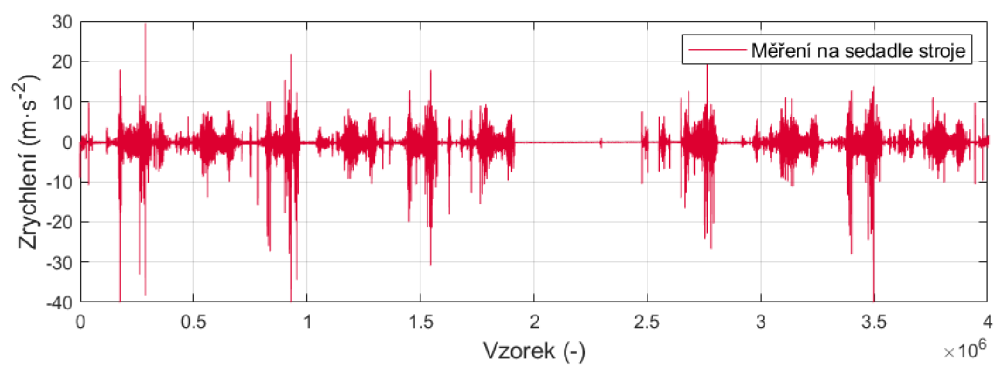
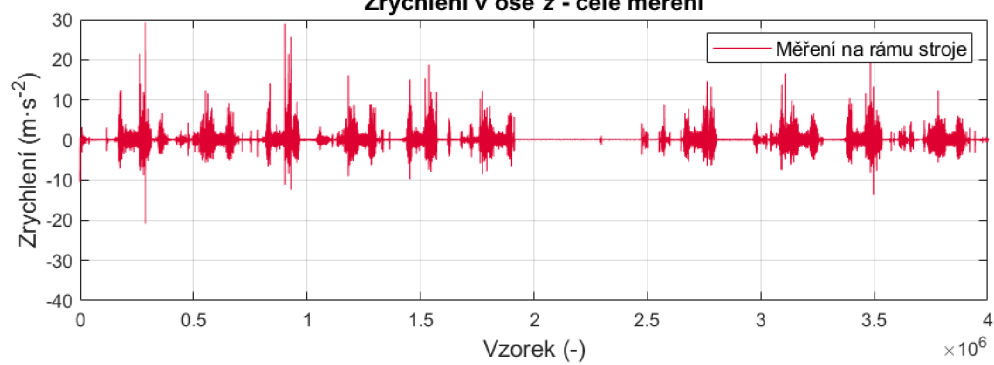
	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,626	0,758

---

Vibrace sedačky stroje jsou u tohoto měření vyšší než vibrace na rámu stroje (u celého měření i u různých částí). Pravděpodobnou příčinou je to, že velká krabička měřící vibrace rámu stroje byla umístěna na plastovém krytu uvnitř traktoru, jelikož zde nebyl dostatek prostoru pro umístění krabičky na jiné místo, a tento kryt do jisté míry utlumil vibrace.

## Měření ADXL21

### Zrychlení v ose z - celé měření



obr. Příloha 1-17 Měření ADXL21 – zrychlení ve vertikální ose

## ADXL24

---

Název souboru s daty	ADXL24
Datum a čas měření	13.09.2019 08.00–17.30
Traktor	John Deere 9570 RX
Hmotnost traktoru	25 500 kg
Uložení kabiny	Odpružená mechanicky
Typ sedadla	John Deere Active Seat – Aktivní odpružení – hydraulický válec a pneumatická pružina
Příslušenství	Kompaktor BEDNAR SWIFTER SM 16000
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	15 400 kg
Typ práce	Příprava půdy po sklizení brambor pro setí
Poznámky	Pásový traktor
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/+y

---

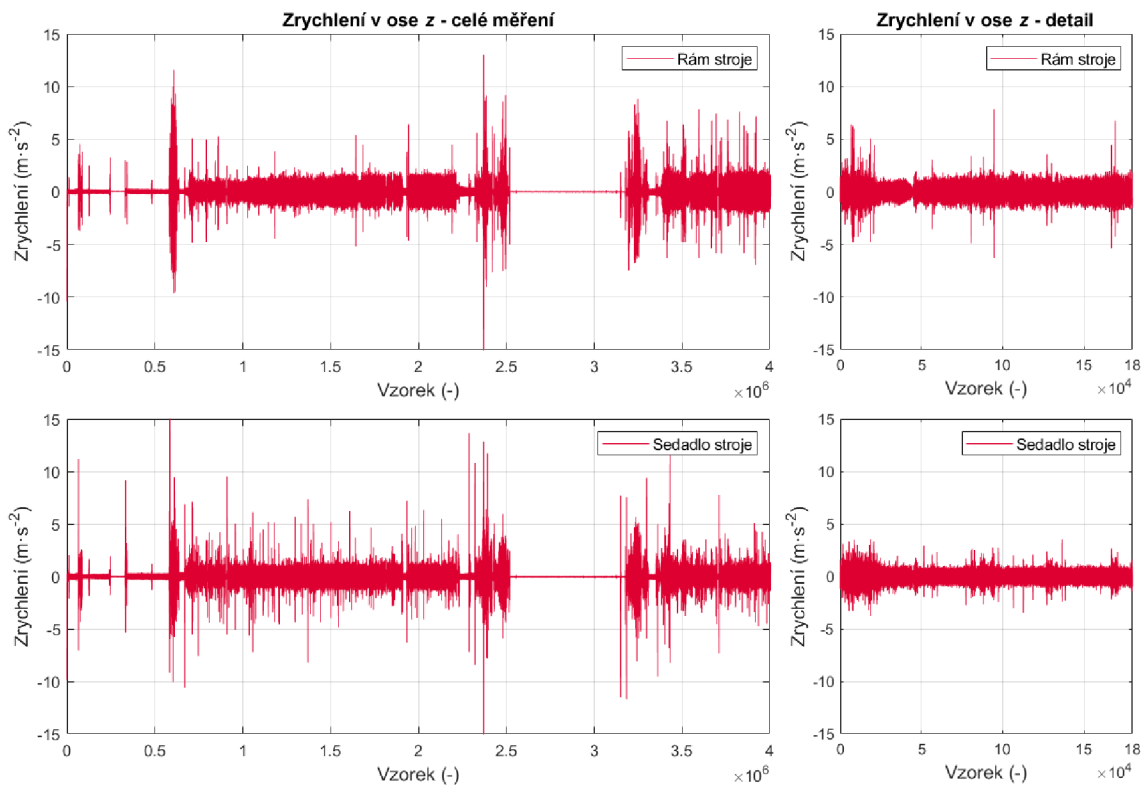
### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,452	0,362
Vybraný úsek	0,579	0,426

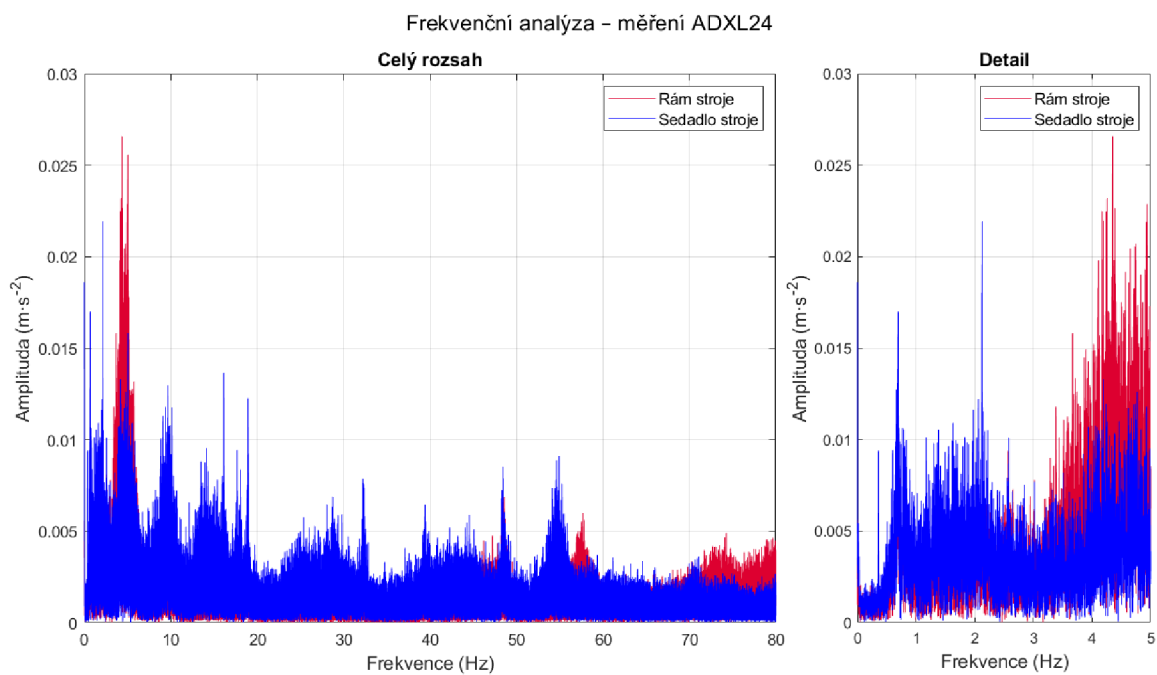
---

Maximální rychlost při jízdě po poli cca 10-12  $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$  (max. 15  $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ).

### Měření ADXL24



obr. Příloha 1-18 Měření ADXL24 – zrychlení ve vertikální ose



obr. Příloha 1-19 Měření ADXL24 – frekvenční analýza

## ADXL26

---

Název souboru s daty	ADXL26
Datum a čas měření	19.09.2019 08.45–15.45
Traktor	New Holland 7.190
Hmotnost traktoru	6 600 kg
Uložení kabiny	Vpředu silentblok vzadu odpružení
Typ sedadla	Grammer Maximo Professional
Příslušenství	Návěs
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	4 500/17 000 kg
Typ práce	Odvoz siláže od řezačky do silážní jámy
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	+z/-y

---

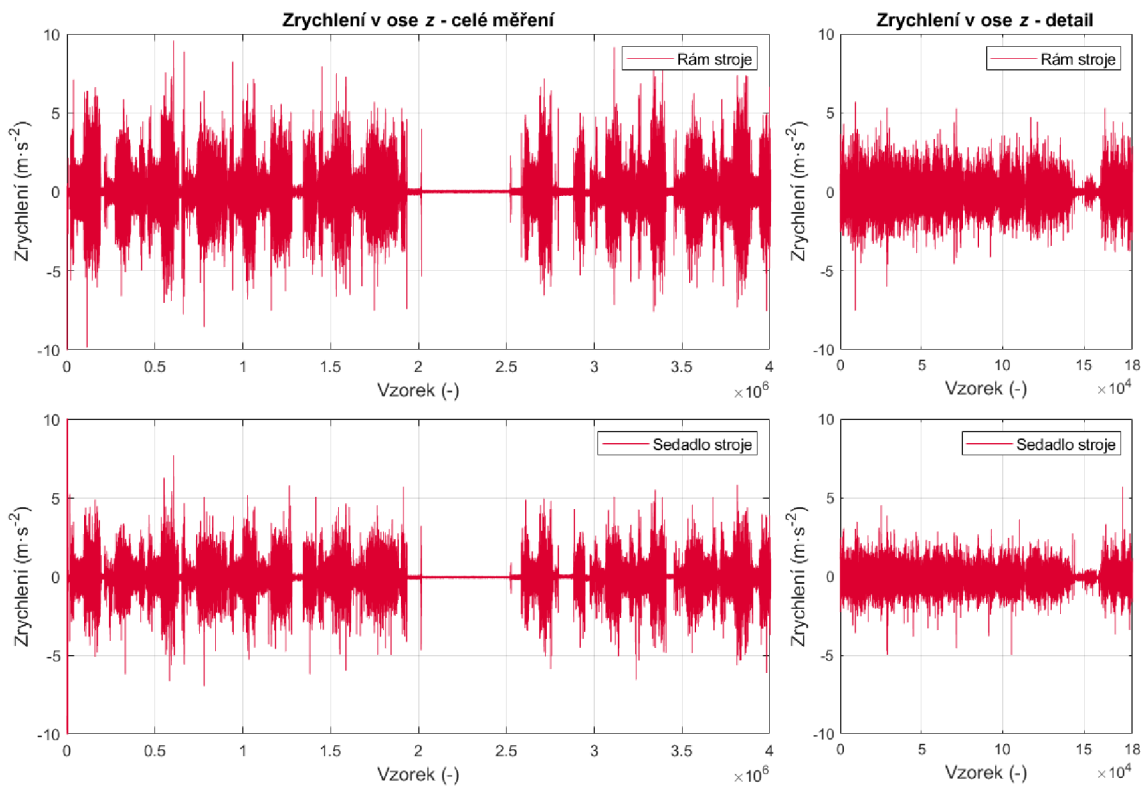
### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Vybraný úsek	0,886	0,595

---

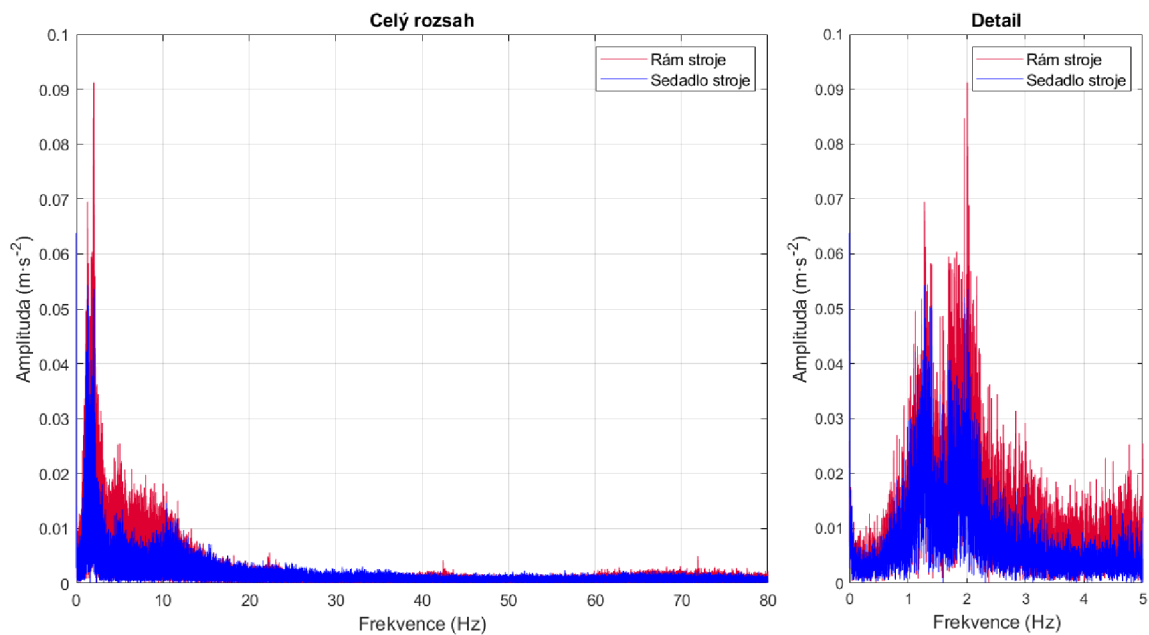
Měření na rámu ovlivněno místem uchycení, které bylo na plastovém krytu, který mohl částečně tlumit vibrace (lepší místo pro uchycení nebylo). Proto jsou naměřená data zrychlení na rámu vynásobena konstantou 1,6 pro dosažení zrychlení srovnatelného s traktory podobné velikosti a odpružení kabiny.

### Měření ADXL26



obr. Příloha 1-20 Měření ADXL26 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza - měření ADXL26



obr. Příloha 1-21 Měření ADXL26 – frekvenční analýza

## ADXL30

---

Název souboru s daty	ADXL30
Datum a čas měření	20.09.2019 9.00–11.30
Traktor	John Deere 6215R
Hmotnost traktoru	9 100 kg
Uložení kabiny	Odpružená – hydraulicky
Typ sedadla	Grammer MSG95/741 – pneumatically odpružené
Příslušenství	Návěs Fliegl Gigant ASW 270
Hmotnost příslušenství (prázdného/maximální)	8 000/24 000 kg
Typ práce	Odvoz siláže od řezačky do silážní jámy
Poznámky	První jízda s prázdným návěsem
Rozsah	$\pm 4$ g, $\pm 250$ dps, 200 Hz
Orientace akcelerometru (velký/malý)	-x/-z

---

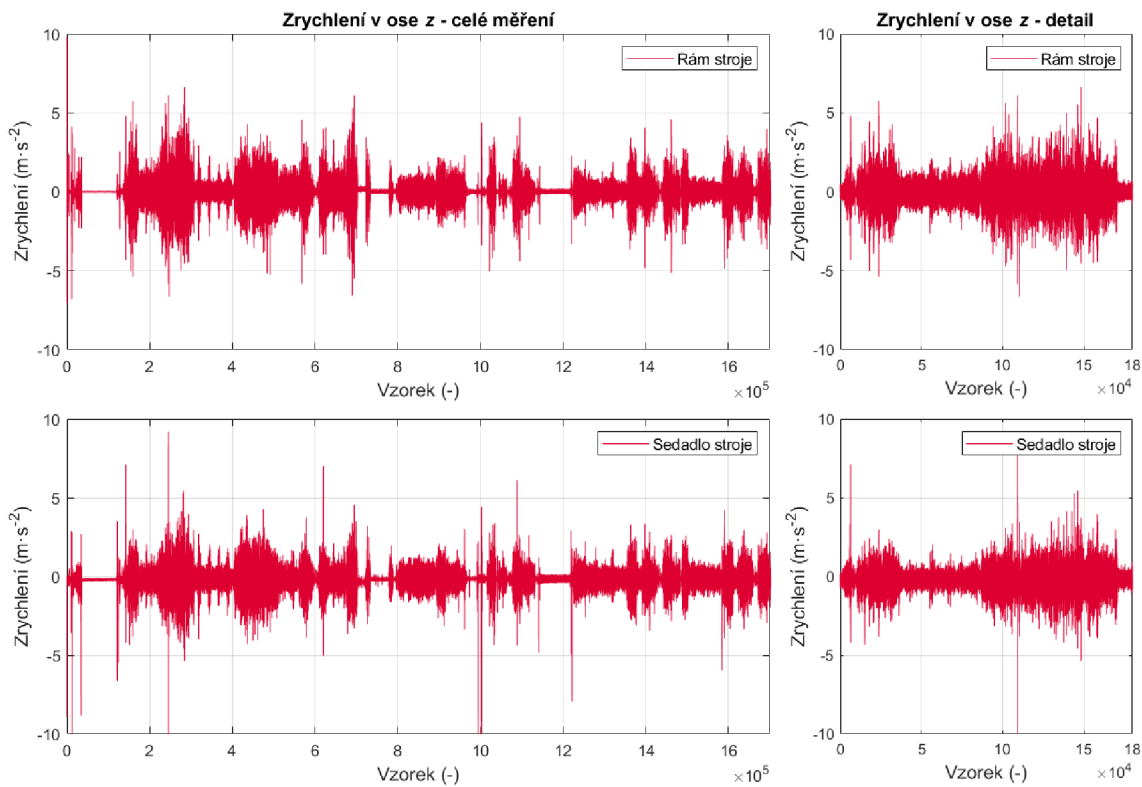
### Vyhodnocení měření pomocí standardní odchylky zrychlení

	Rám stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )	Sedadlo stroje ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
Celé měření	0,549	0,397
Vybraný úsek	0,907	0,586

---

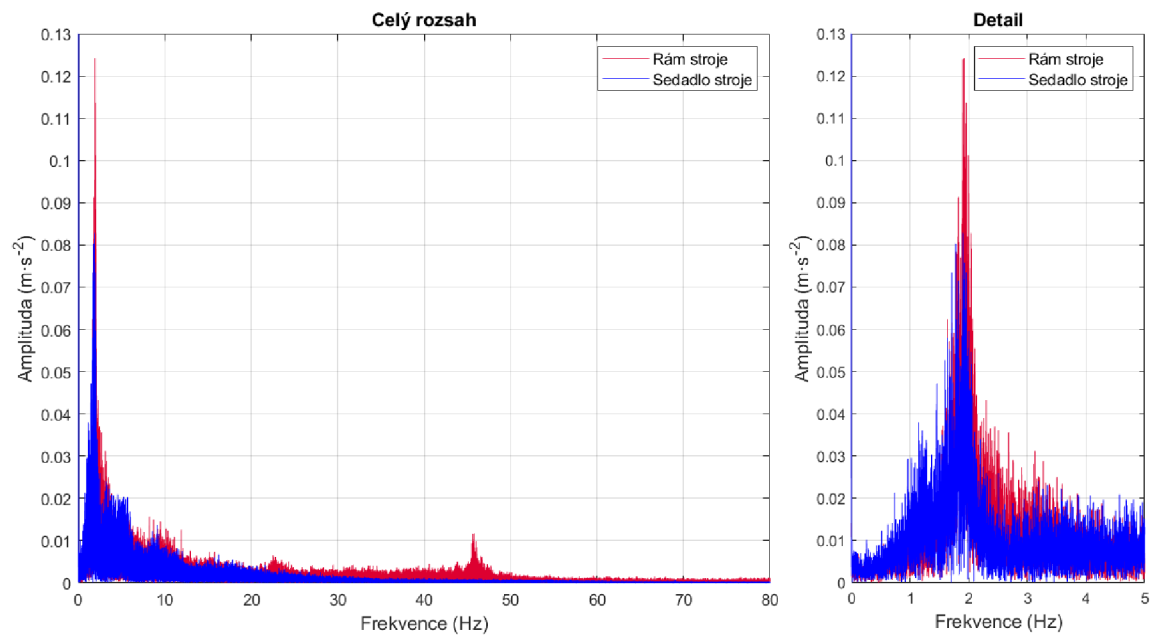


### Měření ADXL30



obr. Příloha 1-22 Měření ADXL30 – zrychlení ve vertikální ose

### Frekvenční analýza – měření ADXL30



obr. Příloha 1-23 Měření ADXL30 – frekvenční analýza