

# Zařízení pro diagnostiku valivých vedení

## Disertační práce

*Studijní program:*

*Autor práce:*

*Školitel práce:*

P0715D270001 Stavba strojů a zařízení

**Ing. Radka Jírová**

prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.

Katedra částí a mechanismů strojů



## Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracovala samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědoma toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědoma povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědoma následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

3. července 2022

Ing. Radka Jírová

## Anotace

Disertační práce se zabývá vysoce aktuální problematikou, která se týká diagnostiky valivých vedení. Soustřeďuje se zejména na lineární valivá vedení, která jsou základními konstrukčními prvky v dané oblasti. Disertační práce představuje vyvinuté originální patentované řešení diagnostiky lineárních valivých vedení, které je založené na měření vibrací. Řešení spočívá ve využití diagnostické části, která sdílí valivé elementy i vodící profil s nosnou částí tělesa lineárního valivého vedení a která je integrována do jeho konstrukce. Tato diagnostická část je volná a nezatížená vnějšími silovými účinky, poškození lineárního valivého vedení se proto ve vibračním signálu projeví velmi intenzivně. Navržené diagnostické zařízení bylo ověřeno ve výrobním zařízení svařovací linky v automobilovém průmyslu.

**Klíčová slova:** valivá vedení, lineární valivá vedení; vibrodiagnostika; diagnostika poškození

## Annotation

The thesis resolves the current issue of rolling guide diagnostics. It focuses mainly on linear rolling guides that create basic parts in that field. The thesis presents a developed original solution for diagnostics of linear rolling guide that has been protected by a European patent. The diagnostics employs a vibration measurement on a diagnostic part, which shares rolling elements and a guiding profile with a carriage of the linear rolling guide. The diagnostic part integrated into the carriage is free of external loads and therefore provides sensitive and reliable damage diagnostics of linear rolling guides. The developed diagnostic device has been verified under real operating conditions in the production line of the automotive industry.

**Keywords:** rolling guides, linear rolling guides; vibrodiagnostics; damage diagnostics; failure diagnostics

# Obsah

<b>1 Úvod.....</b>	<b>6</b>
<b>2 Současné metody diagnostiky poškození lineárních valivých vedení.....</b>	<b>8</b>
<b>3 Cíl disertační práce .....</b>	<b>13</b>
<b>4 Teoretická východiska .....</b>	<b>14</b>
4.1 Podstata poškození lineárního valivého vedení .....	14
4.2 Vibrace lineárního valivého vedení v důsledku poškození .....	19
4.3 Vliv provozních podmínek na vibrace způsobené poškozením .....	21
4.4 Vliv konstrukce na vibrace způsobené poškozením .....	25
4.5 Obecný mechanický model lineárního valivého vedení .....	27
4.5.1 Kinetická energie.....	29
4.5.2 Potenciální energie .....	30
4.5.3 Disipativní energie.....	32
4.5.4 Pohybové rovnice .....	33
4.5.5 Pohyb tělesa lineárního valivého vedení .....	33
<b>5 Návrh konstrukčního řešení diagnostického zařízení.....</b>	<b>37</b>
5.1 Podstata konstrukčního řešení diagnostického zařízení .....	37
5.2 Snímač zrychlení na diagnostické části .....	38
5.2.1 Uchytení snímače zrychlení k diagnostické části .....	38
5.2.2 Poloha snímače zrychlení na diagnostické části .....	42
5.3 Snímač dráhy tělesa lineárního valivého vedení .....	48
5.4 Optimalizace konstrukčního řešení diagnostického zařízení.....	51
<b>6 Laboratorní verifikace diagnostického zařízení.....</b>	<b>53</b>
6.1 Funkční vzorek .....	53
6.2 Testovací zařízení .....	54
6.3 Testování diagnostického zařízení.....	57
6.3.1 Princip diagnostického zařízení.....	57
6.3.2 Uchytení snímače zrychlení k diagnostické části .....	63
6.3.3 Poloha snímače zrychlení na diagnostické části .....	66
<b>7 Verifikace diagnostického zařízení v průmyslové praxi.....</b>	<b>68</b>
<b>8 Závěr.....</b>	<b>76</b>

<b>Literatura .....</b>	<b>78</b>
<b>Publikace.....</b>	<b>80</b>

# 1 Úvod

Předkládaná disertační práce „Zařízení pro diagnostiku valivých vedení“ se týká vysoce aktuální problematiky technické praxe. Včasná identifikace poškození těchto velmi často používaných konstrukčních prvků zabraňuje vzniku závažných ztrát ve výrobních procesech.

Valivá vedení, a zejména lineární valivá vedení, kterým se předkládaná disertační práce věnuje, se velmi často jako normalizované konstrukční prvky využívají nejen u výrobních strojů a manipulačních zařízení, ale i u robotů užívaných v sériové výrobě. V těchto provozech má nepochybně destrukce lineárního valivého vedení další následky spočívající v poškození připojených jednotlivých strojních komponent, funkčních celků, hnacích agregátů apod. Ve většině těchto případů musí být pak zastavena celá výroba.

Z uvedených důvodů nabývá diagnostika lineárních valivých vedení, podobně jako diagnostika valivých ložisek, značného technického významu, a proto výrobci i uživatelé věnují této problematice velkou pozornost. Její zavedení do systému trvalé kontroly a údržby výrobních linek se stává naléhavou potřebou prakticky ve všech vyspělých průmyslových podnicích, zejména v podnicích automobilového průmyslu.

Zatímco diagnostika rychloběžných valivých ložisek založená na měření vibrací a definování jejich poškození na základě amplitudové a frekvenční analýzy je v technické praxi zvládnutou oblastí, u lineárních valivých vedení tomu tak zdaleka není. O této skutečnosti svědčí značná poptávka průmyslu po efektivních diagnostických systémech. Hlavní problémy v řešení této úlohy spočívají v kinematických a dynamických poměrech valivých vedení za provozu. Při translačním pohybu totiž nevznikají periodická kinematická buzení a s nimi související periodické vibrace, které je možno během provozu u rychloběžných valivých ložisek vcelku jednoduše snímat a potom na základě kinematických souvislostí analyzovat.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem se při diagnostice lineárních valivých vedení kromě vibračních metod využívají i jiné fyzikální principy, například odpor proti pohybu, energetické poměry hnacích agregátů, zpracování vibračních spekter za pomoci neuronových sítí apod. Ve všech používaných a dosud známých metodách však chybí exaktní a přitom efektivní proces identifikace poškození valivého vedení, což dokládají zkušenosti uživatelů lineárních valivých vedení v různých oblastech průmyslové praxe.

V předkládané disertační práci je uvedeno originální patentované řešení, které vychází z principů technické mechaniky, je zpracováno do formy konstrukčních návrhů, následně v podobě funkčního vzorku vyrobeno v několika variantách a ověřeno laboratorně v simulovaných provozních podmínkách i přímo na zařízeních v průmyslových provozech.

Uvedené řešení využívá rozdíly v dynamickém chování zatíženého a nezatíženého lineárního valivého vedení. Zatížením se zde předpokládají nejen silové účinky akčních členů realizujících výrobní technologii stroje nebo zařízení, ale i setrvačné silové účinky připojených objektů, které vznikají při jejich nerovnoměrném pohybu.

Hlavním kritériem poškození lineárního valivého vedení jsou v předkládaném řešení kinematické veličiny vibrací. Jejich souvislost se změnou stavu provozních podmínek obdobných konstrukčních uzlů je praxí dostatečně prověřena. Dalším důvodem této volby je existence výkonných měřících zařízení, analyzátorů naměřených signálů a rozsáhlého softwarového vybavení na jejich zpracování.

Zásadní problém současných diagnostických systémů lineárních valivých vedení založených na snímání vibrací je separace vibrací způsobených jejich poškozením od provozních vibrací způsobených realizací funkce stroje nebo zařízení. Je zřejmé, že vykazují diametrálně odlišné amplitudy a projevy poškození lineárního valivého vedení zejména v raném stádiu jsou běžnými metodami prakticky nezjistitelné.

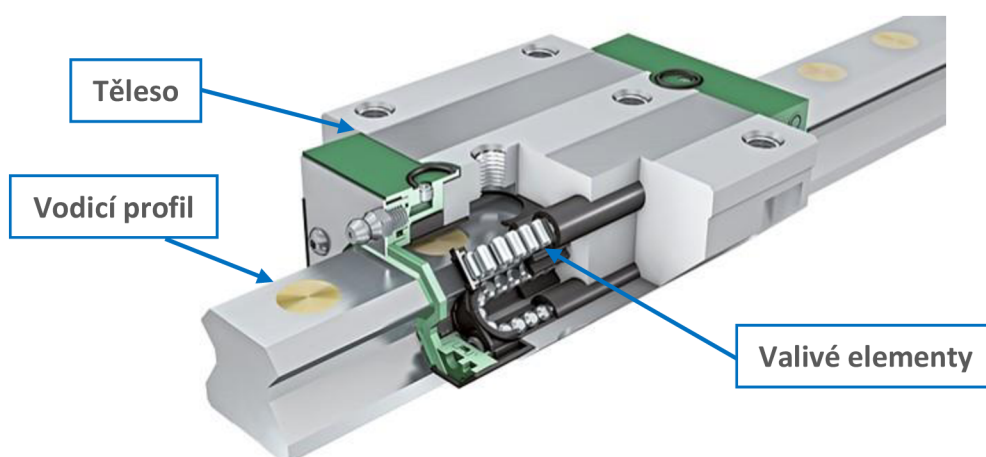
Výchozí úkol disertační práce tedy představoval vyřešení separace uvedených vibrací. Jak ukazují zkušenosti současné technické praxe v problematice diagnostiky lineárních valivých vedení, nelze tohoto cíle dosáhnout pouhou analýzou naměřených vibračních signálů, a proto bylo třeba zkoumat i netradiční přístupy založené na základech technické mechaniky a konstrukční kreativity.

Pomocí dynamických výpočtů mechanických modelů lineárního valivého vedení s jedním i více stupni volnosti bylo jednoznačně prokázáno, že zásadní vliv na vibrace vznikající poškozením lineárního valivého vedení má jeho zatížení tak, jak bylo výše definováno. Následný konstrukční úkol tedy spočíval ve vytvoření nezatížené diagnostické části v prostoru tělesa lineárního valivého vedení, která s ním bude sdílet valivé elementy i vodící profil.

V předkládané disertační práci jsou dynamické výpočty mechanických modelů lineárního valivého vedení i jeho navrhované konstrukční varianty podrobně zpracovány. Následně byla vypracována výrobní dokumentace vybraného funkčního vzorku a po výrobě byla jeho funkce ověřena v laboratorních podmínkách při simulovaném zatížení s velmi uspokojivými výsledky diagnostiky poškození. Po další konstrukční optimalizaci byl funkční vzorek nasazen do reálného provozu ve výrobní lince v automobilovém průmyslu. Na základě dokumentace uvedené v disertační práci lze jednoznačně konstatovat, že navrhované řešení vykazuje dostatečnou schopnost diagnostikovat poškození lineárního valivého vedení již v jeho raném stádiu.

## 2 Současné metody diagnostiky poškození lineárních valivých vedení

K identifikaci funkčního stavu lineárních valivého vedení (*Obr. 2.1*) se v současné době využívá řada fyzikálních principů, které souvisejí s provozním stavem jeho součástí. Jde zejména o valivé elementy a vodící profil. Jejich obvyklé poškození se projevuje vznikem a šířením tzv. pittingu, což představuje vydrolení povrchu stykových ploch valivých elementů a vodícího profilu. V důsledku vzájemného pohybu těles s takto poškozenými povrchy dochází ke zvýšení hluku, teploty a vibrací lineárního valivého vedení jako celku. Dalším projevem poškození součástí lineárního valivého vedení je obvykle také zvýšený odpor proti pohybu tělesa po vodícím profilu. Tato skutečnost má za následek například nárůst proudového odběru při pohonu elektromotorem, nebo zvýšený provozní tlak média v případě pneumatických a hydraulických pohonů.



*Obr. 2.1 Lineární valivé vedení [1]*

Z praktického hlediska se podobně jako u rychloběžných valivých ložisek jako nejlépe proveditelné a relativně spolehlivé ukázalo měření a hodnocení stavu vibrací. Zpracováním a analýzou vibračních spekter lze teoreticky porovnat stav poškození lineárního valivého vedení na počátku a v průběhu provozu pouze v případě, že se podaří účinně odfiltrovat z měřeného signálu ty složky vibrací, které přísluší realizaci provozní technologie příslušného zařízení. Hlavní překážkou řešení této úlohy je značný rozdíl amplitud vibrací. Zvláště v případě významně zatížených lineárních valivých vedení je podíl vibrací způsobených případným poškozením zanedbatelný a prakticky neidentifikovatelný.

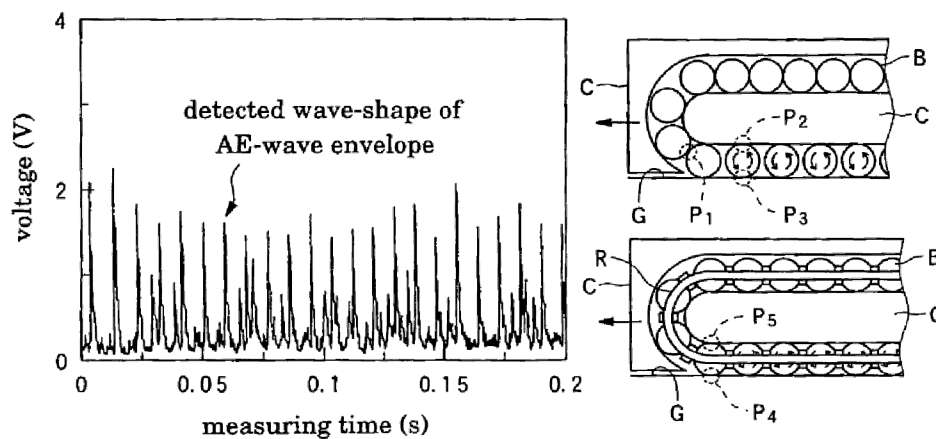
Princip identifikace poškození spočívající v měření vibrací se osvědčil u rychloběžných valivých ložisek, kde existují jednoznačná přiřazení frekvencí vibračních složek signalizujících vznik poruchy s otáčkami hřídele. U lineárních valivých vedení je tato závislost významně složitější. Přesto snahy o diagnostiku stavu lineárních valivých



vedení vycházely z osvědčených metod diagnostiky poškození rychloběžných valivých ložisek, a to zejména na základě komparace amplitud vibrací či akustických emisí.

Podobně jako u valivých ložisek i u lineárních valivých vedení lze z ustálených kinematických poměrů určit teoretické frekvence odpovídající poškození valivých elementů, či vodících profilů. Spektrální analýzou obálky naměřených signálů vibrací nebo akustických emisí je teoreticky možné v případě poškození odhalit zvýšené hodnoty u frekvencí odpovídajících poškození [2], [3], [4]. Japonský výrobce lineárních valivých vedení THK Co. Ltd. však ve svém patentu [5] poukazuje na limity takové metody.

Měření vibrací nebo akustických emisí je obecně vždy ovlivněno samotnou konstrukcí lineárního valivého vedení. Při přechodu valivých elementů z nezátíženého do zatíženého stavu dochází totiž k vybuzení signálu. Takto vybuzený signál se v časové oblasti projevuje podobně jako případné poškození, a navíc ve frekvenční oblasti vykazuje frekvenci totožnou pro poškození vodícího profilu (*Obr. 2.2*).

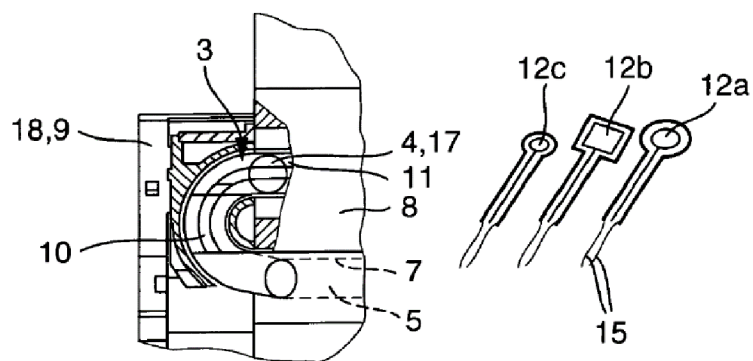


*Obr. 2.2 Obálka časového signálu měřených akustických emisí [5]*

Některé snahy výrobců o spolehlivou diagnostiku lineárních valivých vedení se z toho důvodu zaměřily jiným směrem. Řada z nich se začala orientovat na měření deformace víka, která má souvislost se zvýšeným tlakem valivých elementů na stěnu oběžné dráhy víka vlivem zvýšeného valivého odporu systému při poškození.

Výrobce Schaeffler Technologies AG & Co. KG (SRN) vytvořil ve víku tělesa lineárního vedení (*Obr. 2.3*) volný deformační člen 10, který využil pro hodnocení stavu [6]. Rozvoj metody spočívající v měření deformace víka se dále soustředil na jeho materiálové vlastnosti s cílem, aby byla zajištěna jeho pevnost a zároveň bylo dostatečně poddajné, a tedy citlivé při určování stavu lineárního valivého vedení [7], [8], [9].

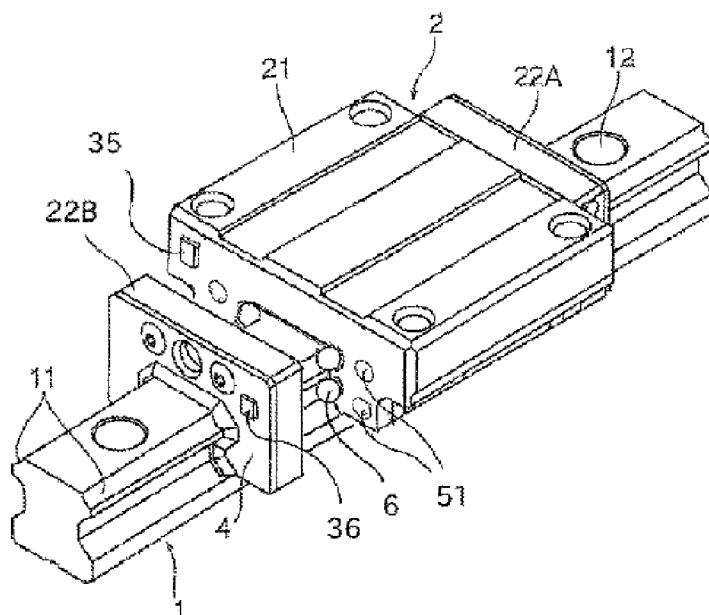
Výrazně zvýšené tření lineárního valivého vedení se však projevuje až při významné progresi únavového poškození, které je často blízké jeho totálnímu zničení. To je dáno samotnou podstatou konstrukce lineárního valivého vedení, která při malém poškození vodícího profilu zajistí plnohodnotně lineární pohyb soustavy valivými elementy, které se nacházejí mimo úsek poškození.



Obr. 2.3 Deformační člen 10 ve viku tělesa lineárního valivého vedení [6]

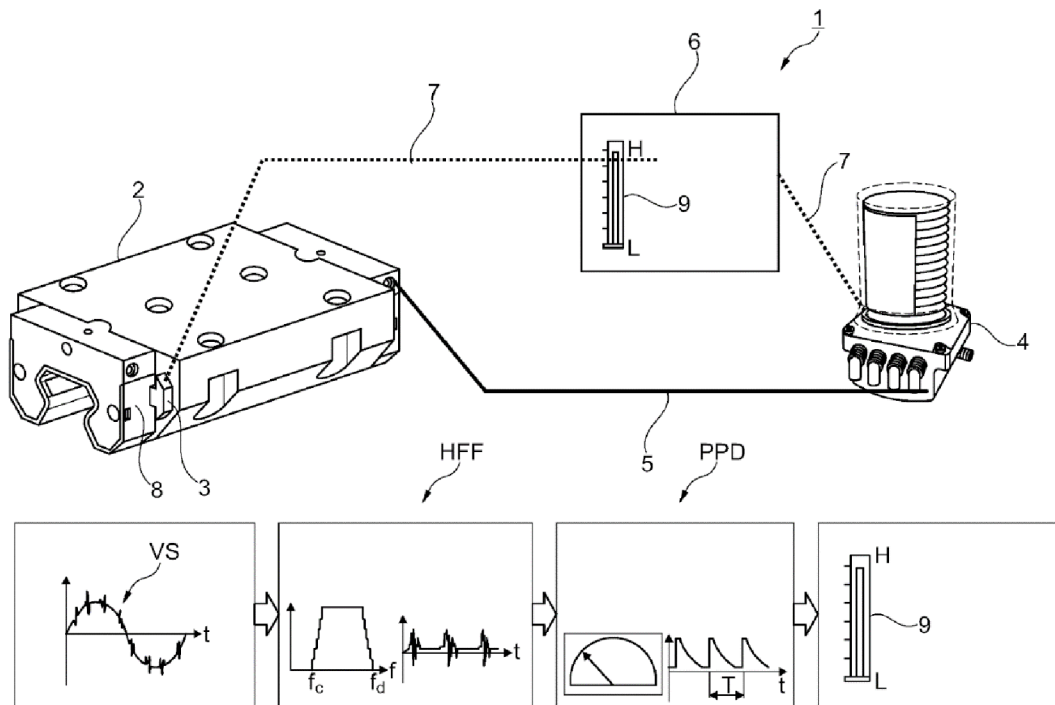
V dalších letech se vědci i výrobci začali intenzivně zabývat vývojem diagnostických metod založených na progresivní analýze měřeného zrychlení vibrací a jeho zpracování například pomocí neuronových sítí. Navázali na poznatky využití vlnkové transformace pro dekompozici signálu akustických emisí [10] a jeho porovnání s referenčním tvarem vlnek odpovídajících poškození valivých elementů nebo vodičího profilu. Jako výhodný algoritmus pro porovnání měřených dat zrychlení vibrací s předem určenými referenčními hodnotami značícími poškození se ukázaly právě neuronové sítě [11], [12].

Feng [11] ve své práci vysvětluje vliv mazání na diagnostiku lineárních valivých vedení, zejména jakým způsobem jeho úroveň ovlivňuje efektivní hodnoty měřeného zrychlení vibrací a rovněž jejich distribuci ve frekvenčním spektru. Zjistil, že při vzniku poškození, ale i při nedostatečném mazání, se efektivní hodnoty zrychlení úměrně zvyšují ve vysokofrekvenčních pásmech. Znalost úrovně mazání je tedy pro diagnostiku zásadní a může definovat výchozí stav pro měření. Patentový spis [13] a přihláška vynálezu [14] tento poznatek využívá pro diagnostiku poškození valivých vedení.



Obr. 2.4 Diagnostika valivého vedení od výrobce THK Co. Ltd. [13]

V prvním případě výrobce THK Co. Ltd. (*Obr. 2.4*) užívá snímač 36 přítomnosti valivých elementů pro určení aktuální rychlosti lineárního vedení a snímač 35 zrychlení pro samotnou diagnostiku. Hodnocení vibrací naměřeného zrychlení vibrací je provedeno podle efektivní hodnoty ve vysokofrekvenčním pásmu. Při překročení experimentálně stanovené hodnoty je lineární systém automaticky domazán a úroveň vibrací znovu měřena.



*Obr. 2.5 Diagnostika valivého vedení od výrobce Schaeffler Technologies AG & Co. KG [14]*

Výrobce Schaeffler Technologies AG & Co. KG pro hodnocení stavu lineárního valivého vedení využívá pouze snímač zrychlení a naměřená data rovněž hodnotí podle efektivní hodnoty ve vysokofrekvenčním pásmu od 14kHz do 25kHz. Pro zpracování signálu využívá rozhodování založené na neuronových sítích. Pokud efektivní hodnota zrychlení překročí stanovenou mez, lineární systém je domazán. Ukazatelem poškození valivých vedení je pak čas potřebný do dalšího mazání, získaná data jsou porovnávána s experimentálně zjištěnou distribuční funkcí životnosti lineárního valivého vedení (*Obr. 2.5*).

Současným trendem je nalezení výhodnějších parametrů vstupních dat pro hodnocení stavu lineárních valivých vedení pomocí neuronových sítí. Vědci porovnávají analýzu vibračního signálu založenou například na spektrální analýze, činiteli výkmitu [15] nebo spektrogramu [16], [17] v souvislosti s různými typy algoritmů neuronových sítí [18].

Na základě uvedeného současného stavu techniky lze konstatovat, že diagnostické systémy aplikované v průmyslové praxi často nepřinášejí spolehlivé informace o poškození lineárních valivých vedení. Existují reálné případy značného poškození jak

valivých elementů tak vodícího profilu, aniž by naměřené vibrace lineárního valivého vedení významně překračovaly hodnoty zjištěné ve stavu, kdy bylo lineární valivé vedení uvedeno do provozu. Z těchto důvodů je téma předkládané disertační práce vysoce aktuální.

### **3 Cíl disertační práce**

Cílem disertační práce je realizace zařízení pro diagnostiku poškození lineárních valivých vedení.

K dosažení uvedeného cíle byly zpracovány a řešeny dílčí úlohy v následujících oblastech souvisejících s problematikou lineárních valivých vedení:

- Teoretická východiska podstaty poškození
- Mechanické modely
- Konstrukční návrhy
- Optimalizace konstrukce
- Výroba funkčního vzorku
- Verifikace principu diagnostiky v laboratorních podmínkách
- Zkoušky funkčního vzorku v reálných podmínkách provozu

## 4 Teoretická východiska

Návrh originálního zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení musí nepochybně vycházet z teoretických a konstrukčních znalostí předkládaného tématu. Na jejich základě je třeba definovat kritéria a základní technické parametry, které umožní efektivní identifikaci poškození lineárního valivého vedení.

S ohledem na dostatečně účinné a spolehlivé diagnostické systémy rychloběžných valivých ložisek, které jsou v praxi značně rozšířeny, byl v disertační práci přijat předpoklad, že hlavním kritériem pro včasnou informaci o vznikajícím defektu lineárního valivého vedení budou kinematické veličiny příslušné vibracím některých z jeho součástí.

Řešený diagnostický systém založený na vzniku a vyhodnocení vibrací představuje tedy dynamickou soustavu, jejíž vybuzení ke kmitavému pohybu je dáno poškozením lineárního valivého vedení, tedy jeho tělesa, valivých elementů a vodícího profilu. Takto vznikající vibrace a jejich charakter budou záviset na základních dynamických parametrech řešené soustavy, těmi jsou hmotnost, tuhost a tlumení systému. Jejich vliv v diagnostických systémech je vždy zásadní, zejména z hlediska účinné separace provozních vibrací od vibrací iniciovaných samotným poškozením lineárního valivého vedení.

Teoretická východiska pro řešení cíle disertační práce budou na základě uvedených skutečností zaměřena na podstatu poškození lineárního valivého vedení a hodnocení vlivu dynamických parametrů s ohledem na jeho včasnou identifikaci.

### 4.1 Podstata poškození lineárního valivého vedení

Při provozu je těleso lineárního valivého vedení uvedeno do přímočarého pohybu o rychlosti  $v$  hnací silou  $F$  působící ve směru vodícího profilu. Zároveň se přenáší obecně síla  $F_N$  kolmá na směr pohybu. Přenos zatěžující síly  $F_N$  přes lineární valivé vedení je teoreticky uskutečňován bodovým nebo čárovým stykem kontaktních ploch mezi tělesem, valivými elementy a vodícím profilem, což vede ke vzniku kontaktního napětí. V průběhu pohybu tělesa lineárního valivého vedení dochází k odvalování valivých elementů vůči tělesu i vodícímu profilu lineárního valivého vedení, čímž dochází k cyklickému zatěžování a odlehčování jejich kontaktních ploch. Vznikající kontaktní napětí tak vykazuje dynamický charakter, který lze označit jako míjivý.

Proces opakovaného zatěžování a odlehčování stykových ploch tělesa, valivých elementů a vodícího profilu za pohybu lineárního valivého vedení je doprovázen relativním skluzem kontaktních povrchů součástí. Na stykových plochách vzniká zejména vlivem hystereze materiálu nesymetrická deformace a s ní související nesymetrické rozložení kontaktních napětí.

Silové poměry lineárního valivého vedení lze znázornit na zjednodušeném mechanickém modelu (*Obr. 4.1* a *Obr. 4.2*). Na valivý element budou z tělesa lineárního valivého vedení působit síly třecí  $F_{T1}$  a normálová  $F_{N1}$ , přičemž vlivem nesymetrické deformace kontaktních ploch za pohybu dojde k vychýlení působišť těchto sil mimo osu valivého elementu. Síly třecí  $F_{T2}$  a normálová  $F_{N2}$  působící z vodícího profilu na valivý element budou uvádět valivý element do rovnováhy. Kromě silové rovnováhy ve směru podélném a kolmém vůči směru pohybu vyjádřené jako

$$F_{T1} = F_{T2} = F_T \quad (4.1)$$

$$F_{N1} = F_{N2} = F_N \quad (4.2)$$

bude valivý element i v momentové rovnováze dané při zanedbání jeho průměrové deformace vztahem

$$F_{T1} \frac{d_v}{2} + F_{T2} \frac{d_v}{2} = F_{N1} \varepsilon_1 + F_{N2} \varepsilon_2 \quad (4.3)$$

Vyjde, že

$$F_T = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} F_N = f_v F_N \quad (4.4)$$

kde  $f_v$  značí součinitel valivého tření.

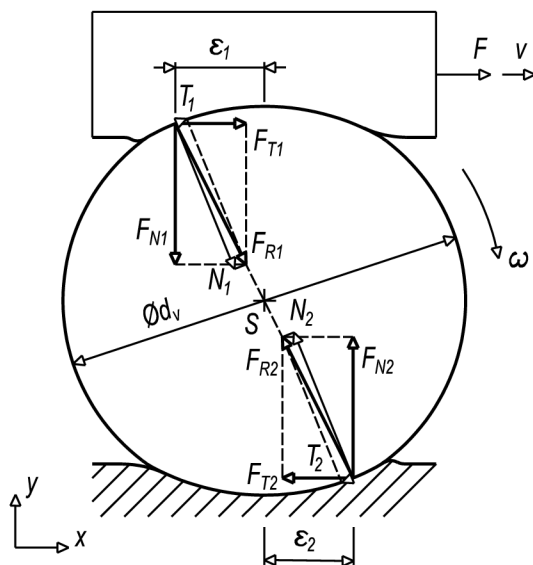
Přenos silového zatížení se přes valivý element obecně uskutečňuje prostřednictvím sil  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$  působících jako výsledné reakční síly ve stykových plochách valivého elementu s vodícím profilem a tělesem lineárního valivého vedení. V rovnovážném stavu musí pro výsledné reakční síly platit jejich shodná velikost, opačný smysl a poloha na společné nositelce. Reakční síly  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$  jsou rovněž výslednicemi třecích sil  $T_1$  a  $T_2$  a normálových sil  $N_1$  a  $N_2$ . Lze tedy psát pro  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$ , že

$$\vec{F}_{R1} = \vec{F}_{T1} + \vec{F}_{N1} = \vec{T}_1 + \vec{N}_1 \quad (4.5)$$

$$\vec{F}_{R2} = \vec{F}_{T2} + \vec{F}_{N2} = \vec{T}_2 + \vec{N}_2 \quad (4.6)$$

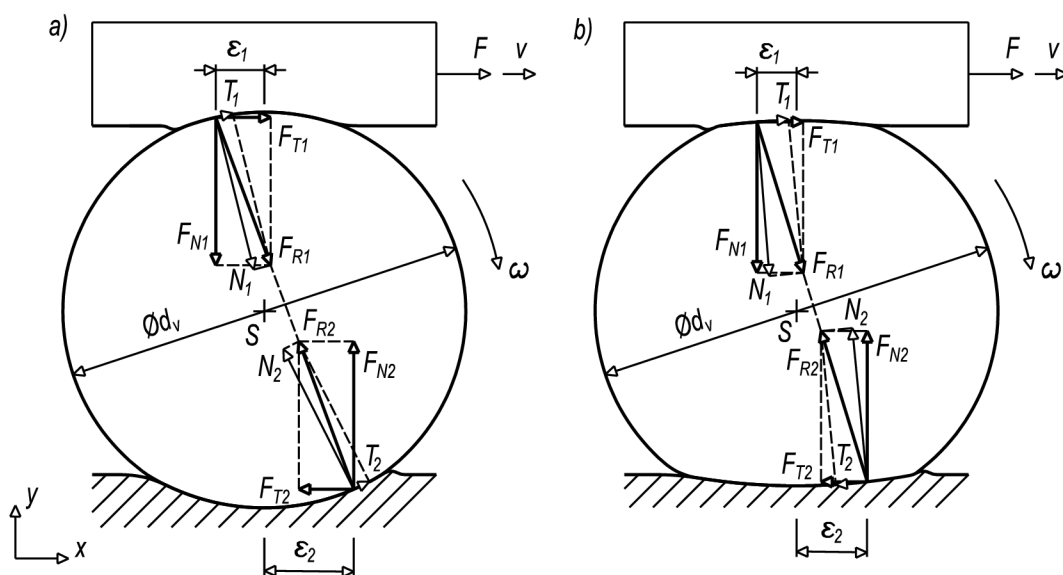
Přičemž třecí síly  $T_1$  a  $T_2$ , jakož i normálové síly  $N_1$  a  $N_2$ , jsou směřovány podle normály stykové plochy valivého elementu vůči tělesu, resp. vodícímu profilu lineárního valivého vedení.

V případě, že deformace valivého elementu ve stykových místech způsobí stejnou změnu směru normálových sil  $N_1$  a  $N_2$ , vznikají podle směru reakčních sil  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$  ve stykových místech třecí síly  $T_1$  a  $T_2$  tak, aby bylo dosaženo rovnovážného stavu. Nositelka reakčních sil  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$  prochází osou rotace valivého elementu (*Obr. 4.1*).



Obr. 4.1 Silové poměry na valivém elementu – symetrická deformace kontaktních ploch valivého elementu

Za předpokladu, že deformace valivého elementu ve stykových místech způsobí různou změnu směru normálových sil  $N_1$  a  $N_2$ , vzniknou podle směru reakčních sil  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$  ve stykových místech třecí síly  $T_1$  a  $T_2$  tak, aby bylo dosaženo rovnovážného stavu. Nositelka reakčních sil pak neprochází osou rotace valivého elementu (Obr. 4.2).



Obr. 4.2 Silové poměry na valivém elementu - nesymetrická deformace kontaktních ploch valivého elementu a) s nevýznamnou deformací; b) s významnou deformací



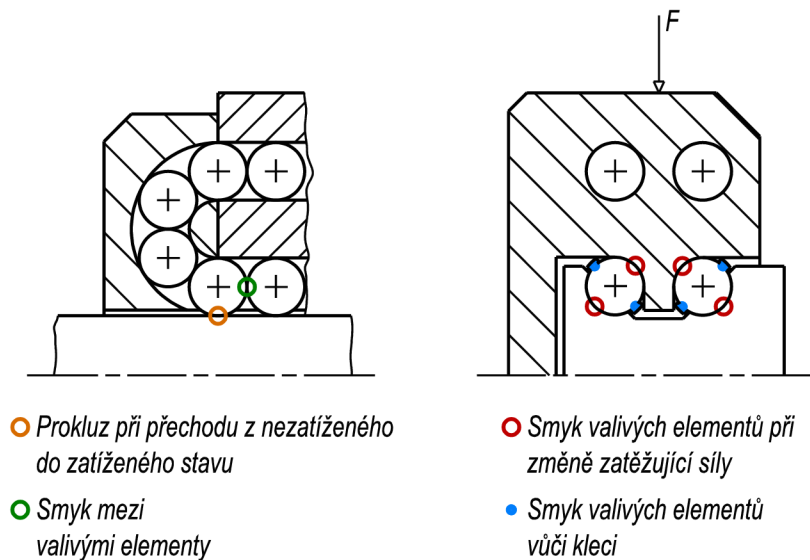
Vzhledem k tomu, že třecí síly  $T_1$  a  $T_2$  zamezují smyku valivého elementu vůči tělesu a vodicímu profilu, musí pro valivý pohyb platit

$$|T_1| \leq f_{a1}|N_1| \quad (4.7)$$

$$|T_2| \leq f_{a2}|N_2| \quad (4.8)$$

přičemž  $f_{a1}$  a  $f_{a2}$  jsou součinitele adheze v místě styku valivého elementu s tělesem a vodícím profilem lineárního valivého vedení. Vztahy (4.7) a (4.8) udávají podmínky valení, tedy mezní velikosti třecích sil  $T_1$  a  $T_2$ , při kterých ještě dochází k valivému pohybu.

Během pohybu tělesa lineárního valivého vedení může rovněž docházet ke vzniku přídatných třecích sil na stykových plochách valivých elementů, či při přechodu valivého elementu z nezátíženého stavu ve vratné větvi do stavu zatíženého (Obr. 4.3). Tyto třecí síly mohou být účinně sníženy dostatečným mazáním.

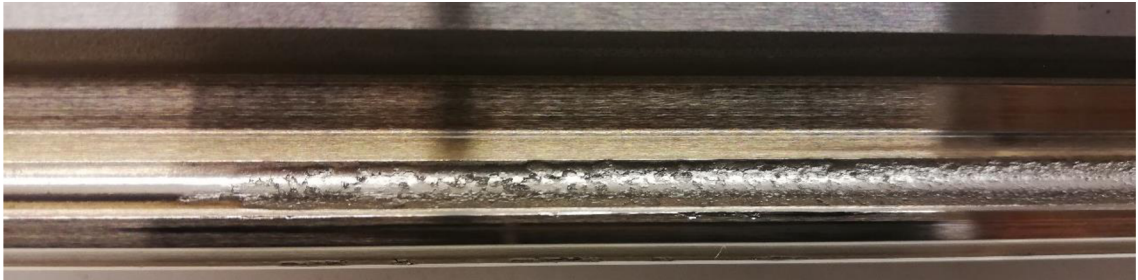


Obr. 4.3 Smykové tření v lineárních valivých vedeních

Dynamické změny kontaktního napětí při působení vnějšího zatížení a valivého pohybu elementů mohou způsobit vlivem nahromaděných dislokací v povrchové vrstvě kontaktních ploch únavové poškození zvané „pitting“. Takové poškození se vyznačuje při dostatečném mazání kontaktních ploch dolíčkovitým vydrolováním povrchové vrstvy (Obr. 4.4) a (Obr. 4.5), nebo velkoplošným odlupováním povrchové vrstvy s abrazivním poškozením (Obr. 4.6) [19].



*Obr. 4.4 Poškození valivých elementů – pitting*

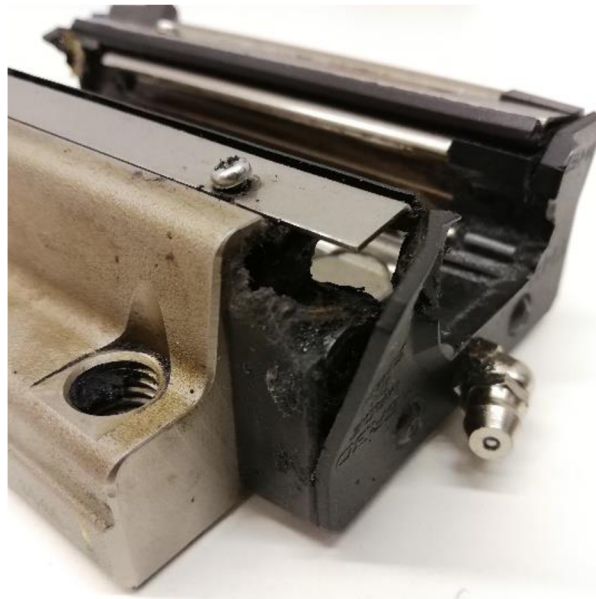


*Obr. 4.5 Poškození vodícího profilu – pitting*



*Obr. 4.6 Poškození vodícího profilu – pitting a abrazivní poškození*

Progrese únavového poškození následně může vést až k destrukci součástí lineárního valivého vedení (Obr. 4.7).



*Obr. 4.7 Destrukce součástí tělesa při progresi únavového poškození*

Vznik únavového poškození tělesa, valivých elementů a vodícího profilu způsobuje zvýšení valivého odporu, který vede k energetickým ztrátám výrobního nebo přepravního systému v důsledku rozvíjejícího se defektu lineárního valivého vedení. Příslušná disipativní energie má pak za následek zvýšení provozní teploty.

Dalšími projevy únavového poškození jsou zvýšení hlučnosti doprovázené vibracemi, které mohou negativně ovlivňovat nejen součásti lineárního valivého vedení, ale i připojené konstrukční celky.

Zde je třeba konstatovat, že uvedená poškození součástí lineárního valivého vedení (*Obr. 4.4, Obr. 4.5, Obr. 4.6, případně až Obr. 4.7*) vznikají v bezprostřední návaznosti.

## 4.2 Vibrace lineárního valivého vedení v důsledku poškození

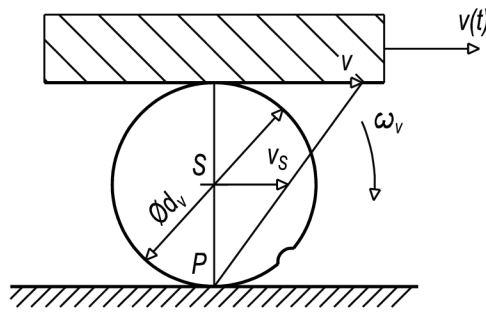
Při poškození lineárních valivých vedení formou pittingu se uplatňují dva základní mechanismy buzení dynamické soustavy, silové a kinematické.

Silové buzení souvisí s přechodem valivých elementů z nezátíženého do zatíženého stavu, který je doprovázen vznikem vnitřní rázové síly mezi tělesem a valivým elementem a mezi valivým elementem a vodícím profilem. S ohledem na to, že se tento proces běžně uplatňuje i při provozu nepoškozeného lineárního valivého vedení (*Obr. 2.2*) [5], lze poznamenat, že poškození valivých elementů, tělesa nebo vodícího profilu bude pouze přispívat k velikosti těchto sil, i následných vibrací. Pro diagnostiku lineárních valivých vedení proto charakter silového buzení nebude mít dominantní význam.

Poškození lineárního valivého vedení se v řešené dynamické soustavě projevuje mnohem intenzivněji jako buzení kinematické, kdy je těleso s připojenými objekty uváděno do vibračního stavu pohybem po poškozených kontaktních plochách součástí lineárního valivého vedení. Pro návrh diagnostického zařízení bude proto rozhodující takto vzniklé kinematické buzení.

S ohledem na následné vyhodnocení vibrací je účelné analyzovat budící frekvence, které odpovídají poškození některého z komponent lineárního valivého vedení. Na tělese lineárního valivého vedení s poškozenou valivou drahou, valivým elementem nebo vodícím profilem vznikají při relativním posuvném pohybu vůči vodícímu profilu v důsledku silového nebo kinematického buzení vibrace. Jejich určující frekvence  $f_D(t)$  je dána okamžitou relativní rychlostí  $v(t)$  tělesa a vodícího profilu lineárního valivého vedení.

Kinematickým rozborem lze prokázat, že budící frekvence  $f_{Dv}(t)$  odpovídající poškození valivého elementu a budící frekvence  $f_{Dp}(t)$  odpovídající poškození vodícího profilu nebo valivé dráhy tělesa budou rozdílné. K odvození jejich velikostí lze využít kinematických schémat na *Obr. 4.8*. a na *Obr. 4.9*.



Obr. 4.8 Kinematické schéma - poškození valivého elementu

Při známé relativní rychlosti  $v(t)$  posuvu tělesa lineárního valivého vedení vůči vodícímu profilu se úhlová rychlost  $\omega_v(t)$  valivého elementu o průměru  $d_v$  vypočte jako

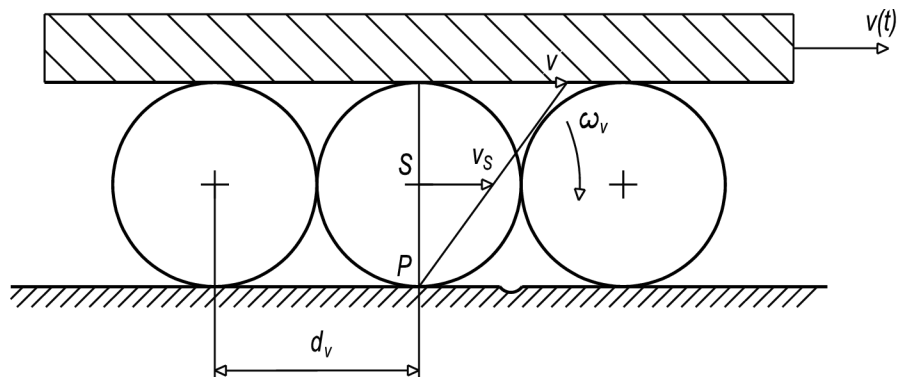
$$\omega_v(t) = \frac{2v_s(t)}{d_v} \quad (4.9)$$

kde  $v_s(t)$  je relativní rychlost posuvu středu otáčení valivého elementu vůči vodícímu profilu. Platí, že

$$v_s(t) = \frac{v(t)}{2} \quad (4.10)$$

Frekvence poškození valivého elementu pak vyjde

$$f_{Dv}(t) = \frac{2\omega_v(t)}{2\pi} = \frac{v(t)}{\pi d_v} \quad (4.11)$$



Obr. 4.9 Kinematické schéma - poškození vodícího profilu

Pro frekvenci  $f_{Dp}(t)$  poškození vodícího profilu platí

$$f_{Dp}(t) = \frac{1}{T_{Dp}(t)} \quad (4.12)$$

kde okamžitá perioda  $T_{Dp}(t)$  je čas, za který valivý element při rychlosti  $v_S(t)$  posuvu středu otáčení urazí vzdálenost  $d_v$

$$T_{Dp}(t) = \frac{d_v}{v_S(t)} = \frac{2d_v}{v(t)} \quad (4.13)$$

Frekvence poškození  $f_{Dp}(t)$  vodícího profilu vyjde

$$f_{Dp}(t) = \frac{v(t)}{2d_v} \quad (4.14)$$

V obou případech odvození frekvencí poškození  $f_{Dv}(t)$  valivého elementu a  $f_{Dp}(t)$  vodícího profilu se sice jedná o značně zjednodušený přístup, ale praktická měření prokazují existenci uvedených vibrací zejména u málo zatížených lineárních valivých vedení zcela jednoznačně.

V mechanických modelech vystihujících důsledně reálné podmínky technické praxe je třeba respektovat rozsah poškození. Pokud je rozsah poškození malý, pak se kinematické buzení prakticky neprojeví, neboť vazba tělesa a vodícího profilu se děje větším počtem valivých elementů, které omezují vliv poškození malého rozsahu. V takovém případě lze předpokládat vznik pouze rázového silového buzení relativně malé intenzity způsobené samotným valivým elementem, který bude v kontaktu s poškozenou plochou vodícího profilu, nebo bude jeho poškozená plocha v kontaktu s vodícím profilem.

Je zřejmé, že buzení dynamické soustavy lineárního valivého vedení při malém rozsahu poškození valivých elementů nebo vodícího profilu není s ohledem na diagnostiku podstatné, neboť jeho intenzita je malá a příslušná odezva systému snadno zaniká v provozních vibracích.

V následujícím řešení diagnostického systému se předpokládá, že rozsah poškození je takový, že dojde ke kinematickému buzení tělesa lineárního valivého vedení a příslušná odezva bude identifikovatelná v oblasti provozních vibrací.

### 4.3 Vliv provozních podmínek na vibrace způsobené poškozením

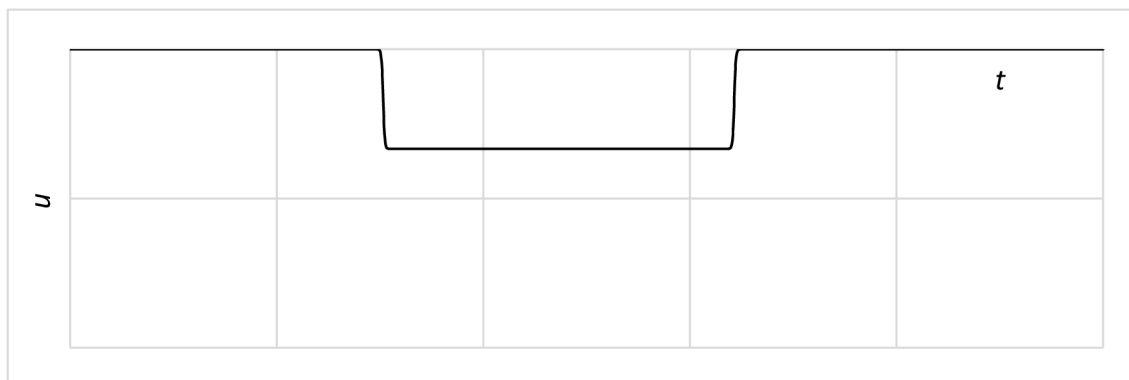
Vibrace lineárního valivého vedení vznikají nejen v důsledku poškození jeho součástí, tedy tělesa, valivých elementů nebo vodícího profilu, ale i v důsledku provozních podmínek.

Zásadní vliv mají dynamické parametry připojených objektů. Často se jedná o konstrukční celky, které realizují například výrobní technologii a nesou pracovní mechanismy. V tom případě lze předpokládat vznik setrvačných sil jako budících účinků dynamické soustavy lineárního valivého vedení. Za těchto podmínek vznikají provozní vibrace, které ve značné míře pohlcují vibrace způsobené poškozením. Identifikace poškození se tak stává velmi obtížným technickým úkolem.

Účinky objektů připojených k lineárnímu valivému vedení je možno rozdělit na silové a setrvačné. V obou případech objektivně způsobují značné problémy v rozpoznání hledaných vibrací způsobených poškozením. Představu o míře těchto účinků na potlačení vibrací spojených s poškozením lineárního valivého vedení lze snadno získat na základě řešení mechanického modelu jednohmotové soustavy s jedním stupněm volnosti a předpokládaným kinematickým buzením.

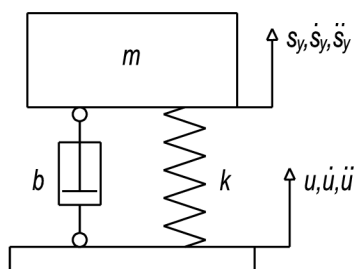
Mechanický model (Obr. 4.11) samotného lineárního valivého vedení je dán hmotností  $m$  tělesa lineárního valivého vedení, které je spojeno pružnou vazbou s tuhostí  $k$  a také tlumicí vazbou se součinitelem tlumení  $b$  k pohyblivému základu. Pružná a tlumicí vazba přísluší valivým elementům a pohyblivý základ simuluje pohyb tělesa s valivými elementy po nerovných stykových plochách poškozeného lineárního valivého vedení. Kinematické buzení vznikající poškozením je zavedeno časovou funkcí  $u$  a příslušná odezva  $s_y$  je časovou funkcí popisující pohyb objektu.

Časový průběh budící funkce  $u$  (Obr. 4.10) má tvar, který lze při poškození lineárního valivého vedení ve zjednodušené podobě předpokládat, přičemž sklon skokových částí této funkce je definován zejména rychlostí pohybu tělesa.



Obr. 4.10 kinematického buzení reprezentujícího poškození lineárního valivého vedení

Pohyb tělesa o hmotnosti  $m$  jako odezvu  $s_y$  na budící funkci  $u$  lze řešit za uvedených předpokladů pomocí náhradního mechanického modelu podle Obr. 4.11.

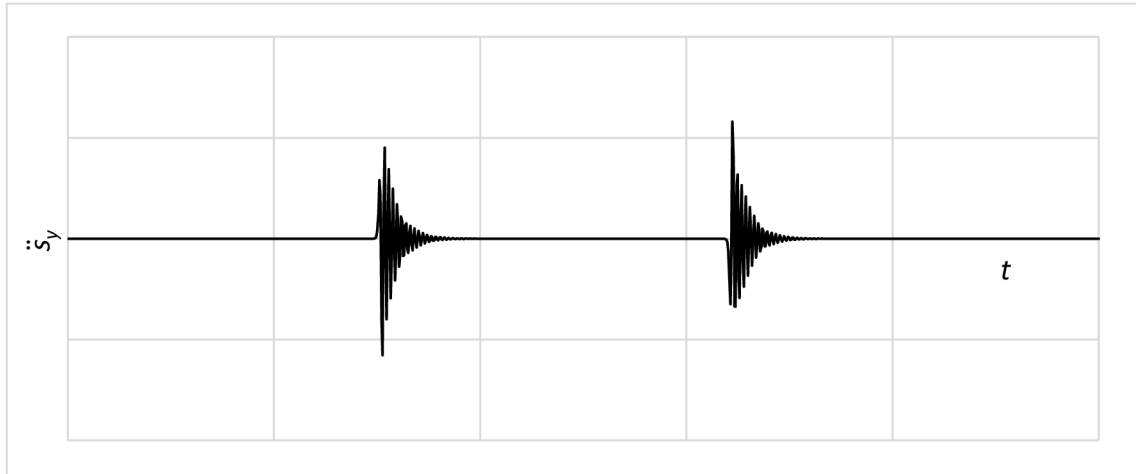


Obr. 4.11 Mechanický model lineárního valivého vedení

Příslušná pohybová rovnice pro těleso o hmotnosti  $m$  bude diferenciální rovnicí druhého řádu

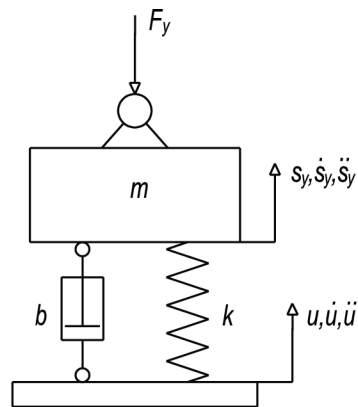
$$m\ddot{s}_y + b(\dot{s}_y - \dot{u}) + k(s_y - u) = 0 \quad (4.15)$$

Výsledek diferenciální pohybové rovnice je možno prezentovat časovým průběhem zrychlení  $\ddot{s}_y$  tělesa lineárního valivého vedení (Obr. 4.12).



Obr. 4.12 Časový průběh zrychlení nezatíženého tělesa

V případě, že lineární valivé vedení bude přes těleso zatíženo silou  $F_y$ , která často vykazuje periodický charakter, bude mechanický model soustavy mít podobu podle Obr. 4.13.



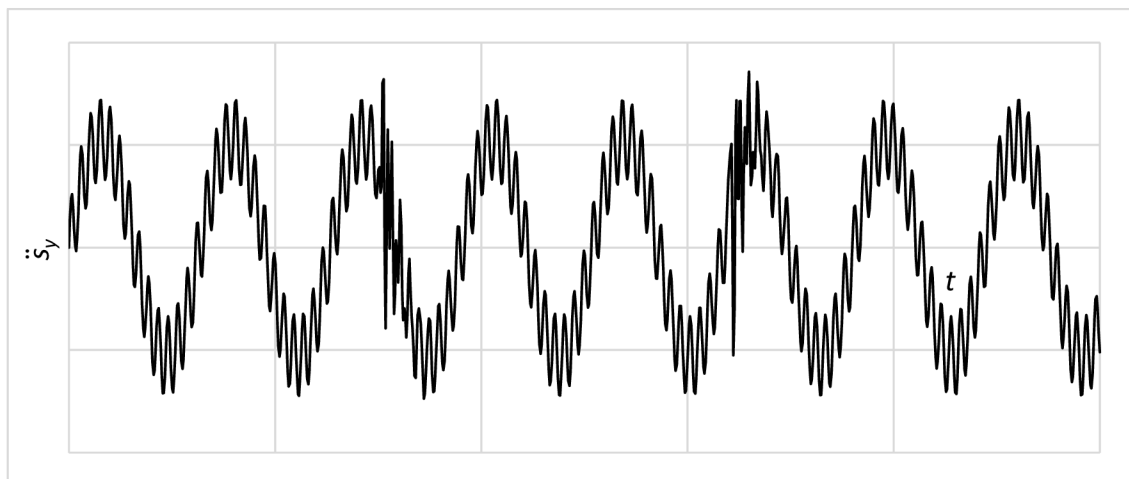
Obr. 4.13 Mechanický model lineárního valivého vedení s vnějším silovým účinkem

V tomto případě je dynamická soustava buzena nejen kinematicky, ale i silově, a diferenciální pohybová rovnice pro těleso o hmotnosti  $m$  má tvar

$$m\ddot{s}_y + b(\dot{s}_y - \dot{u}) + k(s_y - u) = F_y \quad (4.16)$$

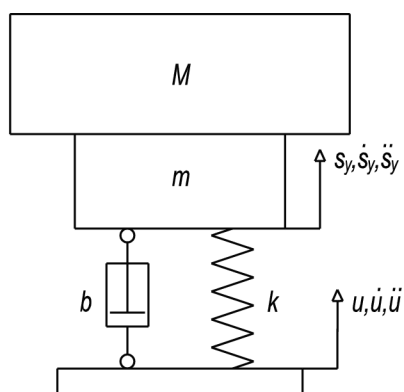
Časový průběh budícího silového účinku  $F_y$  je v rovnici (4.16) předpokládán zjednodušeně v podobě harmonické funkce s amplitudou příslušnou například mechanismu pohonu soustavy lineárního valivého vedení.

Výsledek řešení diferenciální pohybové rovnice (4.16) je rovněž možno prezentovat časovým průběhem zrychlení  $\ddot{s}_y$  tělesa lineárního valivého vedení.



Obr. 4.14 Časový průběh zrychlení tělesa zatíženého vnější silou

Mechanický model na Obr. 4.15 reprezentuje dynamickou soustavu lineárního valivého vedení, k jehož tělesu je připojena setrvačná hmota o hmotnosti  $M$ .



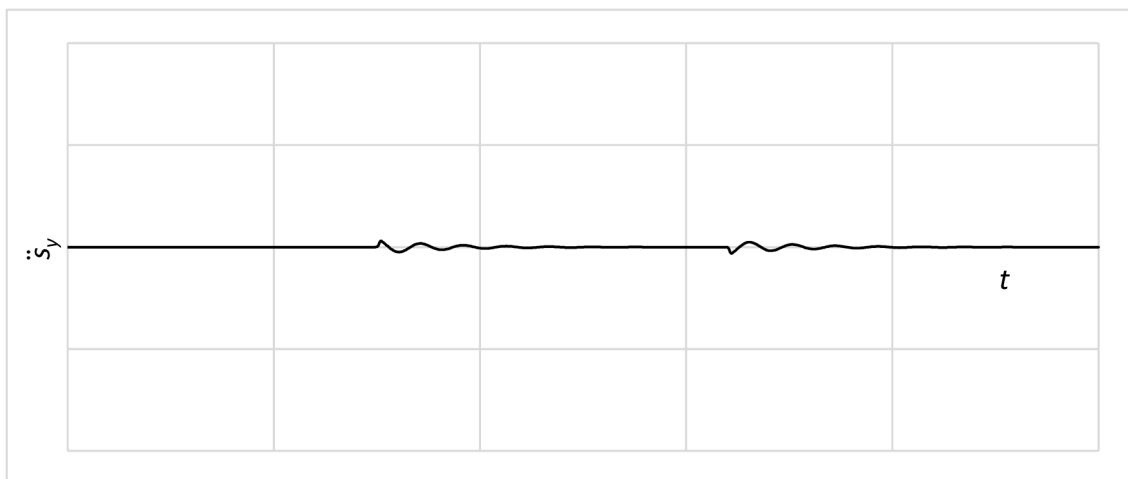
Obr. 4.15 Mechanický model lineárního valivého vedení s připojenou setrvačnou hmotou

Diferenciální pohybová rovnice pak bude mít tvar

$$(m + M)\ddot{s}_y + b(\dot{s}_y - \dot{u}) + k(s_y - u) = 0 \quad (4.17)$$

Výsledek řešení diferenciální pohybové rovnice v podobě časového průběhu zrychlení  $\ddot{s}_y$  tělesa je zobrazen na Obr. 4.16.





*Obr. 4.16 Časový průběh zrychlení tělesa s připojenou setrvačnou hmotou*

Časové průběhy zrychlení  $\ddot{y}$  tělesa lineárního valivého vedení ukazují, že poškození lze v případě absence silového zatížení  $F_y$  nebo připojení setrvačné hmoty o velikosti  $M$  poměrně snadno identifikovat (Obr. 4.12).

V případě, že na těleso lineárního valivého vedení působí silové zatížení  $F_y$ , nebo je těleso připojeno k významné setrvačné hmotě o velikosti  $M$ , se identifikace poškození ve vibračním signálu značně komplikuje. Na základě časových průběhů zrychlení  $\ddot{y}$  tělesa lineárního valivého vedení zobrazených na Obr. 4.14 a Obr. 4.16, lze konstatovat, že poškození je v obou případech jen obtížně identifikovatelné.

Uvedené mechanické modely ve zjednodušené podobě zohledňují provozní podmínky lineárních valivých vedení s ohledem na jejich použití a funkci ve strojním zařízení, a prokazují již dříve konstatovanou souvislost minimalizace vibrací způsobených poškozením s vnějšími vlivy působícími na lineární valivá vedení.

S ohledem na širokou oblast použití lineárních valivých vedení s mnoha konstrukčními aspekty je žádoucí zobecnit jejich mechanický model tak, aby umožnil respektovat prostorový charakter dynamických poměrů, a s tím souvisejících vibrací vznikajících od jejich poškození.

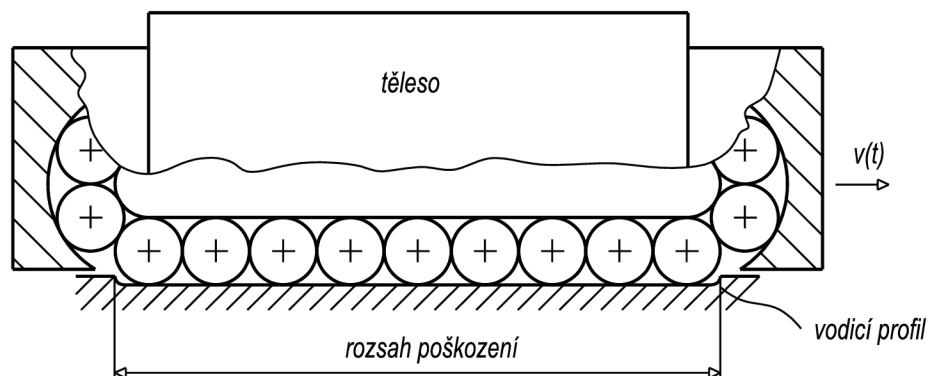
#### **4.4 Vliv konstrukce na vibrace způsobené poškozením**

Lineární valivá vedení jsou konstruována tak, aby jejich dynamická únosnost byla v určitých rozměrových řadách vždy co největší. Od tohoto požadavku se odvíjí zejména počet zatížených valivých elementů, a s tím související délka oblasti jejich kontaktu s tělesem a vodícím profilem lineárního valivého vedení. Obecně lze konstatovat, že čím větší počet valivých těles se účastní přenosu vnějšího zatížení, tím je menší pravděpodobnost vzniku poškození a s ním souvisejících vibrací.

Z uvedených hledisek lze vliv konstrukce na vibrace způsobené poškozením hodnotit podle délky oblasti kontaktu zatížených valivých elementů s tělesem nebo vodícím profilem

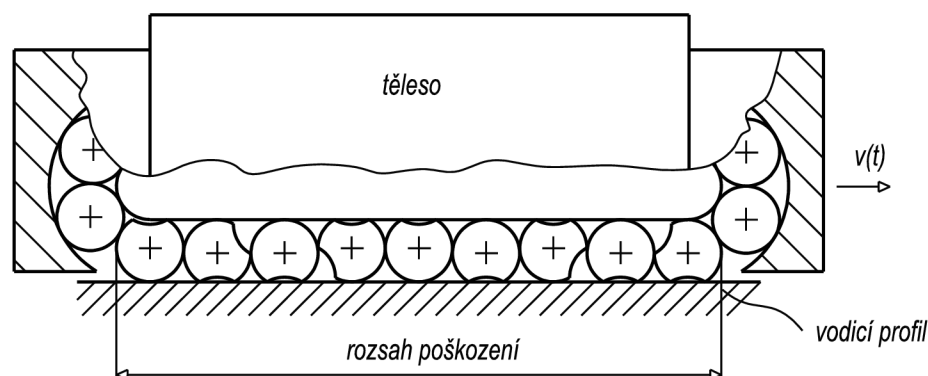
lineárního valivého vedení. Pokud je tato délka menší, než je mezní rozsah poškození vodícího profilu nebo valivých elementů, vznik příslušných vibrací je okamžitý. V praxi lze tedy uvážit dva základní případy mezního rozsahu poškození, při kterých dojde ke kinematickému buzení.

Jednak v případě, že se jedná o poškození vodícího profilu o minimální délce odpovídající sousedním zatíženým valivým elementům, tedy plné délce zatížené části tělesa, a dále v případě poškození valivých elementů v takovém rozsahu, kdy i v tomto případě poškozené valivé elementy zaujmou plnou délku zatížené části tělesa lineárního valivého vedení.



Obr. 4.17 Mezní rozsah poškození vodícího profilu

Na Obr. 4.17 je znázorněn mezní rozsah poškození vodícího profilu lineárního valivého vedení, který způsobuje kinematické buzení jeho tělesa. Na Obr. 4.18 je znázorněn tento mezní rozsah při poškození valivých elementů.



Obr. 4.18 Mezní rozsah poškození valivých elementů

V obou definovaných případech je zjevné, že se jedná o kritický stav lineárního valivého vedení, po kterém zpravidla následuje jeho totální destrukce. Použití diagnostických systémů založených na měření vibrací na tělese lineárního valivého vedení se tak jeví jako velmi nespolehlivé.

## 4.5 Obecný mechanický model lineárního valivého vedení

Obecnější mechanický model lineárního valivého vedení umožňuje do dynamického výpočtu zavést například vliv samotné konstrukce lineárního valivého vedení na vibrace způsobené jeho poškozením. V této souvislosti je třeba v mechanickém modelu počítat nejen s obecnou velikostí a charakterem časového průběhu, ale i směrem budící funkce  $u$ .

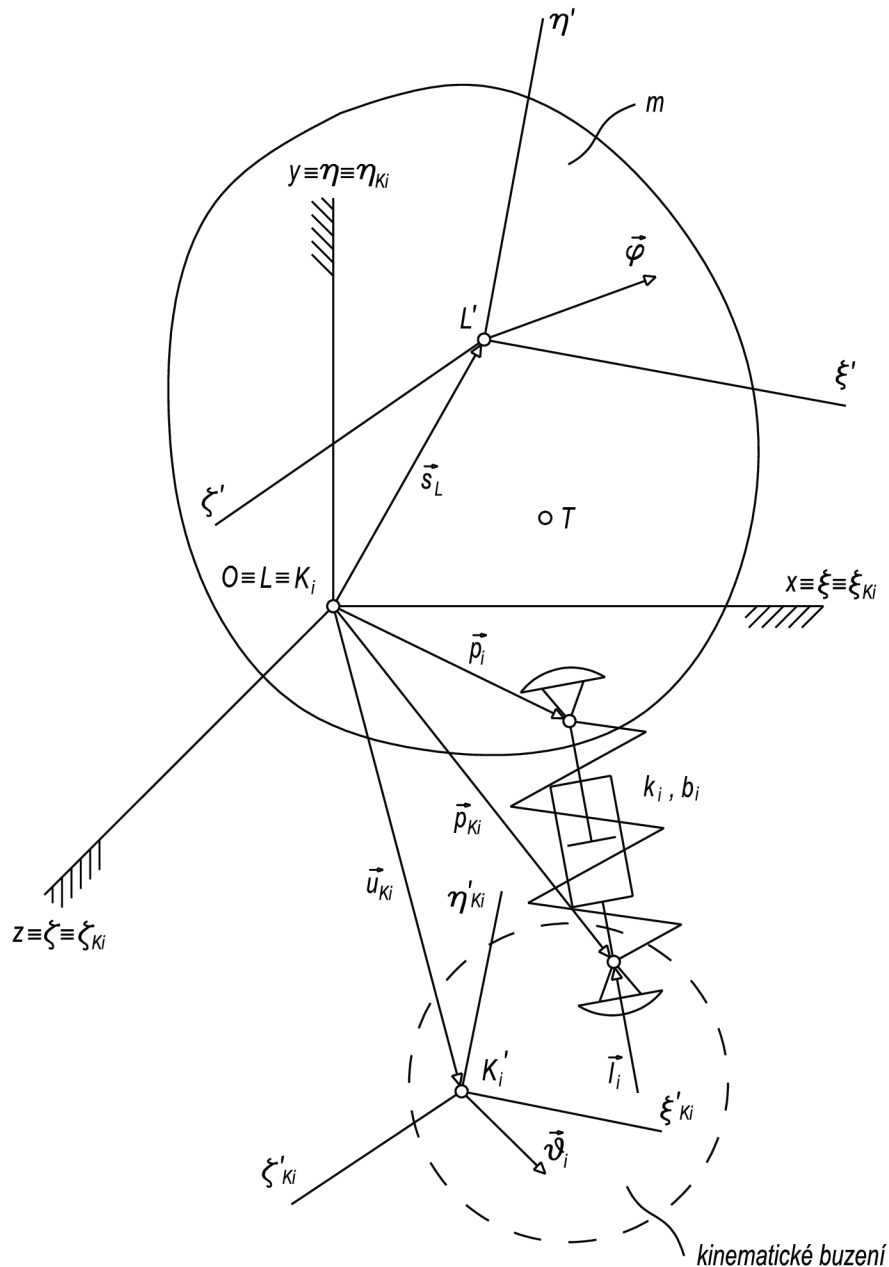
Mechanický model lineárního valivého vedení (*Obr. 4.19*) pak představuje jeho těleso s prostorovými pružnými vazbami s tuhostmi  $k$  a také tlumicími vazbami se součiniteli tlumení  $b$ , přičemž je zachována představa, že je toto těleso v důsledku poškození kinematically buzeno přes jednotlivé pružné a tlumicí vazby reprezentující valivé elementy. Tyto vazby mají obecný směr daný konstrukcí lineárního valivého vedení. Z uvedených důvodů je vhodné popsat polohu a směr uvažovaných vazeb pomocí polohových  $\vec{p}_i$  a směrových vektorů  $\vec{l}_i$  v pevném souřadném systému. Hmotové a setrvačné parametry tělesa v takto zavedeném mechanickém modelu budou mít potom podobu tenzoru setrvačnosti  $J_L$  vztaženého k jeho lokálnímu souřadnému systému.

Pro dynamický výpočet obecného mechanického modelu lze s výhodou použít Lagrangeovu rovnici druhého druhu ve vektorovém tvaru se zavedením zobecněné souřadnice jako vektoru  $\vec{s}_L$  posunutí počátku souřadného systému, resp. natočení  $\vec{\varphi}$ , a zavedením zobecněné síly  $\vec{Q}$  v podobě vektorů vnějších silových a momentových účinků. Lagrangeova rovnice druhého druhu je řešena ve tvaru, který zohledňuje působení i nekonzervativních sil.

Dynamický výpočet prostorového pohybu tělesa lineárního valivého vedení provedený ve vektorovém a tenzorovém tvaru umožňuje získat přehled o jeho posuvech a rotacích. Tyto složky prostorového pohybu jsou z hlediska řešeného diagnostického systému velmi důležité kvůli umístění snímačů zrychlení. Je zřejmé, že je třeba definovat takové umístění snímače, které bude zajišťovat dostatečnou citlivost při identifikaci poškození.

Na *Obr. 4.19* je znázorněn obecný mechanický model řešené soustavy. Pohyb tělesa o hmotnosti  $m$  s lokálním souřadným systémem  $\xi, \eta, \zeta$  s počátkem  $L$  se popisuje v globálním souřadném systému  $x, y, z$  s počátkem  $O$ . V tomto souřadném systému je rovněž definováno kinematische buzení soustavy prostřednictvím  $n$  lokálních souřadných systémů  $\xi_{Ki}, \eta_{Ki}, \zeta_{Ki}$  s počátky  $K_i$ . Působíště kinematische buzení je vázáno s tělesem o hmotnosti  $m$  pružnou a tlumicí vazbu s tuhostí  $k_i$  a součinitelem tlumení  $b_i$  a se společným směrovým vektorem  $\vec{l}_i$ .

Lze předpokládat, že čase  $t_0$  jsou všechny zmíněné souřadné systémy totožné, platí tedy  $O \equiv L \equiv K_i$  a  $x \equiv \xi \equiv \xi_{Ki}$ ,  $y \equiv \eta \equiv \eta_{Ki}$  a  $z \equiv \zeta \equiv \zeta_{Ki}$ . V čase  $t$  dojde k posunutí počátků  $L$  a  $K_i$  lokálních souřadných systémů tělesa a působíšť kinematische buzení do nových poloh určených vektory posunutí  $\vec{s}_L$ , resp.  $\vec{u}_{Ki}$ , a k jejich natočení o úhel  $\vec{\varphi}$ , resp.  $\vec{\vartheta}_i$ . Lokální souřadné systémy pak zaujmou nové polohy  $L', \xi', \eta', \zeta'$  a  $K_i', \xi_{Ki}', \eta_{Ki}', \zeta_{Ki}'$ .



Obr. 4.19 Mechanický model

Pohybové rovnice pro takto zavedenou dynamickou soustavu lze získat pomocí Lagrangeovy rovnice druhého druhu, která má v řešeném případě tvar

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\vec{q}}} \right) + \frac{\partial U}{\partial \vec{q}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\vec{q}}} = \vec{Q} \quad (4.18)$$

kde  $E$  značí kinetickou energii,  $U$  energii potenciální,  $D$  energii disipativní,  $\vec{Q}$  zobecněnou sílu,  $\vec{q}$  zobecněnou souřadnici a  $\dot{\vec{q}}$  zobecněnou rychlost. Za zobecněné souřadnice resp. zobecněné rychlosti jsou zvoleny vektory posunutí  $\vec{s}_L$  a natočení  $\vec{\varphi}$  tělesa. V dalších odstavcích budou vyjádřeny jednotlivé druhy mechanické energie a její derivace podle rovnice (4.18).

#### 4.5.1 Kinetická energie

Kinetická energie tuhého tělesa je definována podle vztahu

$$E = \frac{1}{2} \int_m \vec{s}^2 dm \quad (4.19)$$

přičemž pro vektor rychlosti  $\vec{s}$  obecného bodu tělesa platí

$$\vec{s} = \vec{s}_L + \vec{\varphi} \times \vec{r} \quad (4.20)$$

Vztah (4.20) lze s výhodou přepsat za pomoci jednoznačně přiřazeného antisymetrického tenzoru  $\mathbf{R}$  polohovému vektoru  $\vec{r}(\xi, \eta, \zeta)$  do tvaru

$$\vec{s} = \vec{s}_L - \mathbf{R}\vec{\varphi} \quad (4.21)$$

ve kterém má antisymetrický tenzor  $\mathbf{R}$  podobu

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0 & -\zeta & \eta \\ \zeta & 0 & -\xi \\ -\eta & \xi & 0 \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Pro parciální derivaci kinetické energie  $E$  podle vektoru rychlosti  $\vec{s}_L$  platí

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \vec{s}_L} &= \int_m (\vec{s}_L - \mathbf{R}\vec{\varphi}) \text{Grad}_{\vec{s}_L} (\vec{s}_L - \mathbf{R}\vec{\varphi}) dm = \\ &= \int_m (\vec{s}_L - \mathbf{R}\vec{\varphi}) \mathbf{I} dm = m\vec{s}_L - \mathbf{S}_L\vec{\varphi} \end{aligned} \quad (4.23)$$

kde  $\mathbf{I}$  je jednotkový tenzor

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

a  $\mathbf{S}_L$  antisymetrický tenzor příslušející vektoru statického momentu tělesa k počátku  $L$  jeho souřadného systému.

$$\mathbf{S}_L = \begin{bmatrix} 0 & -S_{L\xi\eta} & S_{L\xi\zeta} \\ S_{L\xi\eta} & 0 & -S_{L\eta\zeta} \\ -S_{L\xi\zeta} & S_{L\eta\zeta} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

Parciální derivace kinetické energie  $E$  podle vektoru úhlové rychlosti  $\vec{\varphi}$  se vypočte

$$\frac{\partial E}{\partial \vec{\varphi}} = \int_m (\vec{s}_L - \mathbf{R}\vec{\varphi})(-\mathbf{R}) dm = \int_m (\mathbf{R}\vec{s}_L - \mathbf{R}^2\vec{\varphi}) dm = \mathbf{S}_L\vec{s}_L + \mathbf{J}_L\vec{\varphi} \quad (4.26)$$

kde  $\mathbf{J}_L$  značí tenzor setrvačnosti vzhledem k počátku  $L$  souřadného systému tělesa

$$\mathbf{J}_L = \begin{bmatrix} J_{L\xi} & -D_{L\xi\eta} & -D_{L\xi\zeta} \\ -D_{L\xi\eta} & J_{L\eta} & -D_{L\eta\zeta} \\ -D_{L\xi\zeta} & -D_{L\eta\zeta} & J_{L\zeta} \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

První člen rovnice (4.18) pro zobecněné rychlosti  $\vec{q}$ , tedy pro vektory rychlosti  $\vec{s}_L$  a úhlové rychlosti  $\vec{\varphi}$  vyjde

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \vec{s}_L} \right) = m\vec{s}_L - \mathbf{S}_L\vec{\varphi} \quad (4.28)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \vec{\varphi}} \right) = \mathbf{S}_L\vec{s}_L + \mathbf{J}_L\vec{\varphi} \quad (4.29)$$

#### 4.5.2 Potenciální energie

Potenciální energii řešené soustavy představuje energie pružných vazeb vůči rovnovážné poloze. Pružné vazby tělesa o hmotnosti  $m$  vykazují při jeho pohybu z rovnovážné polohy v čase  $t_0$ , potenciální energii danou jejich podélnými tuhostmi  $k_i$  a deformacemi  $\delta_i$ . Příčné deformace pružných vazeb v řešeném případě lineárního valivého vedení nastat nemohou. Potenciální energii lze vypočítat ze vztahu

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} k_i \delta_i^2 \quad (4.30)$$

kde  $k_i$  je tuhost  $i$ -té pružné vazby. Její deformaci  $\delta_i$  lze vyjádřit jako skalární součin rozdílu posunutí  $\Delta\vec{s}_i$  jejich koncových bodů a jejího jednotkového směrového vektoru  $\vec{l}_i$ .

Bude tedy

$$\delta_i = \Delta\vec{s}_i \vec{l}_i = (\vec{s}_i - \vec{u}_i) \vec{l}_i \quad (4.31)$$

Pro posunutí  $\vec{s}_i$  prvního koncového bodu  $i$ -té pružné vazby platí

$$\vec{s}_i = \vec{s}_L + \vec{\varphi} \times \vec{p}_i \quad (4.32)$$

a pro posunutí  $\vec{u}_i$  druhého koncového bodu  $i$ -té pružné vazby, daného posunutím působišť kinematického buzení, platí

$$\vec{u}_i = \vec{u}_{Ki} + \vec{\vartheta}_i \times \vec{p}_{Ki} \quad (4.33)$$

Je zřejmé, že pokud  $i$ -tá pružná vazba není buzena poškozením, vyjde

$$\vec{u}_i = \vec{0} \quad (4.34)$$

Následně je možné rovnice (4.32) a (4.33) upravit analogicky k rovnicím (4.20) a (4.21).

$$\vec{s}_i = \vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} \quad (4.35)$$

$$\vec{u}_i = \vec{u}_{Ki} - \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i \quad (4.36)$$

kde  $\mathbf{P}_i$  značí antisymetrický tenzor jednoznačně přiřazený vektoru  $\vec{p}_i$ , a má podobu

$$\mathbf{P}_i = \begin{bmatrix} 0 & -p_{\zeta i} & p_{\eta i} \\ p_{\zeta i} & 0 & -p_{\xi i} \\ -p_{\eta i} & p_{\xi i} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

$\mathbf{P}_{Ki}$  značí antisymetrický tenzor jednoznačně přiřazený vektoru  $\vec{p}_{Ki}$ , vyjde

$$\mathbf{P}_{Ki} = \begin{bmatrix} 0 & -p_{K\zeta i} & p_{K\eta i} \\ p_{K\zeta i} & 0 & -p_{K\xi i} \\ -p_{K\eta i} & p_{K\xi i} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

Derivace potenciální energie  $U$  podle vektoru posunutí  $\vec{s}_L$  je

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \vec{s}_L} &= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2k_i [(\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \vec{l}_i] \vec{l}_i \text{Grad}_{\vec{s}_L} (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \\ & - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) = \sum_{i=1}^n k_i [(\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \vec{l}_i] \vec{l}_i \mathbf{I} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Vztah lze dále upravit se zavedením  $(\Delta \vec{s}_i \vec{l}_i) \vec{l}_i = \boldsymbol{\lambda}_i \Delta \vec{s}_i$ , přičemž tenzor  $\boldsymbol{\lambda}_i$  má podobu

$$\boldsymbol{\lambda}_i = \begin{bmatrix} l_{\xi i}^2 & l_{\xi i} l_{\eta i} & l_{\xi i} l_{\zeta i} \\ l_{\xi i} l_{\eta i} & l_{\eta i}^2 & l_{\eta i} l_{\zeta i} \\ l_{\xi i} l_{\zeta i} & l_{\eta i} l_{\zeta i} & l_{\zeta i}^2 \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

Výsledný vztah derivace potenciální energie  $U$  podle vektoru posunutí  $s_L$  vyjde

$$\frac{\partial U}{\partial \vec{s}_L} = \sum_{i=1}^n k_i \boldsymbol{\lambda}_i (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \quad (4.41)$$

Pro derivaci potenciální energie  $U$  podle vektoru natočení  $\vec{\varphi}$  analogicky platí

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \vec{\varphi}} &= \sum_{i=1}^n k_i [(\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \vec{l}_i] \vec{l}_i (-\mathbf{P}_i) = \\ &= \sum_{i=1}^n k_i \mathbf{P}_i \boldsymbol{\lambda}_i (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \end{aligned} \quad (4.42)$$

### 4.5.3 Disipativní energie

Disipativní energie se vypočte podle vztahu

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} b_i \delta_i^2 \quad (4.43)$$

kde  $b_i$  je součinitel tlumení  $i$ -té tlumicí vazby a  $\delta_i$  je relativní rychlost jejích koncových bodů v jejím podélném směru, kterou lze vyjádřit jako skalární součin relativní rychlosti  $\Delta \vec{s}_i$  koncových bodů a jednotkového směrového vektoru  $\vec{l}_i$   $i$ -té tlumicí vazby.

Relativní rychlost  $\delta_i$  lze tedy vyjádřit jako

$$\delta_i = \Delta \vec{s}_i \vec{l}_i = (\vec{s}_i - \vec{u}_i) \vec{l}_i \quad (4.44)$$

přičemž pro rychlost  $\vec{s}_i$  prvního koncového bodu  $i$ -té tlumicí vazby platí

$$\vec{s}_i = \vec{s}_L + \vec{\varphi} \times \vec{p}_i \quad (4.45)$$

Rychlost  $\vec{u}_i$  druhého koncového bodu  $i$ -té tlumicí vazby v případě kinematického buzení poškozením bude

$$\vec{u}_i = \vec{u}_{Ki} + \vec{\vartheta}_i \times \vec{p}_{Ki} \quad (4.46)$$

Pokud se poškození v případě  $i$ -té tlumicí vazby nevyskytuje, vyjde

$$\vec{u}_i = \vec{0} \quad (4.47)$$

Při zavedení antisymetrických tenzorů  $\mathbf{P}_i$  resp.  $\mathbf{P}_{Ki}$  jednoznačně přiřazených vektorům  $\vec{p}_i$  resp.  $\vec{p}_{Ki}$ , lze rovnice (4.45) a (4.46) psát

$$\vec{s}_i = \vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} \quad (4.48)$$

$$\vec{u}_i = \vec{u}_{Ki} - \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i \quad (4.49)$$

Derivace disipativní energie  $D$  podle vektoru rychlosti  $\vec{s}_L$  je

$$\begin{aligned} \frac{\partial D}{\partial \vec{s}_L} &= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} 2b_i \left[ (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \vec{l}_i \right] \vec{l}_i \text{Grad}_{\vec{s}_L} (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \\ &\quad - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) = \sum_{i=1}^n b_i \left[ (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \vec{l}_i \right] \vec{l}_i \mathbf{I} \end{aligned} \quad (4.50)$$

Vztah lze dále upravit se zavedením  $(\Delta \vec{s}_i \vec{l}_i) \vec{l}_i = \lambda_i \Delta \vec{s}_i$  a výsledná derivace disipativní energie  $D$  podle vektoru rychlosti  $\vec{s}_L$  vyjde

$$\frac{\partial D}{\partial \vec{s}_L} = \sum_{i=1}^n b_i \lambda_i (\vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i) \quad (4.51)$$



Pro derivaci disipativní energie  $D$  podle vektoru úhlové rychlosti  $\vec{\varphi}$  analogicky platí

$$\begin{aligned}\frac{\partial D}{\partial \vec{\varphi}} &= \sum_{i=1}^n b_i \left[ \left( \vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i \right) \vec{l}_i \right] \vec{l}_i (-\mathbf{P}_i) = \\ &= \sum_{i=1}^n b_i \mathbf{P}_i \boldsymbol{\lambda}_i \left( \vec{s}_L - \mathbf{P}_i \vec{\varphi} - \vec{u}_{Ki} + \mathbf{P}_{Ki} \vec{\vartheta}_i \right)\end{aligned}\quad (4.52)$$

#### 4.5.4 Pohybové rovnice

S využitím výše uvedených vztahů pro kinetickou, potenciální a disipativní energii soustavy v rovnici (4.18) lze stanovit pohybové rovnice tělesa o hmotnosti  $m$  podle mechanického modelu na *Obr. 4.19*. Za zobecněné síly  $\vec{Q}$  jsou následně dosazeny vektory možných vnějších silových účinků  $\vec{F}$  a momentových účinků  $\vec{M}$  v zavedeném globálním souřadném systému  $x, y, z$  s počátkem  $O$ .

Pohybové rovnice pro jednotlivé souřadnice  $x, y, z$  mají podobu

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{s}_L} \right)_x + \left( \frac{\partial U}{\partial s_L} \right)_x + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{s}_L} \right)_x = F_x \quad (4.53)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{s}_L} \right)_y + \left( \frac{\partial U}{\partial s_L} \right)_y + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{s}_L} \right)_y = F_y \quad (4.54)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{s}_L} \right)_z + \left( \frac{\partial U}{\partial s_L} \right)_z + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{s}_L} \right)_z = F_z \quad (4.55)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right)_x + \left( \frac{\partial U}{\partial \varphi} \right)_x + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}} \right)_x = M_x \quad (4.56)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right)_y + \left( \frac{\partial U}{\partial \varphi} \right)_y + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}} \right)_y = M_y \quad (4.57)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right)_z + \left( \frac{\partial U}{\partial \varphi} \right)_z + \left( \frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}} \right)_z = M_z \quad (4.58)$$

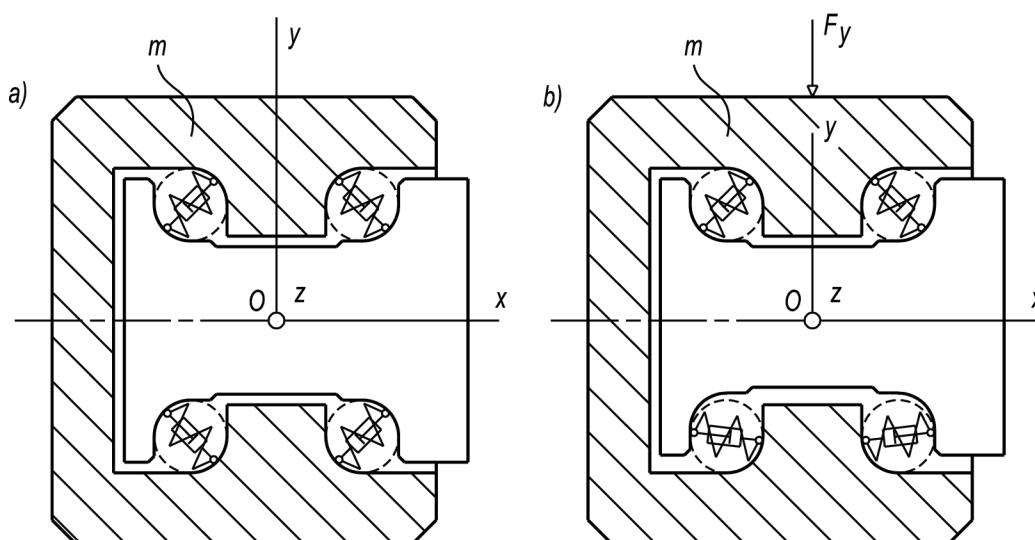
#### 4.5.5 Pohyb tělesa lineárního valivého vedení

Pohybové rovnice uvedené v předcházející podkapitole umožňují řešení kinematických veličin tělesa lineárního valivého vedení. Za uvedených předpokladů jsou v sestavených mechanických modelech nahrazeny potenciálně nosné valivé elementy pružně tlumivými vazbami realizovanými mezi tělesem a vodícím profilem. Sestavené zjednodušené mechanické modely zobrazují pouze potenciálně nosné valivé elementy. Valivé elementy

ve vratných drahách nevytvářejí vazbu tělesa s vodicím profilem, z tohoto hlediska nejsou v mechanických modelech kresleny.

Zjednodušený mechanický model v základním provedení, které odpovídá lineárnímu valivému vedení s nezatíženým tělesem o hmotnosti  $m$ , je zobrazen na *Obr. 4.20 a*).

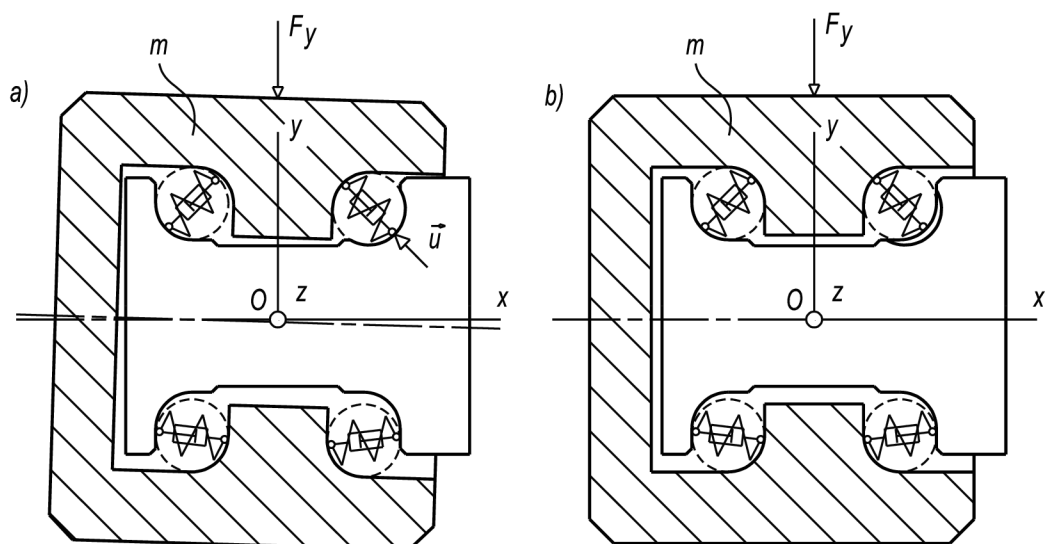
Pokud bude na těleso lineárního valivého vedení působit síla  $F_y$ , například v podobě setrvačné hmoty od transportovaného objektu, nosné valivé elementy budou více deformovány, a podle výrobního předpětí změní odlehčené valivé elementy částečně svou polohu. Mechanický model nabývá v tomto případě podobu podle *Obr. 4.20 b*).



*Obr. 4.20* Mechanický model lineárního valivého vedení a) s nezatíženým tělesem; b) se zatíženým tělesem

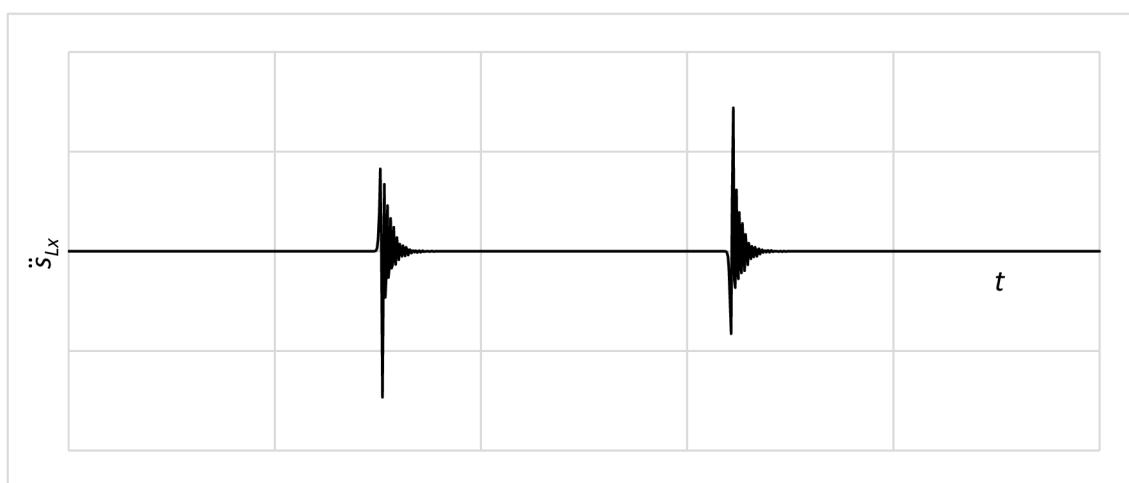
Při zjednodušení dynamického výpočtu, kdy bude kinematicky buzeno zatížené těleso o hmotnosti  $m$  v důsledku mezního rozsahu poškození (*Obr. 4.17* a *Obr. 4.18*) pouze přes jednu pružnou a tlumící vazbu nahrazující valivé elementy v délce jejich kontaktu s tělesem a vodicím profilem lineárního valivého vedení, lze předpokládat jeho rovinný pohyb, a to v rovině příčné vůči směru vodicího profilu. Odpovídající zjednodušený mechanický model na *Obr. 4.21 a*) zobrazuje posuv a natočení zatíženého tělesa o hmotnosti  $m$  v důsledku mezního rozsahu poškození.

Pokud se zatížené těleso o hmotnosti  $m$  nachází mimo mezní rozsah poškození, k jeho kinematickému buzení nedojde a mechanický model bude odpovídat stavu z *Obr. 4.21 b*).

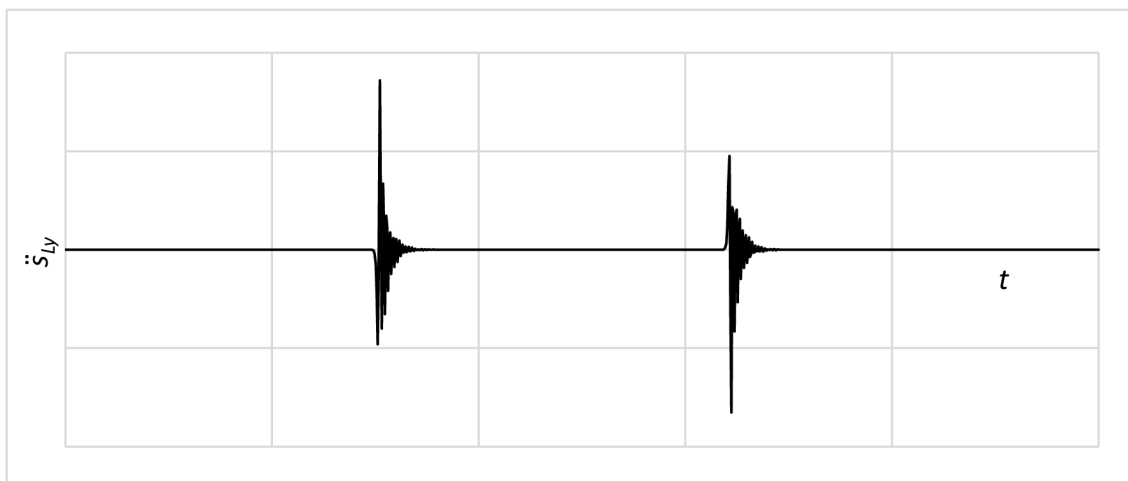


Obr. 4.21 Mechanický model lineárního valivého vedení a) se zatíženým tělesem v oblasti mezního rozsahu poškození; b) se zatíženým tělesem v oblasti mimo mezní rozsah poškození

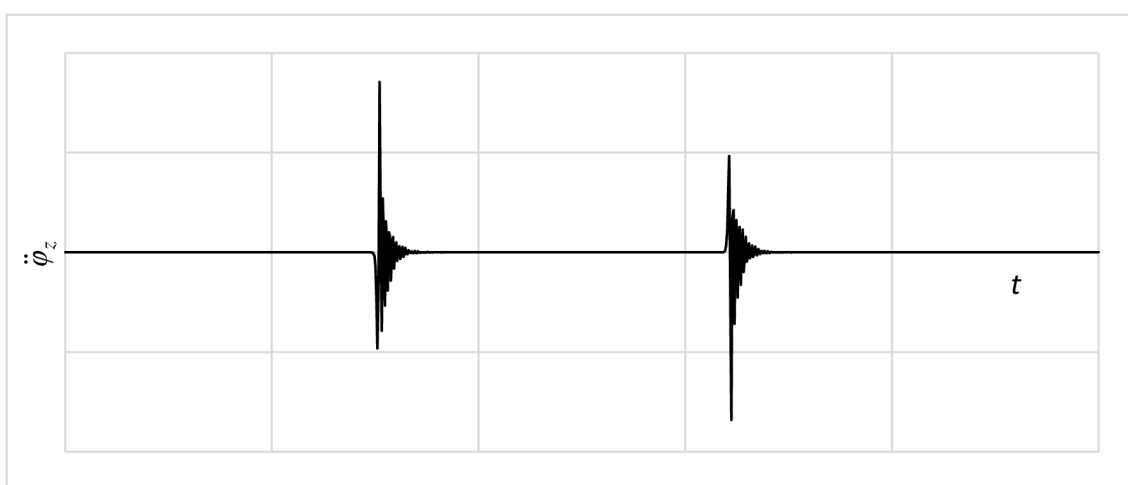
Po dosazení relevantních hodnot dynamických parametrů, vycházejících z dostupných údajů výrobce lineárních valivých vedení Bosch Rexroth AG (SRN), do pohybových rovnic (4.53), (4.54) a (4.58), lze určit kinematické veličiny pohybu zatíženého tělesa o hmotnosti  $m$ , které je v důsledku mezního rozsahu poškození kinematicky buzeno (Obr. 4.21 a). Kinematické veličiny jsou reprezentovány časovým průběhem velikosti vektoru zrychlení  $\ddot{s}_L$  pohybu tělesa v referenčním bodě  $L$ , který je počátkem lokálního souřadného systému. Časový průběh složky zrychlení  $\ddot{s}_{Lx}$  je zobrazen na Obr. 4.22 a složky  $\ddot{s}_{Ly}$  na Obr. 4.23. Rotace tělesa kolem osy  $z$ , která má směr podélné osy vodičícího profilu, je vyjádřena časovým průběhem úhlového zrychlení  $\ddot{\varphi}_z$  (Obr. 4.24).



Obr. 4.22 Charakter časového průběhu zrychlení ve směru osy  $x$



Obr. 4.23 Charakter časového průběhu zrychlení ve směru osy y



Obr. 4.24 Charakter časového průběh úhlového zrychlení kolem osy z

## 5 Návrh konstrukčního řešení diagnostického zařízení

Návrh konstrukčního řešení zařízení pro diagnostiku poškození lineárních valivých vedení vychází z teoretických východisek, ze kterých vyplynuly tři zásadní skutečnosti.

První se týká velikosti setrvačných hmot připojených k tělesu lineárního valivého vedení, která má zásadní a přitom negativní vliv na identifikaci zrychlení vibrací způsobených poškozením. Tyto setrvačné hmoty obvykle přísluší součástem a agregátům, které jsou prostřednictvím lineárních valivých vedení v provozu podle potřeby přemísťovány.

Druhý poznatek se týká vlivu dynamických sil vznikajících za provozu a přenášejících se na těleso lineárního valivého vedení. Tyto provozní síly hnacích a hnaných ústrojí realizující výrobní technologii vytvářejí vibrace, které mohou značně převyšovat vibrace vznikající od poškození lineárního valivého vedení.

Obě uvedené skutečnosti bezprostředně souvisí s provozní funkcí lineárních valivých vedení, a zároveň prakticky znemožňují identifikovat jejich poškození i na základě velmi sofistikovaných analýz naměřených vibračních signálů.

Třetí podstatná skutečnost se týká samotného poškození součástí lineárních valivých vedení. Z teoretických východisek vyplývá, že poškození pittingem se v dynamické soustavě dominantně projevuje jako kinematické buzení. S ohledem na konstrukci lineárního valivého vedení však dojde ke kinematickému buzení až při rozsahu poškození, který zpravidla odpovídá jeho velmi pokročilé fázi předcházející úplné destrukci.

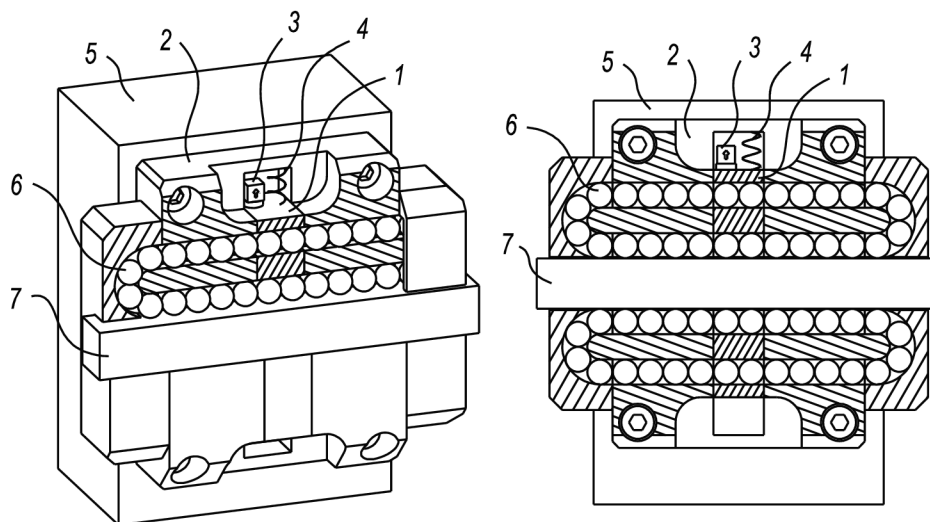
### 5.1 Podstata konstrukčního řešení diagnostického zařízení

Z uvedených skutečností vycházejících z teoretických východisek plynou požadavky, které musí být v konstrukčním řešení efektivního diagnostického systému respektovány.

Lze tedy konstatovat, že diagnostikované těleso lineárního valivého vedení musí mít minimální hmotnost a nesmí být tedy připojeno k setrvačným hmotám. Kromě toho nesmí být v bezprostředním spojení s pracovními mechanismy stroje jako zdroji dynamických sil a vibrací. V neposlední řadě musí být zajištěno včasné kinematické buzení již při malém rozsahu poškození lineárního valivého vedení, tedy v rané fázi únavového procesu.

Konstrukční řešení, které uvedené požadavky splňuje, spočívá ve vytvoření diagnostické části v rámci tělesa lineárního valivého vedení, která má minimální hmotnost, není zatížená vnějšími silovými účinky a vykazuje minimální délku danou obvykle dvěma průměry valivých elementů. Diagnostická část zároveň sdílí stejné valivé elementy i vodící profil s nosnou částí tělesa. Podstata konstrukčního návrhu zařízení pro diagnostiku poškození lineárního valivého vedení vyplývá z *Obr. 5.1*.

Za účelem identifikace vibrací způsobených poškozením vodícího profilu nebo valivých elementů je diagnostická část opatřena snímačem vibrací. Pro vymezení nežádoucích vůlí diagnostické části v prostoru tělesa obsahuje konstrukční provedení mírně předepjatou pružnou vazbu mezi diagnostickou částí a tělesem lineárního valivého vedení.



*Obr. 5.1 Podstata konstrukčního řešení diagnostického zařízení  
1 – diagnostická část, 2 – těleso, 3 – snímač zrychlení vibrací, 4 – pružná vazba, 5 – připojená setrvačná hmota, 6 – valivé elementy, 7 – vodící profil*

## 5.2 Snímač zrychlení na diagnostické části

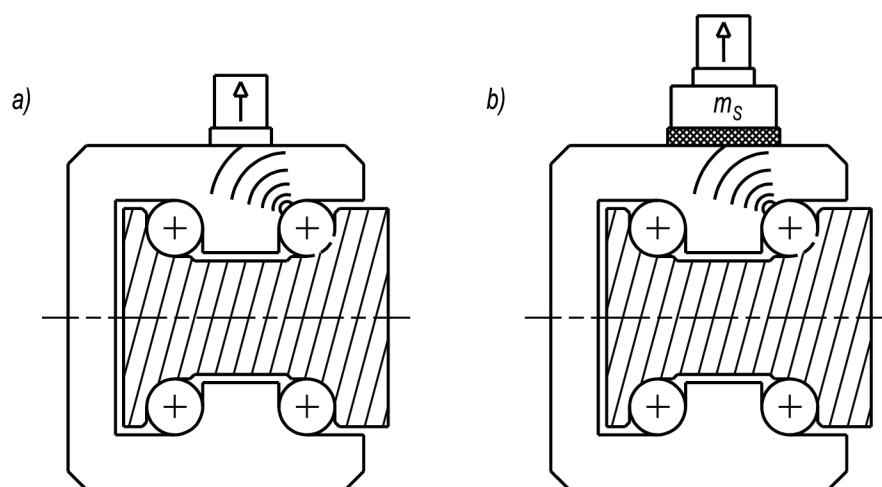
Součástí konstrukčního návrhu zařízení pro diagnostiku poškození lineárního valivého vedení je rovněž stanovení optimálního uchycení a umístění snímače zrychlení vibrací pro vyhodnocení provozního stavu. Zatímco volba způsobu uchycení snímače definuje charakter měřeného zrychlení, návrh umístění snímače a směru měření ovlivňuje bezprostředně velikost zjištěných amplitud, a tím i citlivost diagnostického zařízení.

### 5.2.1 Uchycení snímače zrychlení k diagnostické části

Uchycení snímače k diagnostické části představuje základní úlohu, která má vliv jak na časový průběh měřeného zrychlení vibrací, tak i na charakter získaných dat ve frekvenční oblasti. Z hlediska tuhosti vazby připojení snímače k diagnostické části je možné určit dva možné způsoby jeho uchycení (*Obr. 5.2*).

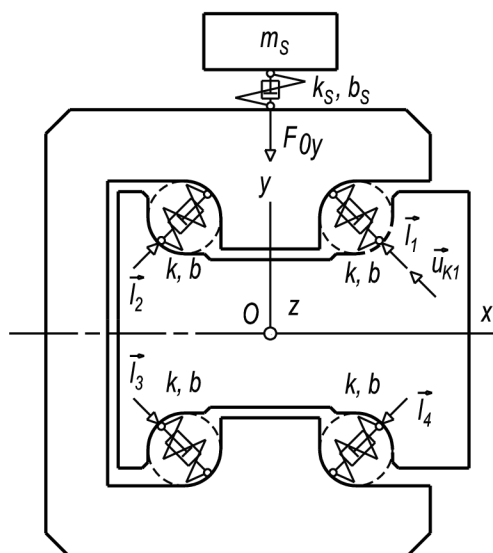
V prvním případě se jedná o standardní připojení snímače zrychlení vibrací vykazující vysokou tuhost vazby. V praxi je takové připojení realizováno například magnetem, lepením nebo šroubovým spojem (*Obr. 5.2 a*).

Druhý případ představuje připojení snímače zrychlení vibrací k diagnostické části prostřednictvím pružné vazby s definovanou tuhostí a přidavnou setrvačnou hmotou  $m_s$  (Obr. 5.2 b).



Obr. 5.2 Uchycení snímače zrychlení vibrací a) tuhou vazbou; b) pružnou vazbou s přidavnou setrvačnou hmotou

Mechanický model (Obr. 5.3) diagnostické části se snímačem vibrací může ve zjednodušené podobě představovat dvoumotová dynamická soustava, kde se vibrace související s poškozením lineárního valivého vedení přenášejí z diagnostické části na snímač vibrací prostřednictvím jeho připojení. Lze očekávat, že diagnostická část bude při kinematickém buzení způsobeném poškozením lineárního valivého vedení vykonávat rovinný pohyb, se dvěma posuvy a jednou rotací.



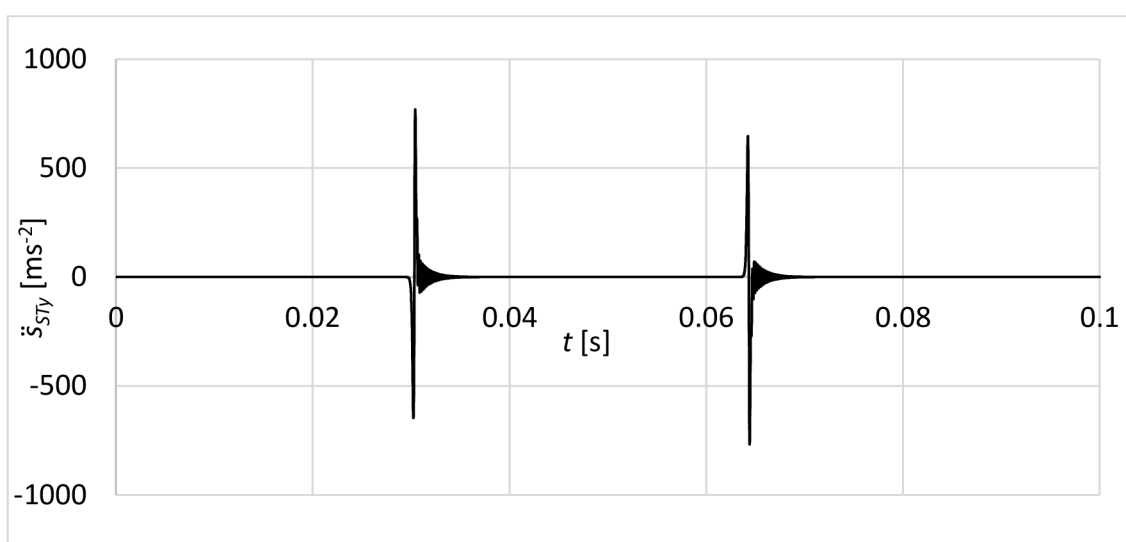
Obr. 5.3 Mechanický model diagnostické části se snímačem zrychlení

Pro analýzu vibrací diagnostické části byl vytvořen mechanický model, který vychází z reálných rozměrů reprezentativního lineárního valivého vedení, hmotových parametrů tělesa, tuhosti a tlumení valivých elementů a předpokládaného rozsahu poškození

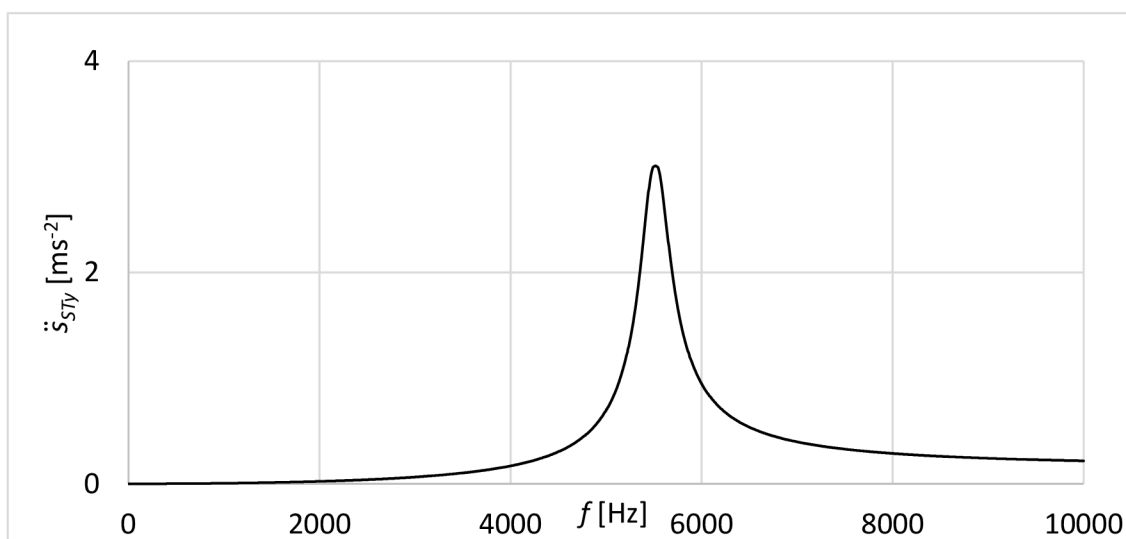
(Obr. 5.3). Pro vymezení vůlí ve styku diagnostické části, valivých elementů a vodičího profilu je zavedeno mírné předpětí silou  $F_{0y}$ , které vibrační poměry vyvolané poškozením lineárního valivého vedení negativně neovlivňuje.

Výsledkem řešení pohybových rovnic diagnostické části s předpokládaným kinematickým buzením  $\vec{u}_{K1}$  přes jednu pružnou a tlumící vazbu podle Obr. 5.3 je zrychlení vibrací v místě snímače ve směru osy  $y$ , přičemž zrychlení dále označené  $\ddot{s}_{STy}$  přísluší tuhé vazbě a zrychlení  $\ddot{s}_{SPy}$  pružné vazbě.

Vypočtený průběh zrychlení  $\ddot{s}_{STy}$  jako odezvy na kinematické buzení  $u_{K1}$  podle zavedeného mechanického modelu na Obr. 5.3 je znázorněn v časové oblasti na Obr. 5.4 a ve frekvenční oblasti na Obr. 5.5.



Obr. 5.4 Zrychlení vibrací na snímači uchyceném tuhou vazbou ve směru osy  $y$



Obr. 5.5 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na snímači uchyceném tuhou vazbou ve směru osy  $y$

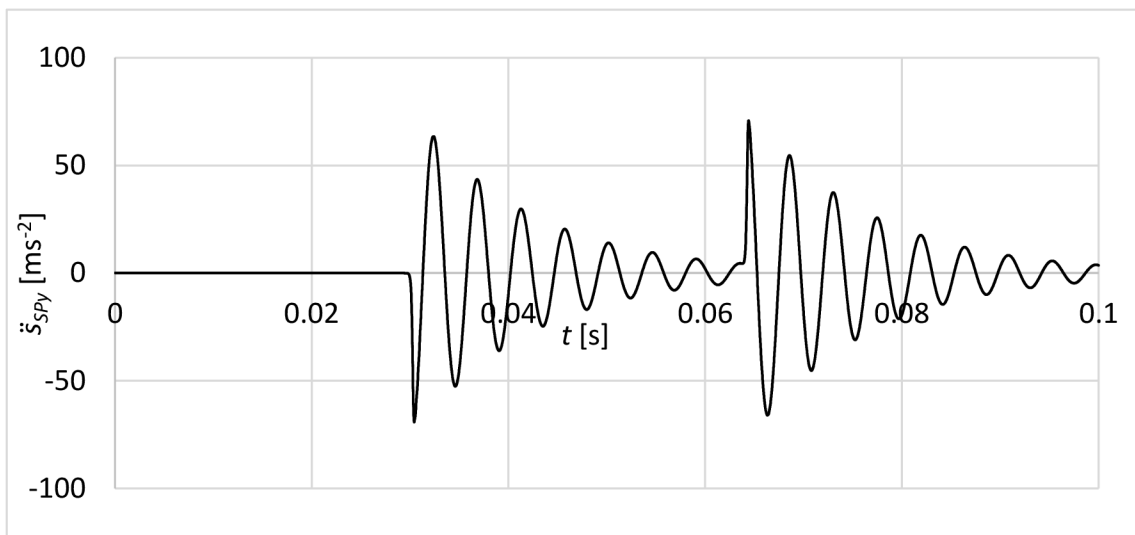


V případě tuhé vazby snímače k diagnostické části vykazuje zrychlení  $\ddot{s}_{STy}$  vibrací, odpovídajících poškození lineárního valivého vedení, vysokou frekvenci i amplitudu. Ze získaných výsledků tedy vyplývá, že v případě připojení snímače tuhou vazbou k diagnostické části se po vybuzení ve frekvenčním spektru zobrazí výrazná amplituda zrychlení o frekvenci odpovídající vlastním kmitům diagnostické části se snímačem jako jednoho celku. V praxi lze očekávat, že se v této oblasti mohou objevit i složky vibrací odpovídající frekvenčním oblastem dynamických sil pracovních mechanismů strojů, což by mohlo znesnadnit identifikaci poškození. Z tohoto hlediska bylo přistoupeno k zavedení pružné vazby snímače a diagnostické části realizované například pryžovým elementem.

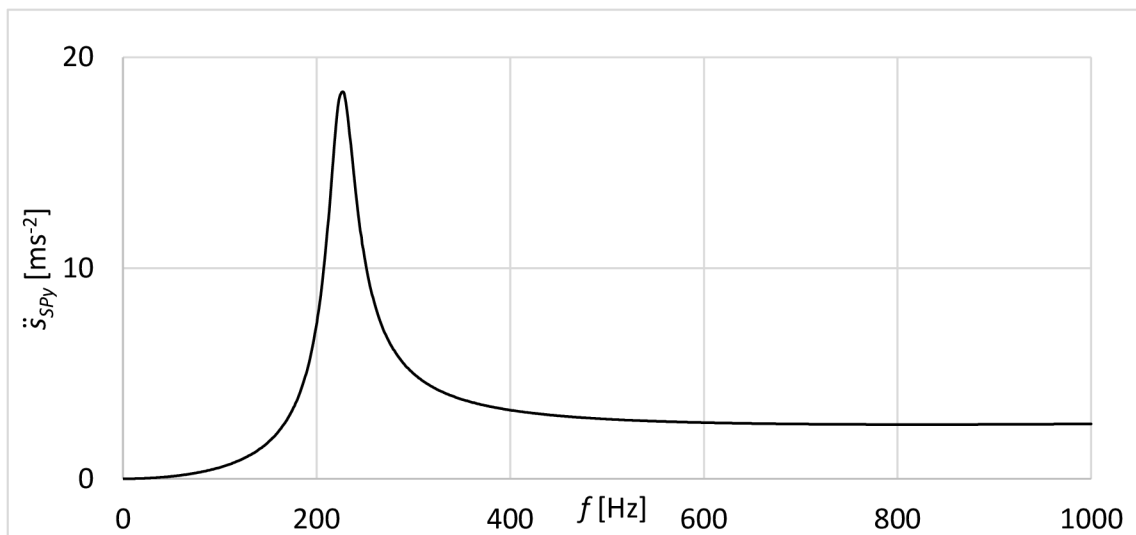
Pomocí vhodného nastavení tuhosti této pružné vazby lze snížit frekvenci naměřených dominantních vibrací souvisejících s poškozením lineárního valivého vedení do předem definovaného pásma. Připojení snímače k přídavné setrvačné hmotě  $m_s$  podle Obr. 5.2 b) pak umožňuje nastavit další frekvenční varianty systému.

Pro případ snímače připojeného k diagnostické části pružnou vazbou jsou vypočtené průběhy odezvy  $\ddot{s}_{SPy}$  v časové oblasti na Obr. 5.6 a ve frekvenční oblasti na Obr. 5.7.

Snížením tuhosti vazby snímače zrychlení k diagnostické části lze dosáhnout nižší frekvence měřeného zrychlení souvisejícího s poškozením lineárního valivého vedení (Obr. 5.7). Vysokofrekvenční složky od provozních vibrací jsou navíc tímto způsobem účinně filtrovány. Připojením snímače k přídavné setrvačné hmotě lze tuto dynamickou soustavu relativně snadno naladit na frekvenci, která bude z hlediska diagnostiky poškození lineárních valivých vedení optimální, tedy dostatečně vzdálena od frekvence potenciálních provozních vibrací.



Obr. 5.6 Zrychlení vibrací na snímači uchyceném pružnou vazbou ve směru osy y



Obr. 5.7 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na snímači uchyceném pružnou vazbou ve směru osy  $y$

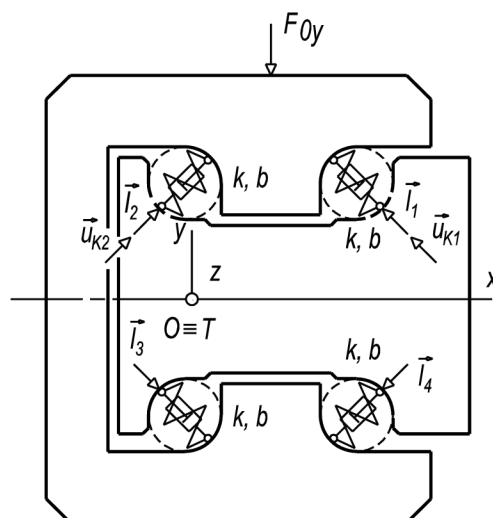
Uvedené konstrukční uspořádání je výhodné i z hlediska útlumu vibrací od rázových sil, které se při provozu lineárních valivých vedení často vyskytují. Jsou způsobeny například ustavením transportovaného objektu v krajní nebo jiné provozní poloze pomocí dorazu.

### 5.2.2 Poloha snímače zrychlení na diagnostické části

Stanovení polohy snímače zrychlení na diagnostické části, která vykonává rovinný pohyb, je důležitým úkolem, jehož správné řešení rozhoduje o citlivosti a tím i spolehlivosti celého diagnostického systému. Obecně lze konstatovat, že pokud měřený směr vibrací bude totožný se směrem pohybu diagnostické části v místě uchycení snímače, bude citlivost systému největší. Tento předpoklad může být naplněn pouze na základě důkladné analýzy kinematických poměrů diagnostické části při vzniku poškození lineárního valivého vedení.

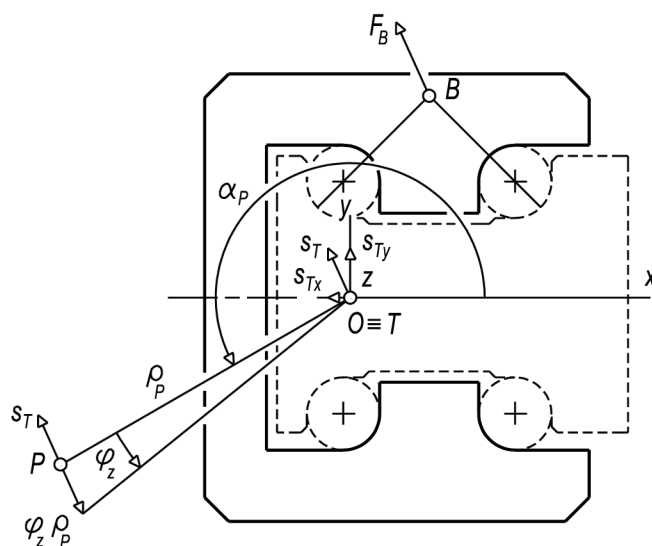
Při vybuzení diagnostické části v důsledku poškození bude směr jejího pohybu v libovolném místě určen z rotačního pohybu kolem pólu, tedy bodu, který při rovinném pohybu zachovává svou polohu. Ve všech potenciálních případech poškození lineárního valivého vedení půjde tedy o zjištění pólu rovinného pohybu diagnostické části a následné definice směru pohybu diagnostické části ve zvoleném místě jako směru obvodového, resp. tečného vůči pólu rovinného pohybu. Je zřejmé, že za výše uvedeného charakteru poškození lineárního valivého vedení bude mít pól pohybu nestálou polohu, pro analýzu je ale dostačující, že bude ležet v blízkosti teoreticky zjištěného bodu. Nalezení pólu rovinného pohybu diagnostické části je možné realizovat numerickým řešením s využitím grafického znázornění dynamické soustavy diagnostické části.

Dynamická soustava diagnostické části je vybuzena kinematicky v důsledku poškození lineárního valivého vedení v jedné nebo v obou nosných drahách valivých elementů (Obr. 5.8).



Obr. 5.8 Mechanický model diagnostické části s různou progresí poškození v obou nosných drahách

Samotná diagnostická část je uvedena do rovinného pohybu v důsledku poškození silami působícími v jejím styku s valivými elementy. Tyto síly mají směry společných normál stykových ploch a velikosti příslušné progresi poškození lineárního valivého vedení na jednotlivých nosných drahách valivých elementů. Jejich výslednice  $F_B$  pak prochází bodem  $B$  v rovině souměrnosti obou nosných drah (Obr. 5.9). Podle progresse poškození leží vektor této silové výslednice  $F_B$  mezi uvedenými normálami stykových ploch diagnostické části a valivých elementů. Jeho směr pak bezprostředně určuje polohu pólu rovinného pohybu diagnostické části.



Obr. 5.9 Grafické znázornění polohy pólu  $P$  pohybu diagnostické části

Pro numerické řešení polohy pólu  $P$  rovinného pohybu diagnostické části lze využít vztahy (5.1) a (5.2), které vyjadřují nulové složky jeho posuvného pohybu v globálním

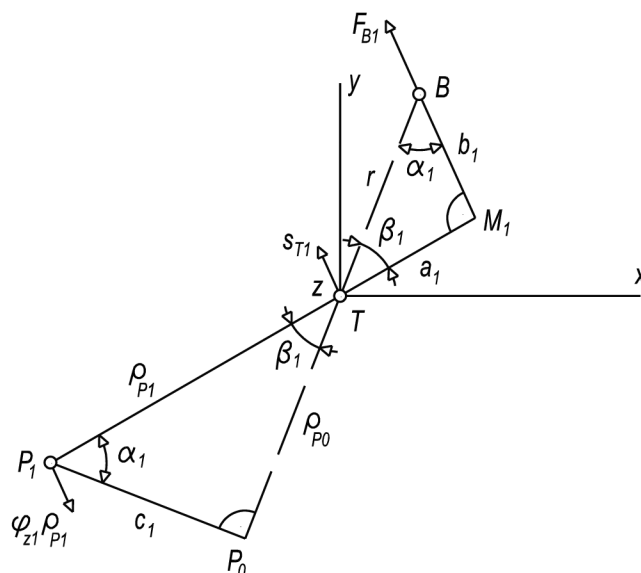
souřadném systému  $x$ ,  $y$  a  $z$  s počátkem  $O$ . Tyto složky jsou dány posuvy  $s_{Tx}$  a  $s_{Ty}$  těžiště  $T$  a složkami posuvu pólu  $P$  do směru os  $x$  a  $y$  při natočení  $\varphi_z$  kolem osy  $z$  ve vzdálenosti  $\rho_P$  (Obr. 5.9), tedy

$$s_{Tx} - \rho_P \varphi_z \sin(\alpha_P) = 0 \quad (5.1)$$

$$s_{Ty} + \rho_P \varphi_z \cos(\alpha_P) = 0 \quad (5.2)$$

Hodnoty kinematických veličin, tedy posunutí  $s_{Tx}$  a  $s_{Ty}$  a natočení  $\varphi_z$ , diagnostické části pro definovaný případ poškození lineárního valivého vedení, lze určit na základě dynamického výpočtu podle mechanického modelu na Obr. 5.8. Počátek lokálního souřadného systému je zde s výhodou eliminace statického momentu diagnostické části uvažován v jejím těžišti  $T$ . Souřadnice pólu  $P$  rovinného pohybu lze tedy nalézt řešením soustavy rovnic (5.1) a (5.2) o dvou neznámých, průvodiče  $\rho_P$  a polohového úhlu  $\alpha_P$ , které definují jeho polohu v zavedeném globálním souřadném systému  $x$ ,  $y$  a  $z$  s počátkem  $O$ .

Při vyšetřování polohy pólu  $P$  rovinného pohybu diagnostické části, a tím i optimální polohy snímače zrychlení, lze dospět k poznatku, že póly pohybu pro různou progresi poškození, a tedy i pro různé směry vektoru budící síly  $F_B$  diagnostické části, leží na přímce. Tuto skutečnost lze prokázat s využitím Obr. 5.10, který znázorňuje základní geometrické parametry pro grafické určení polohy pólu  $P$  pohybu diagnostické části.



Obr. 5.10 Základní geometrické parametry grafického zobrazení polohy pólu  $P$  rovinného pohybu diagnostické části

Z Obr. 5.10 vyplývá, že pravoúhlé trojúhelníky  $BM_1T$  a  $P_1P_0T$  jsou podobné, přičemž trojúhelník  $BM_1T$  je jednoznačně dán polohou těžiště  $T$  a působišť  $B$  budící síly  $F_B$  diagnostické části.

Vzhledem k podobnosti pravoúhlých trojúhelníků  $BM_1T$  a  $P_1P_0T$ , bude platit

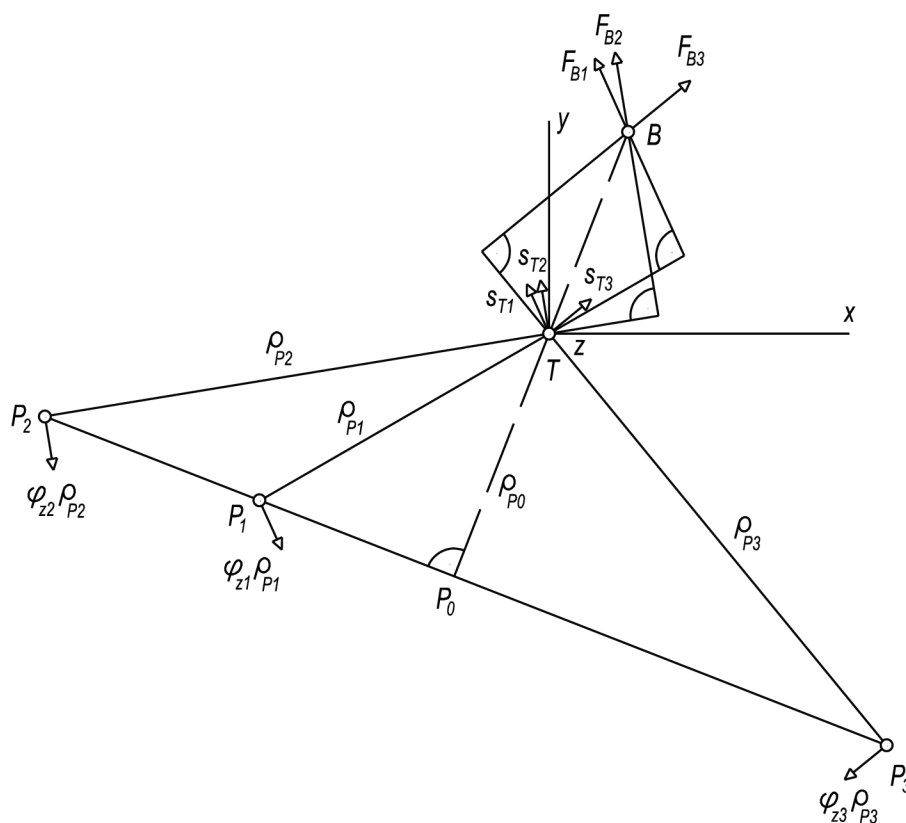
$$\frac{a_1}{\rho_{P0}} = \frac{b_1}{c_1} = \frac{r}{\rho_{P1}} \quad (5.3)$$

Při znalosti hodnot geometrických parametrů  $r$ ,  $a_1$ ,  $b_1$  a  $\rho_{P1}$  lze snadno definovat další strany trojúhelníku  $P_1P_0T$ , tedy  $c_1$  a  $\rho_{P0}$ . Tento postup lze provést pro libovolný směr budící síly  $F_B$  diagnostické části a získat tak geometrické místo poloh pólů rovinného pohybu diagnostické části při různé progresi poškození lineárního valivého vedení.

Z Obr. 5.11 je vidět, že každý průmět pólu  $P$  do směru spojnice působíště  $B$  budící síly  $F_B$  a těžiště  $T$  diagnostické části se vždy ztotožní s bodem  $P_0$ . Tato skutečnost definuje přímku se směrnici

$$k = -\frac{x_B - x_T}{y_B - y_T} \quad (5.4)$$

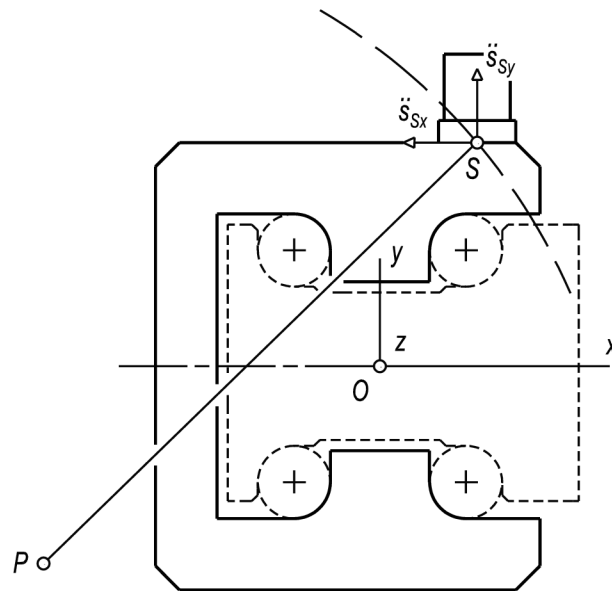
ve vzdálenosti  $\rho_{P0}$  od těžiště  $T$ . Tato přímka je zřejmě geometrickým místem pólů  $P$  rovinného pohybu diagnostické části.



Obr. 5.11 Geometrické místo pólů rovinného pohybu v závislosti na směru buzení diagnostické části

Při rovinném pohybu soustavy lze měřením vibrační snímačem zrychlení sledovat složky zrychlení diagnostické části ve směru osy  $x$  a  $y$ , na které se superponují i složky

způsobené rotací diagnostické části kolem osy  $z$ . Na základě znalosti pólu  $P$  pohybu diagnostické části lze následně identifikovat polohu snímače, která se bude vyznačovat nejvyššími hodnotami amplitud zrychlení vibrací (Obr. 5.12). Zjednodušeně se bude jednat o polohu snímače na nejvzdálenějším místě diagnostické části od pólu  $P$  jejího pohybu.



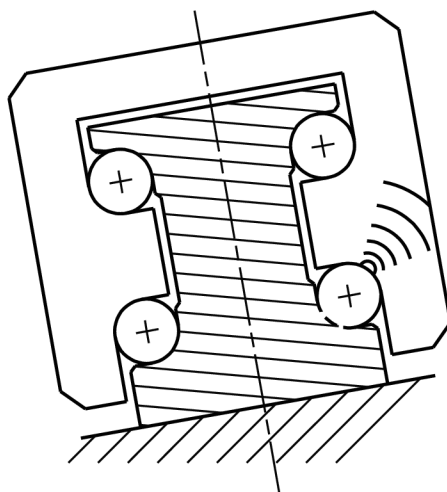
Obr. 5.12 Poloha snímače zrychlení vibrací s ohledem na její pól pohybu

Vzhledem k faktu, že poloha pólu pohybu závisí na vzájemné poloze působíště  $B$  budící síly  $F_B$  a těžiště  $T$  diagnostické části, je teoreticky možné změnou těchto parametrů daných konstrukcí lineárního valivého vedení docílit výhodné polohy snímače zrychlení na diagnostické části tak, aby byla zajištěna maximální citlivost a spolehlivost diagnostického zařízení.

Poloha působíště  $B$  budící síly je definována tvarovou vazbou valivých elementů mezi vodicím profilem a tělesem lineárního valivého vedení. Jelikož je tato tvarová vazba navržena pro maximální únosnost lineárního valivého vedení při přenosu vnějších zatížení například od přepravovaných objektů, nelze polohu působíště  $B$  z hlediska pólu  $P$  rovinného pohybu diagnostické části účelně měnit.

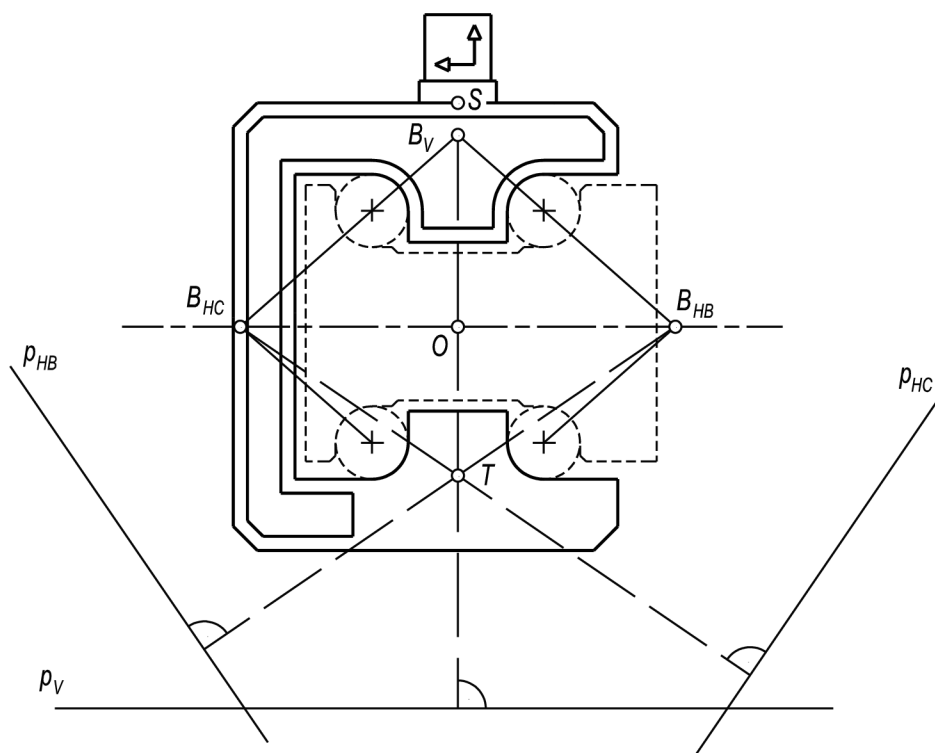
Polohu těžiště  $T$  je možné v omezeném rozsahu optimalizovat na základě tvaru a materiálu diagnostické části. Pro návrh konstrukce diagnostické části však nelze opomenout, že do změny polohy těžiště  $T$  rovněž vstupuje hmotnost a umístění snímače  $S$  zrychlení.

Optimalizace polohy těžiště  $T$  je účelná zejména pro návrh univerzálního konstrukčního řešení diagnostické části vhodného pro užití v obecných provozních polohách lineárních valivých vedení (Obr. 5.13).



Obr. 5.13 Obecná provozní poloha lineárního valivého vedení

Univerzální polohu těžiště  $T$  a tím i polohu snímače  $S$  zrychlení na diagnostické části je možné určit ze základních provozních poloh lineárních valivých vedení, které určují působíště  $B$  budících sil. Základní provozní polohy je možné označit jako středovou vertikální  $V$  a dvě krajní horizontální polohy  $HB$  a  $HC$  (Obr. 5.14).



Obr. 5.14 Poloha dvousého snímače zrychlení pro univerzální použití

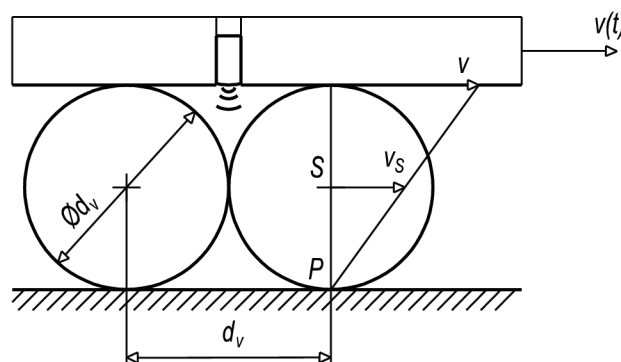
Řešení univerzální polohy snímače  $S$  zrychlení na diagnostické části představuje Obr. 5.14, ze kterého je patrné, že v každé zobrazené provozní poloze lineárního valivého vedení bude snímač zrychlení v dostatečné vzdálenosti od potenciálního pólu rovinného

pohybu diagnostické části. Rozborem kinematických veličin měřených vibrací snímačem zrychlení lze dospět k závěru, že pro dosažení maximální citlivosti a spolehlivosti diagnostického zařízení je pro zvolenou koncepci účelné využít dvouosý snímač zrychlení vibrací.

### 5.3 Snímač dráhy tělesa lineárního valivého vedení

Základem spolehlivé diagnostiky lineárních valivých vedení je cílená analýza vibračních signálů měřených na diagnostické části. V podmínkách průmyslové praxe vykonávají lineární valivá vedení obvykle přímočarý vratný pohyb definovaný časovým průběhem dráhy, rychlosti nebo zrychlení. Skutečnost, že velikosti drah vratného lineárního pohybu jsou při pohybu oběma směry totožné, lze v analýze vibračních signálů s výhodou využít. V záznamu naměřeného časového průběhu zrychlení vibrací způsobených poškozením vodícího profilu nebo valivých elementů lze zřejmě najít při pohybu oběma směry zvýšené hodnoty odpovídající identické poloze tělesa lineárního valivého vedení. V diagnostice má tato skutečnost velký význam, neboť umožňuje sfázovat časové průběhy zrychlení vibrací diagnostické části a dráhy tělesa lineárního valivého vedení vzhledem k jeho poloze na vodícím profilu.

Úlohu měření časového průběhu ujeté dráhy je možno realizovat mnoha způsoby. Například se může jednat o metody přímého či nepřímého měření dráhy tělesa lineárního valivého vedení, nebo měření jeho rychlosti či zrychlení s následnou numerickou časovou integrací, resp. dvojitou časovou integrací získaných dat. Pokud je to možné, lze za tímto účelem využít rovněž dat řídicího programu hnacího agregátu stroje nebo jeho části. V praxi se však ukazuje jako výhodný a univerzální způsob nepřímé měření dráhy tělesa užitím snímače přítomnosti pro detekci valivého elementu [5], [13].



Obr. 5.15 Kinematické schéma – detekce valivého elementu

Za předpokladu využití snímače detekce valivého elementu v tělese lineárního valivého vedení je možné určit jeho dráhu  $s_{sv}$  na základě naměřeného času  $T_{sv}$ , který představuje úsek dvou po sobě jdoucích valivých elementů, jejichž rozteč odpovídá valivému průměru  $d_v$ . Z kinematického schématu na Obr. 5.15 je patrné, že dráha tělesa je s ohledem na valivý pohyb elementů vůči tělesu a vodícímu profilu dvakrát větší než



dráha lineárního posuvu středů rotace valivých elementů. Času detekce  $T_{sv}$  bude tedy připadat dráha tělesa o velikosti rovné dvojnásobku průměru valivých elementů  $s_{sv} = 2d_v$ .

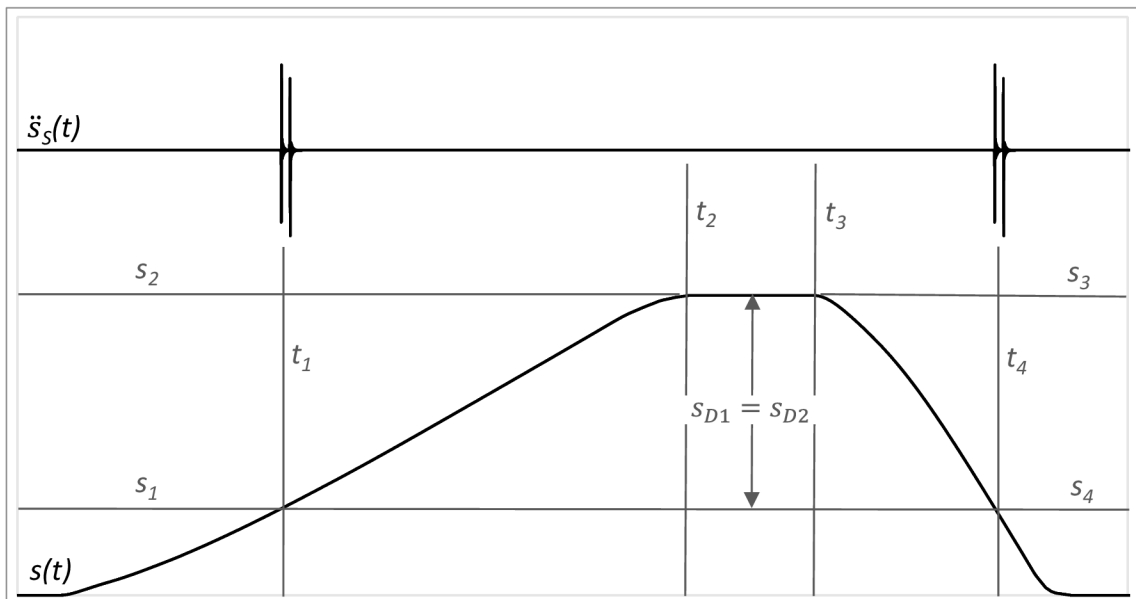
Pokud se při poškozeném vodícím profilu objeví zvýšená hodnota zrychlení vibrací diagnostické části ve vzdálenosti  $s_{D1}$  od úvratě při pohybu v jednom směru a současně ve vzdálenosti  $s_{D2}$  od počátku vratného pohybu, lze s velkou pravděpodobností úspěšně identifikovat poškození vodícího profilu, a to již v jeho rané fázi (Obr. 5.16).

Z ilustrativního obrázku (Obr. 5.16) lze vyčíst, že se v čase  $t_1$  objevuje zvýšená amplituda zrychlení vibrací náležející poškození. Času poškození  $t_1$  odpovídá dráha  $s_1$  ujetá tělesem lineárního valivého vedení od počátku pohybu. Čas konce pohybu je v obrázku označen  $t_2$  a náleží mu vykonaná dráha  $s_2$ . V čase  $t_3$  začíná vratný pohyb tělesa lineárního valivého vedení, které k tomuto okamžiku urazilo dráhu o velikosti  $s_3 = s_2$ . Zvýšená amplituda zrychlení vibrací od poškození se objeví v čase  $t_4$ , kterému lze přiřadit dráhu  $s_4 = s_1$ . Za předpokladu, že

$$s_{D1} = s_2 - s_1 \quad (5.5)$$

$$s_{D2} = s_3 - s_4 \quad (5.6)$$

je zřejmé, že dráha  $s_{D1} = s_{D2}$ .



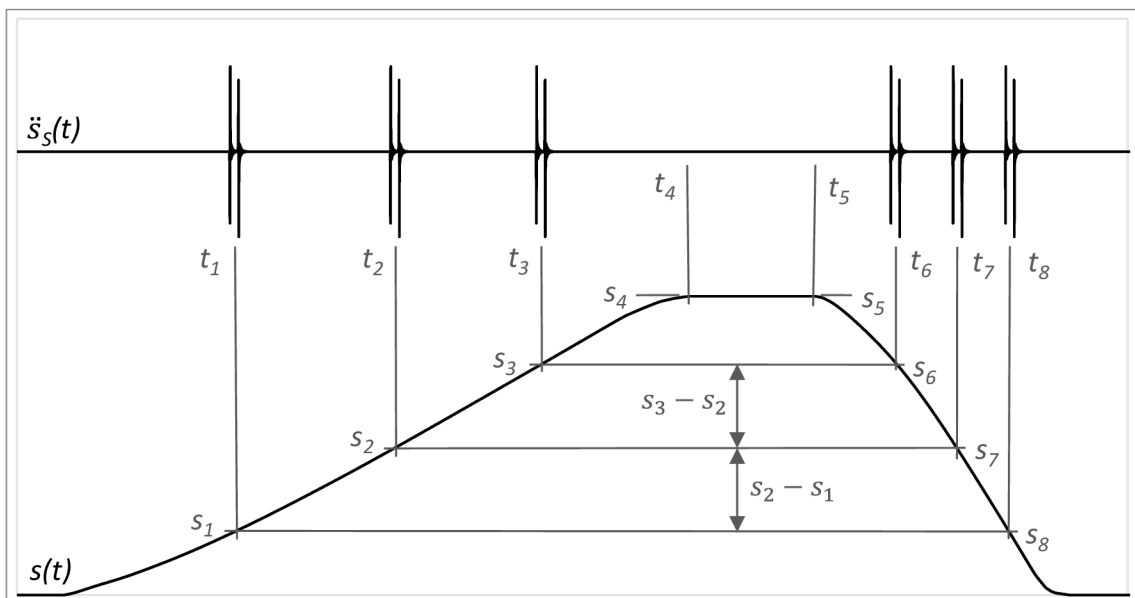
Obr. 5.16 Amplitudy zrychlení vibrací v kontextu časového průběhu dráhy při poškození vodícího profilu

V případě mezního rozsahu poškození valivých elementů se v měřeném vibračním signálu může zvýšená amplituda zrychlení náležející poškození nacházet vícekrát (Obr. 5.17). Opět platí, že zvýšené hodnoty zrychlení vibrací diagnostické části lze pozorovat ve shodné vzdálenosti od úvratě při pohybu v jednom směru a současně od počátku vratného pohybu. Dráha ujetá tělesem lineárního valivého vedení mezi

jednotlivými zvýšenými hodnotami amplitud zrychlení přitom odpovídá odvalení poškozených valivých elementů na nosných i vratných drahách tělesa.

Z ilustrativního obrázku (Obr. 5.17) lze vyčíst, že se v časech  $t_1$ ,  $t_2$  a  $t_3$  objevují zvýšené hodnoty zrychlení vibrací náležející poškození. Časům poškození  $t_1$ ,  $t_2$  a  $t_3$  odpovídají dráhy  $s_1$ ,  $s_2$  a  $s_3$  ujeté tělesem lineárního valivého vedení od počátku pohybu. Čas konce pohybu je v obrázku označen  $t_4$  a náleží mu vykonaná dráha  $s_4$ . V čase  $t_5$  začíná vratný pohyb tělesa lineárního valivého vedení, které k tomuto okamžiku urazilo dráhu o velikosti  $s_5 = s_4$ . Zvýšené amplitudy zrychlení vibrací od poškození se při vratném pohybu objeví v časech  $t_6$ ,  $t_7$  a  $t_8$ , kterým lze přiřadit dráhy  $s_6 \cong s_3$ ,  $s_7 \cong s_2$  a  $s_8 \cong s_1$ . Z ilustrativního obrázku je rovněž patrné, že dráhy mezi jednotlivými zvýšenými hodnotami zrychlení vibrací jsou si přibližně rovny, tedy

$$s_2 - s_1 \cong s_3 - s_2 \cong s_6 - s_7 \cong s_7 - s_8 \quad (5.7)$$



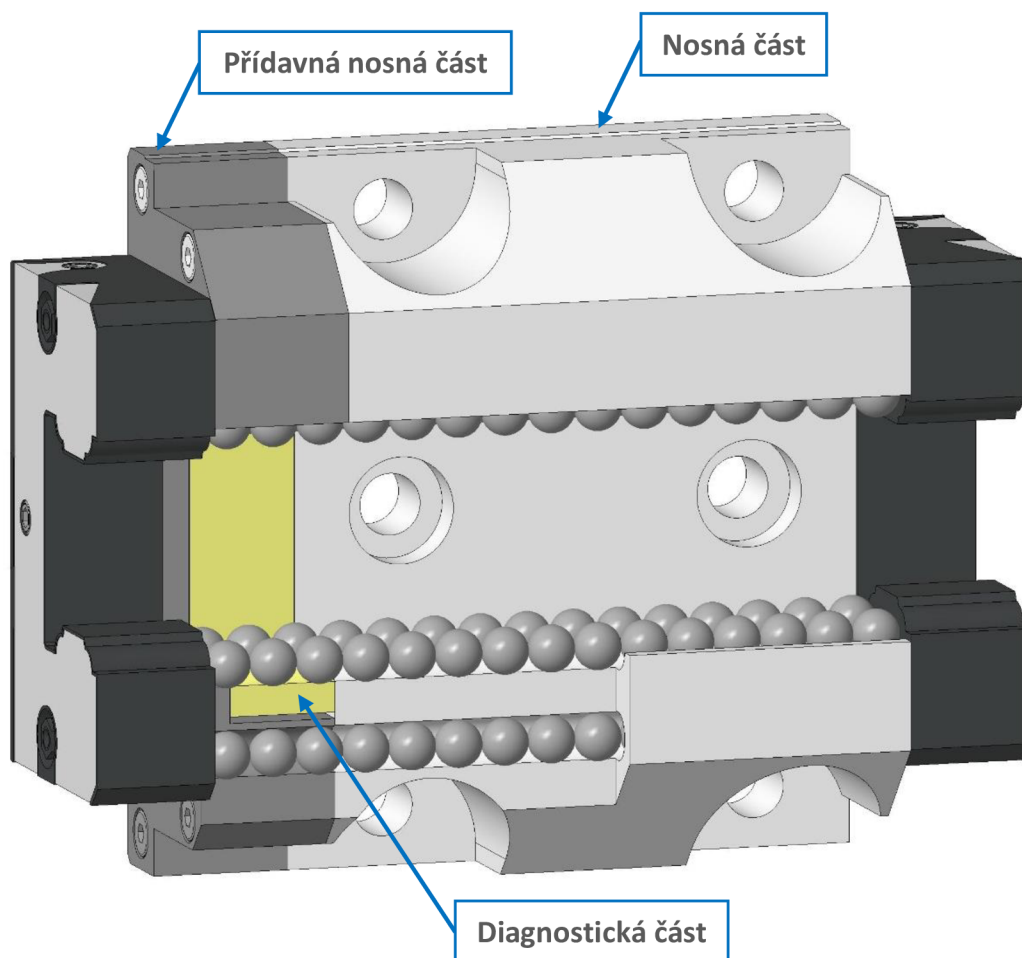
Obr. 5.17 Amplitudy zrychlení vibrací v kontextu časového průběhu dráhy při poškození valivých elementů

Uvedený způsob analýzy vibračních signálů umožňuje relativně snadno identifikovat zvýšené amplitudy zrychlení způsobené poškozením vodícího profilu nebo valivých elementů i v prostředí zatíženém často velmi intenzivními provozními vibracemi.

Analýzu signálu naměřeného zrychlení vibrací je možné s výhodou doplnit o frekvenční spektra, pomocí kterých se podobně jako u valivých ložisek sledují změny vibrací s dobou provozu. Důslednou a pečlivou komparací výsledků lze pak usuzovat na poškození lineárního valivého vedení. Zvláště je třeba hodnotit výsledky ukazující na zvýšené amplitudy zrychlení vibrací, které náleží vlastní frekvenci diagnostické části nebo soustavy snímače.

## 5.4 Optimalizace konstrukčního řešení diagnostického zařízení

Konstrukce zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení může s výhodou spočívat v modulární nástavbě v podobě diagnostické části umístěné do přídavné nosné části tělesa lineárního valivého vedení (Obr. 5.18). Modulárním řešením tak vzniká pro výrobce i uživatele velmi snadná možnost volby konfigurace lineárního valivého vedení, a to s diagnostikou nebo bez diagnostiky. Přídavná nosná část je vhodným způsobem upevněna k nosné části tělesa, a to například šroubovými spoji.

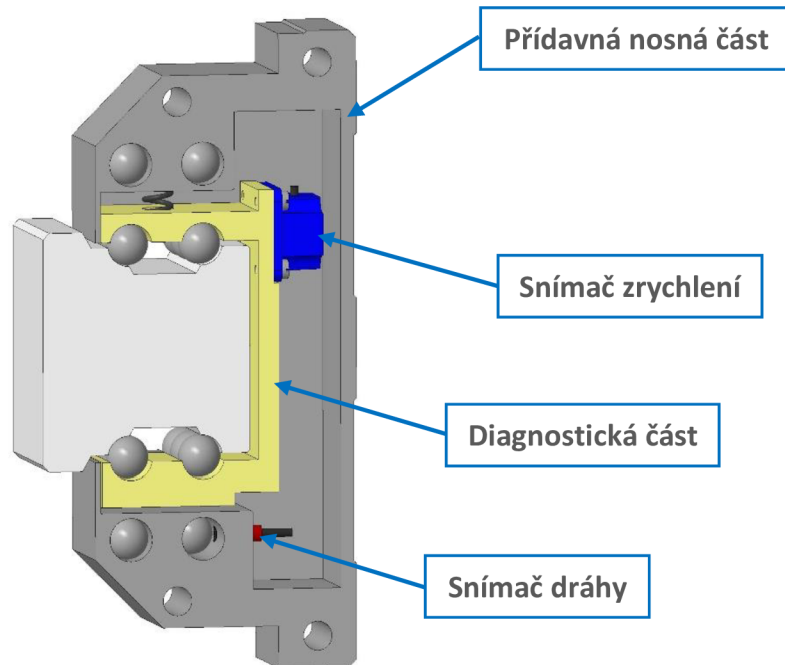


Obr. 5.18 Modulární konstrukce diagnostického zařízení

Modulární konstrukční provedení naznačené na Obr. 5.19 musí respektovat základní požadavky definované v předcházejících kapitolách.

Vzhledem k relativně výhodným prostorovým dispozicím lze maximalizovat účinnost a spolehlivost diagnostického zařízení vhodně zvoleným tvarem diagnostické části a umístěním snímače zrychlení. Diagnostická část disponuje snímačem zrychlení vibrací, který umožňuje záznam dat v obou souřadných směrech kolmých na vodící profil lineárního valivého vedení. Jako celek tvoří diagnostická část se snímačem zrychlení součást, jejíž póly pohybu při různých kinematických buzeních a provozních stavech budou mít optimální polohu při měření zrychlení vibrací.

Snímač vibrací opatřený ocelovým pouzdem, které zvyšuje jeho setrvačné účinky, je pružně uložen v obalu upevněném k diagnostické části. Tímto způsobem je snížena vlastní frekvence naměřených vibrací souvisejících s poškozením a provozní vibrace stroje, které vykazují vyšší frekvence jsou do značné míry minimalizovány.



*Obr. 5.19 Modulární konstrukční provedení diagnostického zařízení – detail přídavné nosné části s integrovanou diagnostickou částí*

Pro vymezení vůlí mezi diagnostickou částí, valivými elementy a vodícím profilem je modulární konstrukční provedení vybaveno mírně předepjatou pružnou vazbou realizovanou mezi přídavnou nosnou částí a diagnostickou částí. Tato vazba může být uskutečněna některou z ocelových pružin, které vytvoří silový účinek na diagnostickou část. Například se může jednat o tlačnou šroubovitě vinutou pružinu, pružinu listovou nebo pružinu šroubovitě vinutou zkrutnou.

Zatímco tlačná šroubovitě vinutá pružina má výhodu v požadavku na jednoznačnost silového působení, listová pružina se jeví výhodnější s ohledem na jednoduchost výroby a snadnou optimalizaci tvaru ve vztahu k dosažení požadované tuhosti.

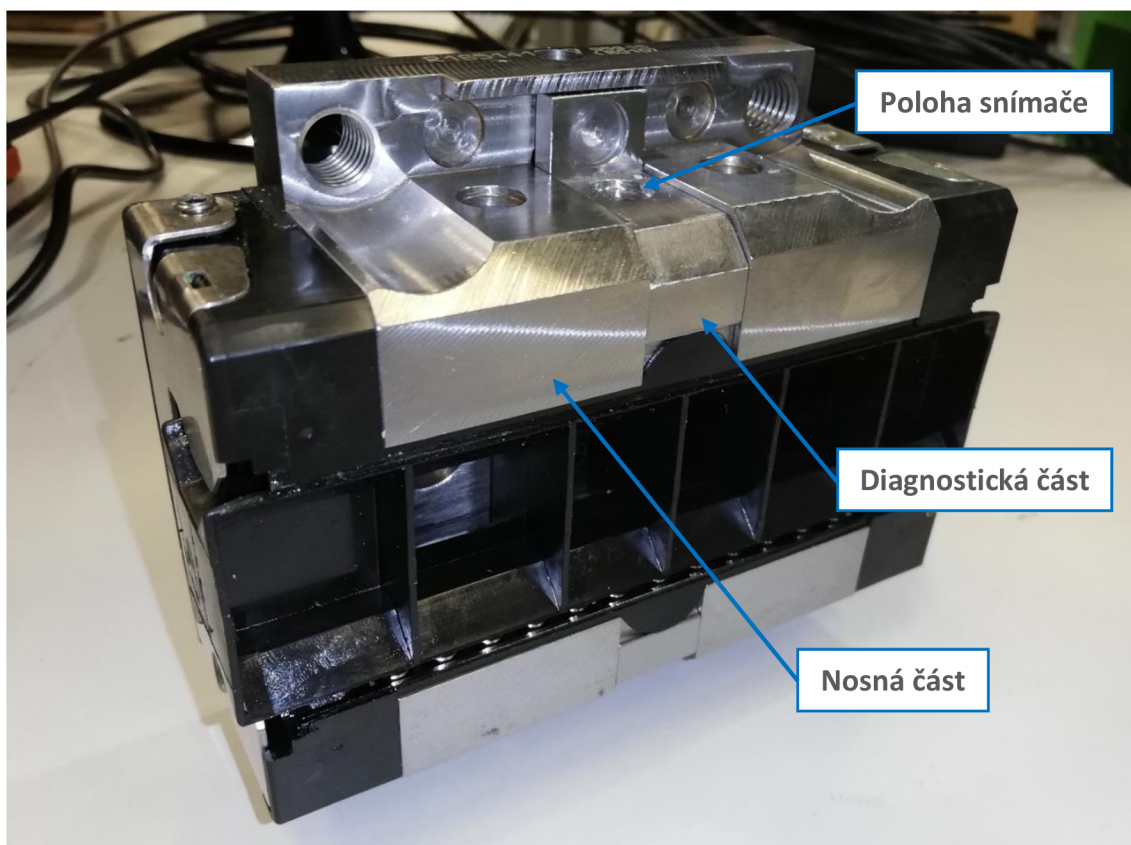
Přídavná nosná část diagnostického zařízení obsahuje snímač přítomnosti valivých elementů pro možnost záznamu časového průběhu dráhy tělesa lineárního valivého vedení.

## 6 Laboratorní verifikace diagnostického zařízení

Diagnostické zařízení bylo verifikováno na laboratorním zařízení pomocí funkčního vzorku tělesa lineárního valivého vedení s integrovanou diagnostickou částí. Testování funkčního vzorku bylo provedeno v souladu s poznatky o variabilních provozních podmínkách lineárních valivých vedení v technické praxi. Testovací zařízení umožňovalo kontrolu posuvu, rychlosti i zrychlení testovaného lineárního valivého vedení při různých zatěžovacích podmínkách, například vnějšími silovými účinky či setrvačnými silami od připojené hmoty.

### 6.1 Funkční vzorek

Funkční vzorek vychází ze základních poznatků uvedených v kapitole o návrhu konstrukčního řešení diagnostického zařízení a umožňuje ověřit základní předpoklady a zásady konstrukčního provedení.



Obr. 6.1 Funkční vzorek diagnostického zařízení s integrovanou diagnostickou částí

Funkční vzorek byl vyroben úpravou tělesa kuličkového lineárního valivého vedení výrobce Bosch Rexroth AG se základními parametry shrnutými v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 Parametry kuličkového lineárního valivého vedení

<b>Výrobce - Typ</b>	Bosch Rexroth AG – KWD 45 FNS
<b>Dynamická únosnost</b>	$C = 86,4\text{kN}$
<b>Průměr valivého elementu</b>	$d_v = 8\text{mm}$

Při provozu lineárního valivého vedení je nezbytné dosáhnout dostatečné stability diagnostické části v kontaktu s valivými elementy, za tímto účelem byla stanovena minimální délka diagnostické části na 18mm. Při uvažování možné vůle mezi valivými elementy zůstanou při stanovené délce vždy v kontaktu s diagnostickou částí minimálně dva valivé elementy ve shodné řadě. Bezvůlový stav sousedních valivých elementů se pak vyznačuje střídáním dvou a tří valivých elementů v kontaktu s diagnostickou částí.

Funkční vzorek umožňuje uchycení snímače a měření zrychlení vibrací ve dvou souřadných směrech kolmých k podélné ose vodícího profilu. Připojení snímače k diagnostické části tuhou vazbou je realizováno magnetem. Připojení snímače zrychlení přes pružnou vazbu může být provedeno lepením přes montážní destičku snímače k pružnému členu, nebo magneticky k přidavné hmotě. Parametry užitého jednoosého snímače zrychlení vibrací jsou shrnuty v Tab. 6.2.

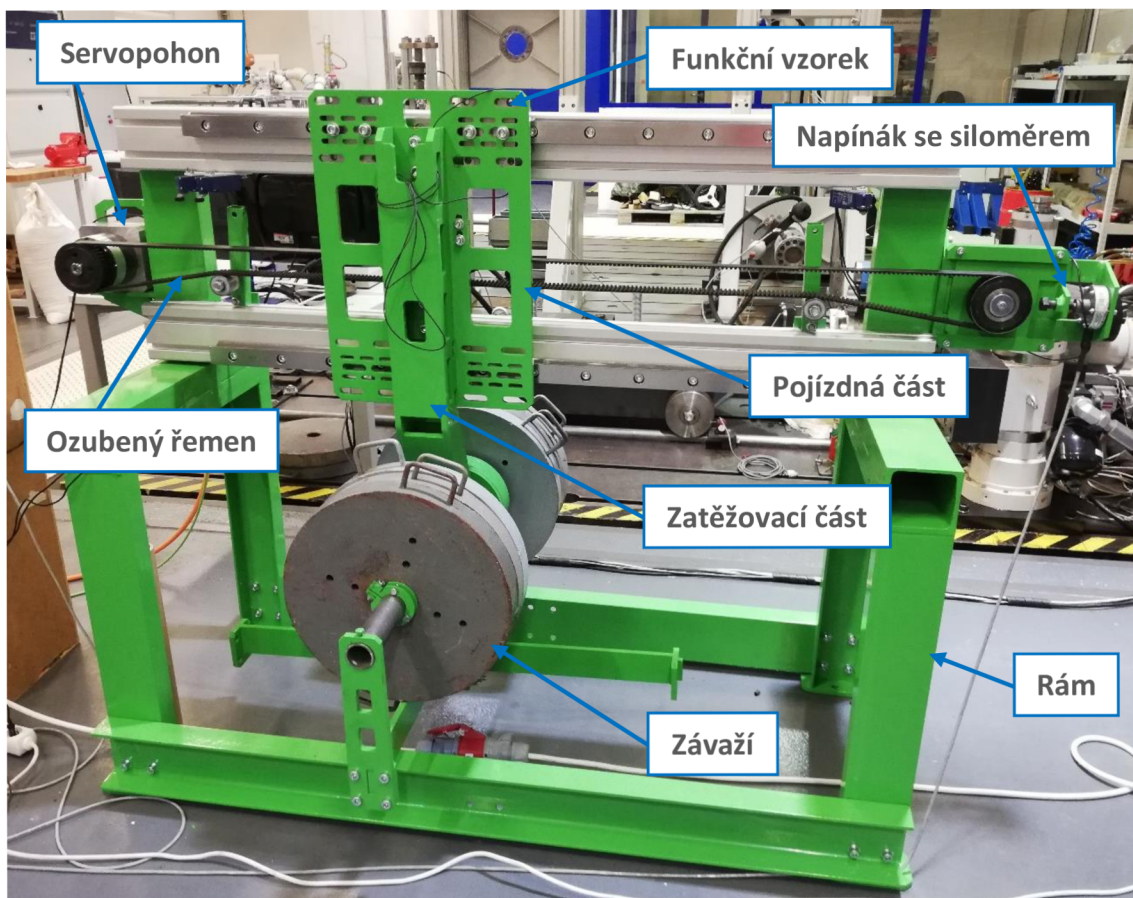
Tab. 6.2 Parametry jednoosého snímače zrychlení vibrací

<b>Výrobce - Typ</b>	MMF e.K. (SRN) – KS97.100
<b>Rozsah</b>	$\pm 60\text{G}$
<b>Frekvenční rozsah</b>	0,15Hz – 13kHz

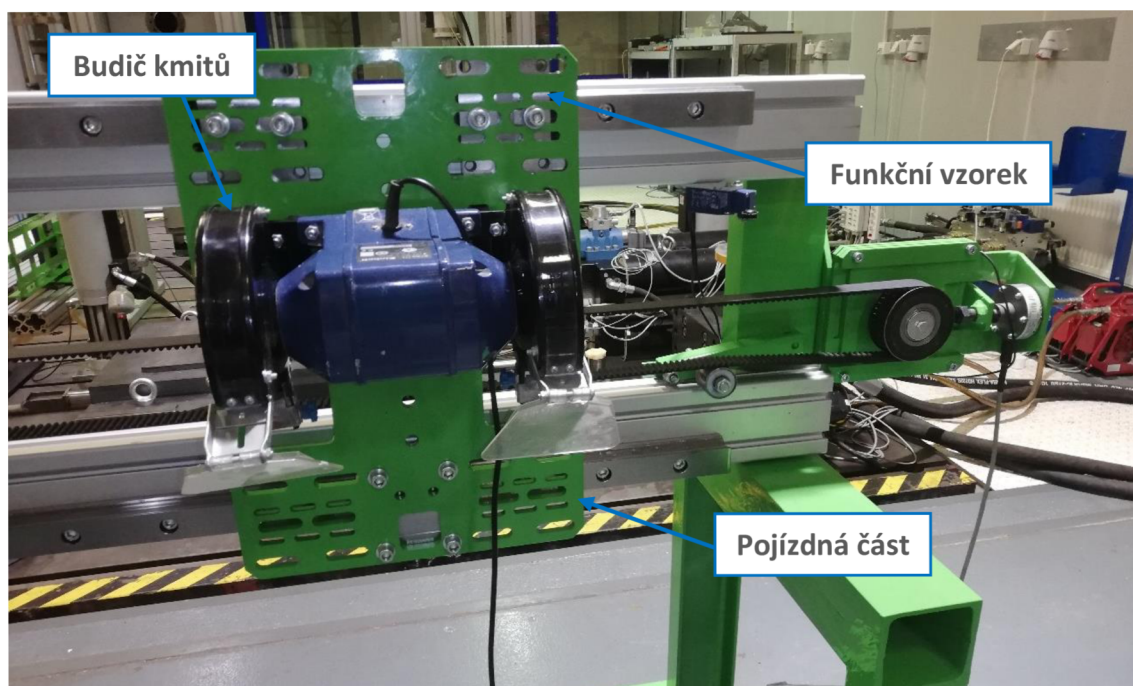
## 6.2 Testovací zařízení

Testovací zařízení umožňuje testování diagnostického zařízení s ohledem na variabilitu provozních podmínek lineárních valivých vedení. V tomto smyslu se jedná zejména o možnost změny velikosti připojené hmoty a tím změny jejich setrvačných účinků na funkční vzorek tělesa s integrovanou diagnostickou částí. Sadou vyměnitelných závaží je možné zatížit lineární valivá vedení silou anebo vyvinout jejich momentové zatížení od nevyvážené setrvačné hmoty. Testovací zařízení rovněž umožňuje zatížení testovaného funkčního vzorku vnějšími periodickými silami od připojeného budiče periodických kmitů. V obou případech je cíleno na získání poznatků o vlivu zatížení na zrychlení vibrací způsobených simulovaným poškozením měřeného na integrované diagnostické části. Popis testovacího zařízení je zobrazen na Obr. 6.2.

Testovací zařízení sestává z rámu, pojízdné části a zatěžovací části. Pojízdná část nese tři tělesa lineárních valivých vedení, z nichž jedno těleso je testovaný funkční vzorek. Dále je k pojízdné části připojena zatěžovací část sloužící k uchycení závaží či budiče periodických kmitů (Obr. 6.3).



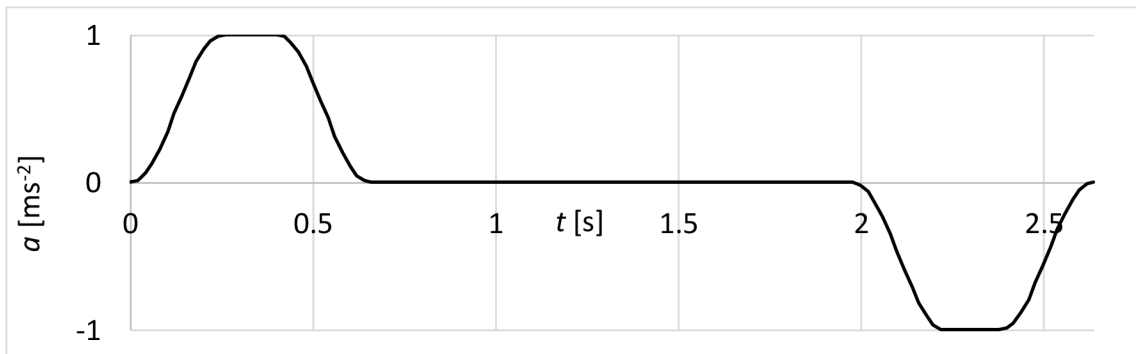
Obr. 6.2 Konstrukce testovacího zařízení se závažím



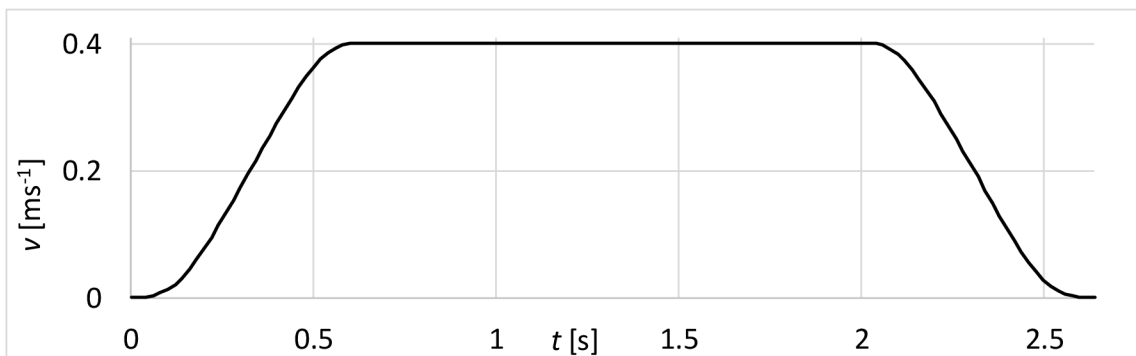
Obr. 6.3 Konstrukce testovacího zařízení s budičem periodických kmitů

Zařízení je poháněno servopohonem, který umožňuje plynulý a plně kontrolovaný lineární pohyb testovacího zařízení s možností definice hodnot požadovaného zrychlení,

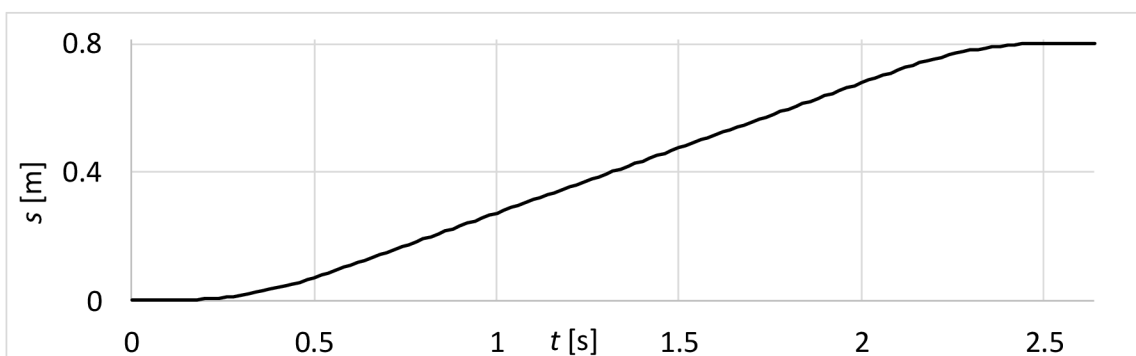
rychlosti a dráhy. S výhodou byla použita rovněž synchronizace záznamu otáček servomotoru s měřenými daty zrychlení vibrací na testovaném lineárním valivém vedení. Tato koncepce umožňuje měřený vibrační signál vyhodnotit i z hlediska vlivu kinematických poměrů, zejména časového průběhu dráhy, který je využit pro analýzu naměřených vibračních signálů. Na Obr. 6.4 – Obr. 6.6 jsou uvedeny referenční křivky časového průběhu zrychlení, rychlosti a dráhy nastavené na testovacím zařízení.



Obr. 6.4 Časový průběh zrychlení při referenčních parametrech:  
 $a = 1\text{ms}^{-2}$ ;  $v = 0,4\text{ms}^{-1}$ ;  $s = 0,8\text{m}$



Obr. 6.5 Časový průběh rychlosti při referenčních parametrech:  
 $a = 1\text{ms}^{-2}$ ;  $v = 0,4\text{ms}^{-1}$ ;  $s = 0,8\text{m}$



Obr. 6.6 Časový průběh dráhy při referenčních parametrech:  
 $a = 1\text{ms}^{-2}$ ;  $v = 0,4\text{ms}^{-1}$ ;  $s = 0,8\text{m}$



### 6.3 Testování diagnostického zařízení

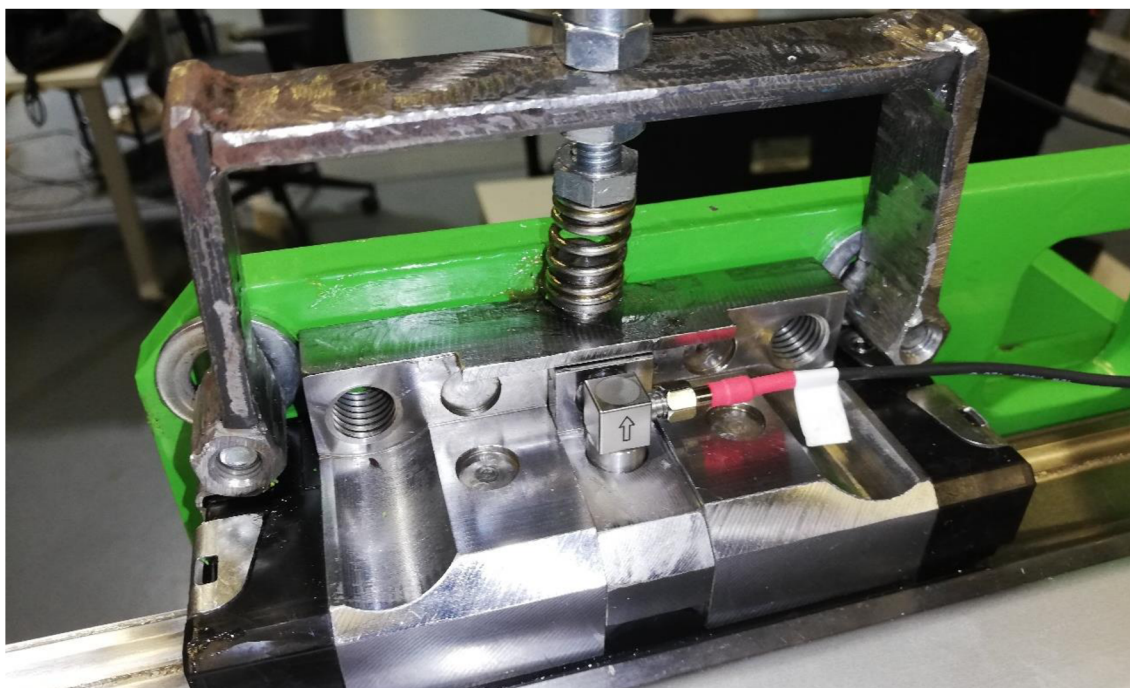
Výsledky laboratorního testování navrženého diagnostického zařízení jsou nezbytné pro posouzení funkce a účinnosti systému v návaznosti na nasazení diagnostiky do reálného provozu.

#### 6.3.1 Princip diagnostického zařízení

První etapa hodnocení navrženého diagnostického zařízení se zaměřila na ověření základního principu diagnostické části, tedy na jeho schopnost účinně eliminovat vlivy vnějších zatěžujících setrvačných účinků připojených hmot a silových a momentových účinků pracovních mechanismů provozovaného stroje vzhledem k velikosti vady, která je rozhodující pro vznik kinematického buzení.

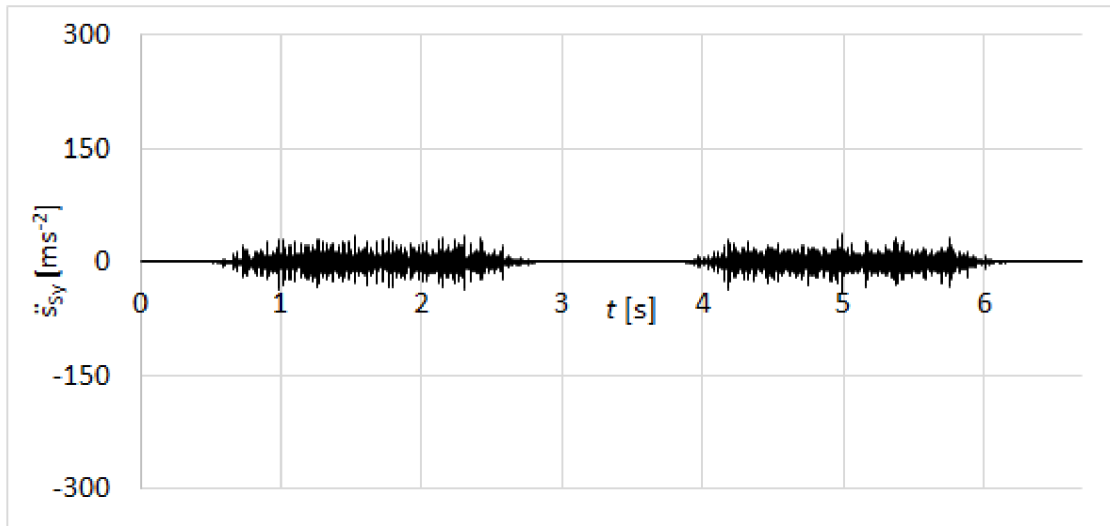
Série testů byla provedena se zatížením setrvačnými silami od hmoty zatěžovací části testovacího zařízení a při měření zrychlení vibrací na diagnostické části ve směru souřadné osy  $y$  výše zavedeného souřadného systému. V první etapě hodnocení diagnostického zařízení byl nejprve naměřen časový průběh zrychlení diagnostické části nepoškozeného lineárního valivého vedení a dále při progresi poškození až na jeho mezní rozsah, kdy výsledky měření spolehlivě vykazovaly známky kinematického buzení. Následné testování spočívalo v měření zrychlení vibrací při mezním poškození a při zatížení vnějšími periodickými silami od budiče kmitů, či se zatížením setrvačnými silami od připojených závaží.

Na *Obr. 6.7* je zobrazeno reálné umístění snímače zrychlení vibrací na diagnostické části funkčního vzorku.



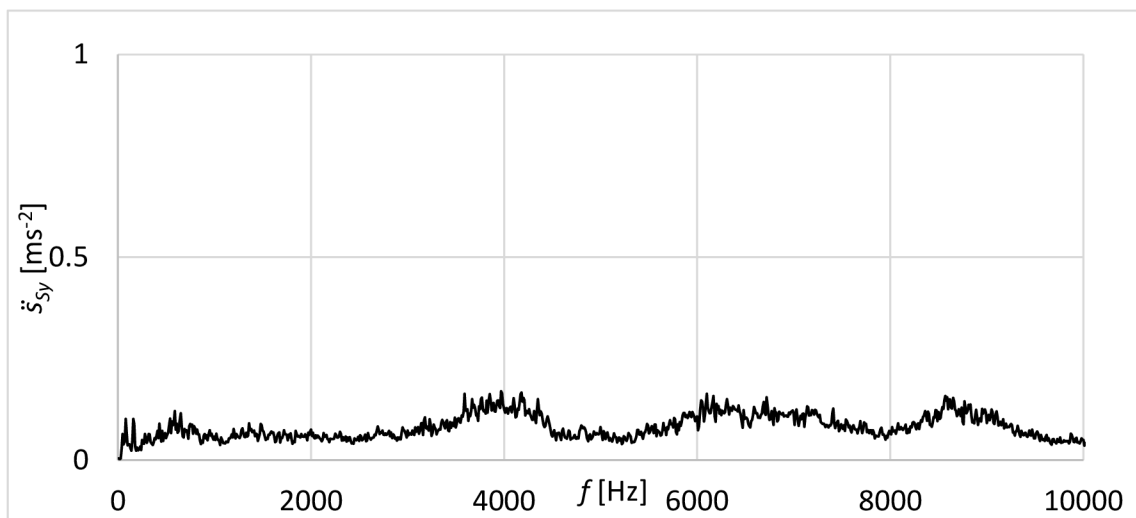
*Obr. 6.7* Testování funkčního vzorku

Výsledek naměřeného časového průběhu zrychlení vibrací na diagnostické části funkčního vzorku při uvedení lineárního valivého vedení do testovacího procesu je uveden na *Obr. 6.8*. V měřených datech nejsou patrné zvýšené amplitudy zrychlení, lineární valivé vedení bylo na úvod testováno bez poškození.



*Obr. 6.8 Časový průběh zrychlení na diagnostické části bez poškození*

Časový průběh je doplněn frekvenčním spektrem zrychlení vibrací (*Obr. 6.9*) v rozsahu od 0 Hz do 10 kHz, ve kterém se předpokládají frekvence zrychlení diagnostické části nejen od budících účinků komponent lineárního valivého vedení a zkušebního zařízení, ale i od pohonných mechanismů testovacího zařízení.



*Obr. 6.9 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na diagnostické části bez poškození*

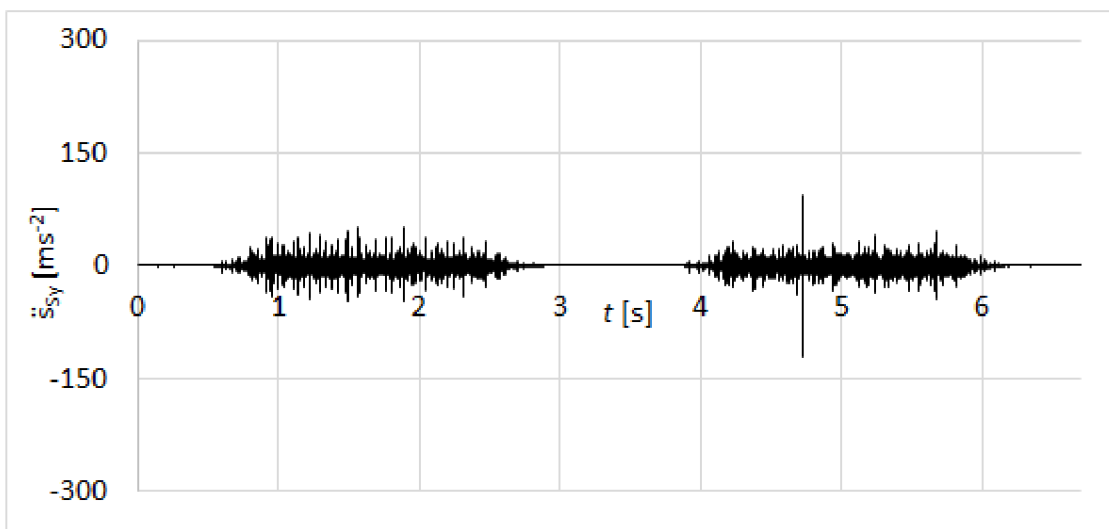
Frekvenční spektra byla zpracována rychlou Fourierovou transformací s rozlišením 10 Hz při užití časového okna Hanning.

V souvislosti s poznatky uvedenými v teoretických východiscích je možné uvážit, že s jistotou dojde ke kinematickému buzení diagnostické části až ve chvíli, kdy poškození dosáhne mezního rozsahu. Z konstrukce funkčního vzorku diagnostického zařízení

vyplývá, že k tomuto stavu teoreticky dojde při progresi poškození na mezní rozsah 18mm.

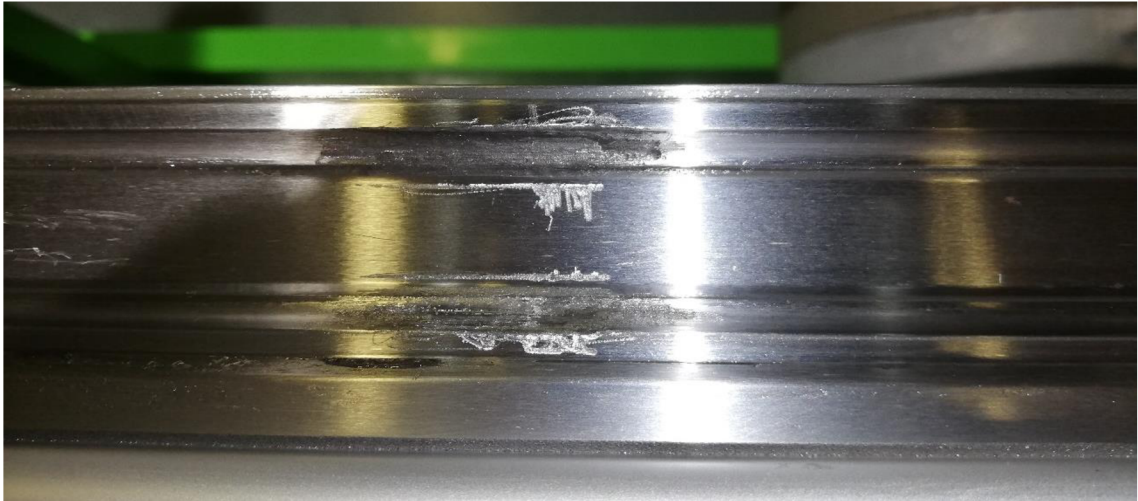
Postupný vznik kinematického buzení při poškození lineárního valivého vedení je dán obecnou polohou valivých elementů, které při pohybu soustavy přichází do styku s diagnostickou částí nahodile. Z toho vyplývá, že při vhodné konfiguraci bezvůlového stavu sousedních valivých elementů, kdy budou současně v kontaktu s diagnostickou částí právě dva valivé elementy, může teoreticky dojít ke kinematickému buzení již při poškození o rozsahu 8mm. V praxi však takový stav nastane ojediněle, to je dáno jednak v provozu proměnlivou polohou samotných valivých elementů a vůlemi mezi nimi, které se mohou v průběhu vratného lineárního pohybu soustavy měnit. Pro vznik kinematického buzení diagnostické části je třeba rovněž uvážit, že poškození v čase narůstá a obvykle nevzniká současně v obou zatížených řadách lineárního valivého vedení.

Ověření funkce navrženého diagnostického zařízení lineárních valivých vedení bylo provedeno při poškození vodícího profilu v obou zatížených řadách. Pro úplnost je zde uveden výsledek měření při velikosti poškození v rozsahu 10mm, kdy docházelo k ojedinělému kinematickému buzení diagnostické části. Na časovém průběhu zrychlení naměřeného na diagnostické části při vratném lineárním pohybu soustavy (*Obr. 6.10*) je patrný výkmit zrychlení způsobený kinematickým buzením od poškození. V zobrazeném výřezu časového průběhu zrychlení se výkmit objevil pouze při pohybu soustavy v jednom směru, ve směru opačném pak ke kinematickému buzení nedošlo.



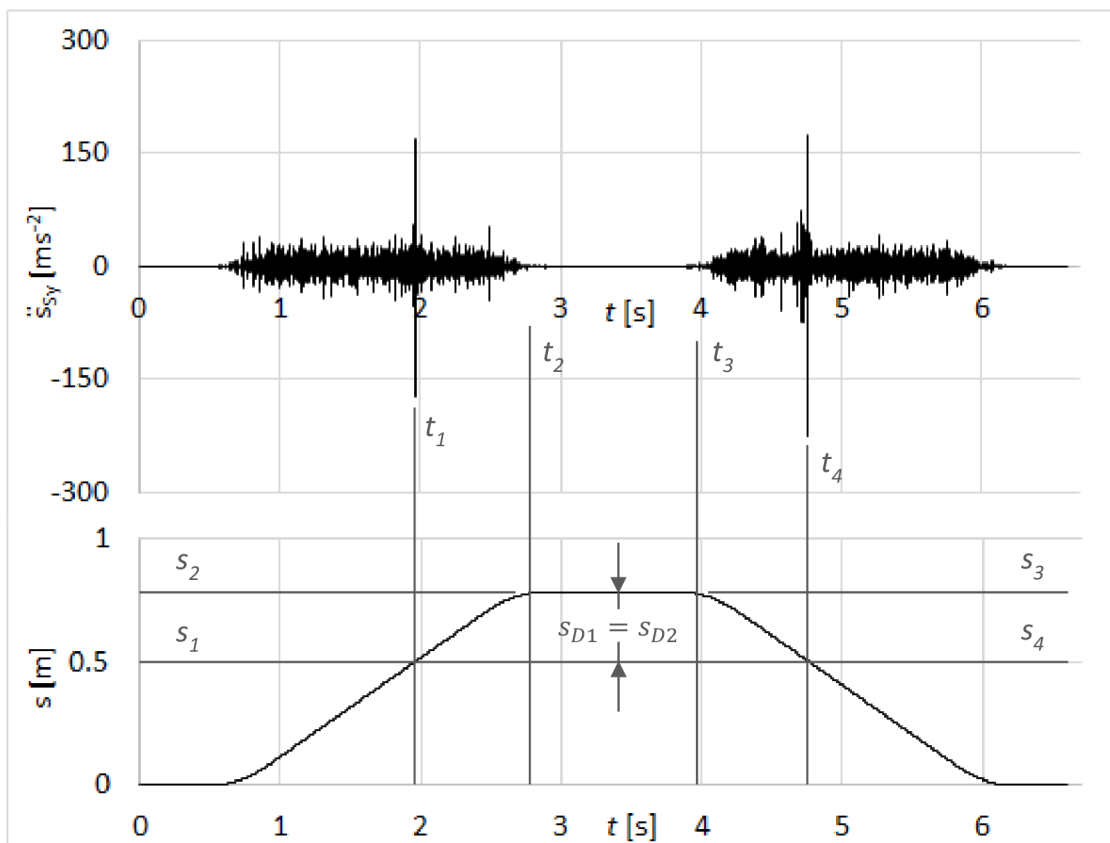
*Obr. 6.10 Časový průběh zrychlení na diagnostické části při poškození vodícího profilu 10mm*

Při mezní velikosti poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm v podobě vybroušených drážek v obou zatížených valivých drahách vodícího profilu (*Obr. 6.11*) již spolehlivě docházelo ke kinematickému buzení diagnostické části.



Obr. 6.11 Poškození o mezním rozsahu přibližně 18mm

Na časovém záznamu zrychlení vibrací měřeného na diagnostické části je viditelný výkmit zrychlení způsobený poškozením vodícího profilu při pohybu soustavy v obou směrech (Obr. 6.12).

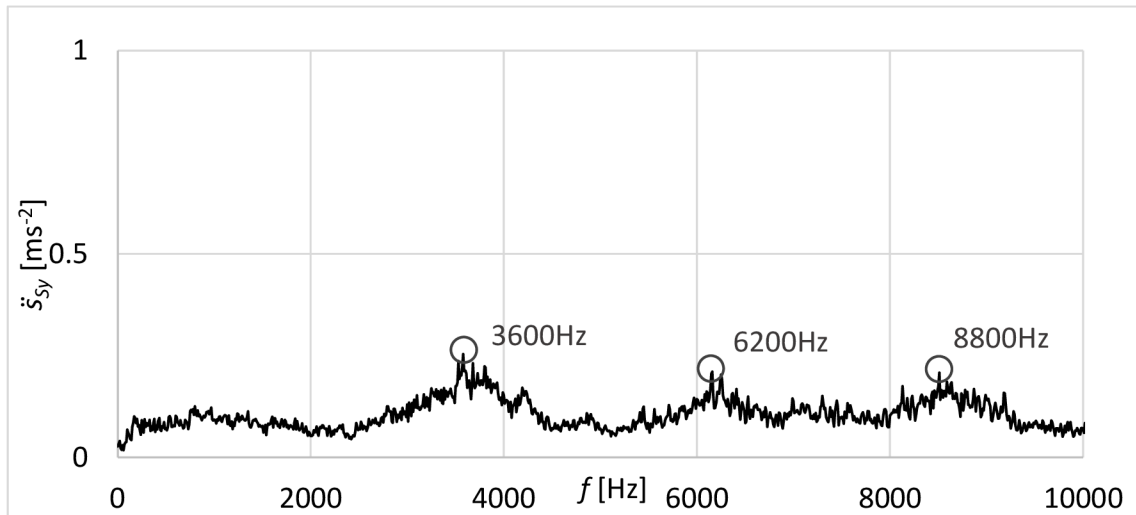


Obr. 6.12 Časový průběh zrychlení na diagnostické části při poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm doplněný o časový průběh dráhy lineárního valivého vedení

Rozborem časového průběhu zrychlení naměřeného na diagnostické části v souvislosti s časovým průběhem dráhy lineárního valivého vedení lze dospět k identifikaci

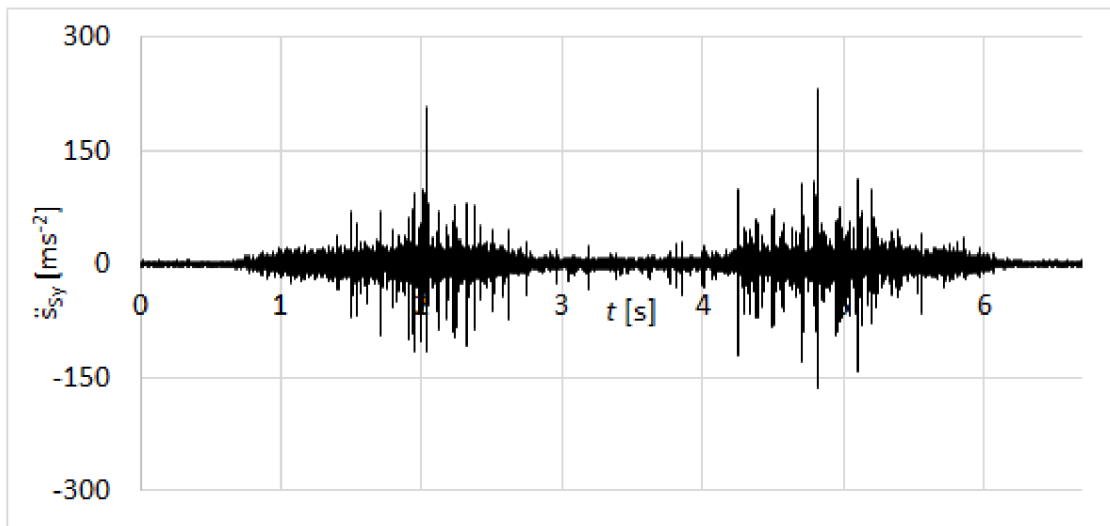
poškození vodícího profilu. Z porovnání ujetých drah od zvýšené amplitudy zrychlení po konec pohybu a od počátku vratného pohybu ke zvýšené amplitudě zrychlení při vratném pohybu lze konstatovat, že ujetá dráha  $s_{D1} = s_{D2}$ .

Výsledky měření jsou doplněny o frekvenční spektrum (Obr. 6.13), které ukazuje zvýšení některých amplitud zrychlení vibrací. Ze zobrazeného frekvenčního spektra však nelze přímo usuzovat na poškození lineárního valivého vedení.



Obr. 6.13 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na diagnostické části

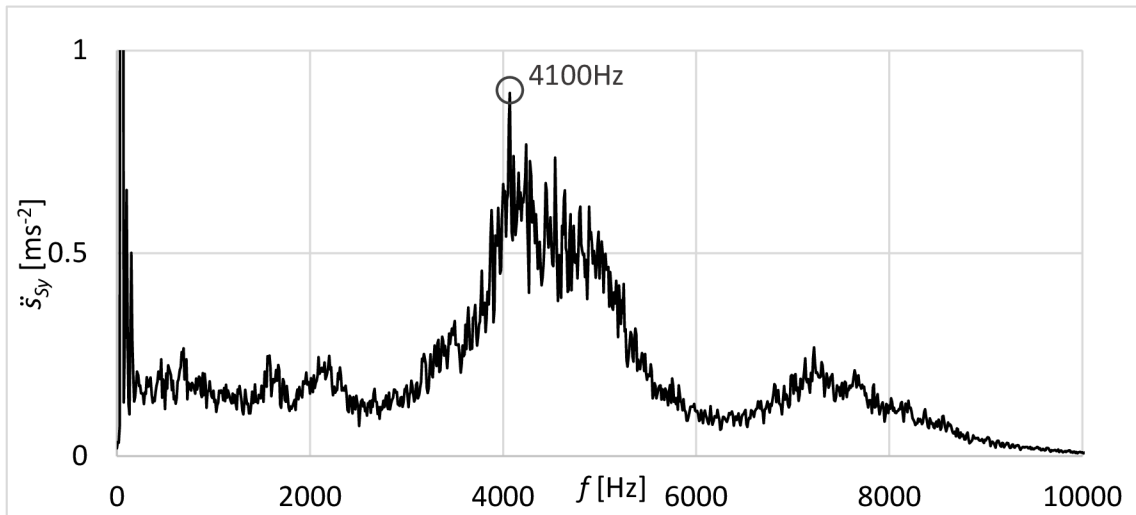
Další proces testování funkčního vzorku s integrovaným diagnostickým zařízením se zaměřil na ověření diagnostické funkce při zatížení lineárního valivého vedení vnějšími periodickými silami od připojeného budiče kmitů.



Obr. 6.14 Časový průběh zrychlení na diagnostické části při vnějším zatížení periodickými silami

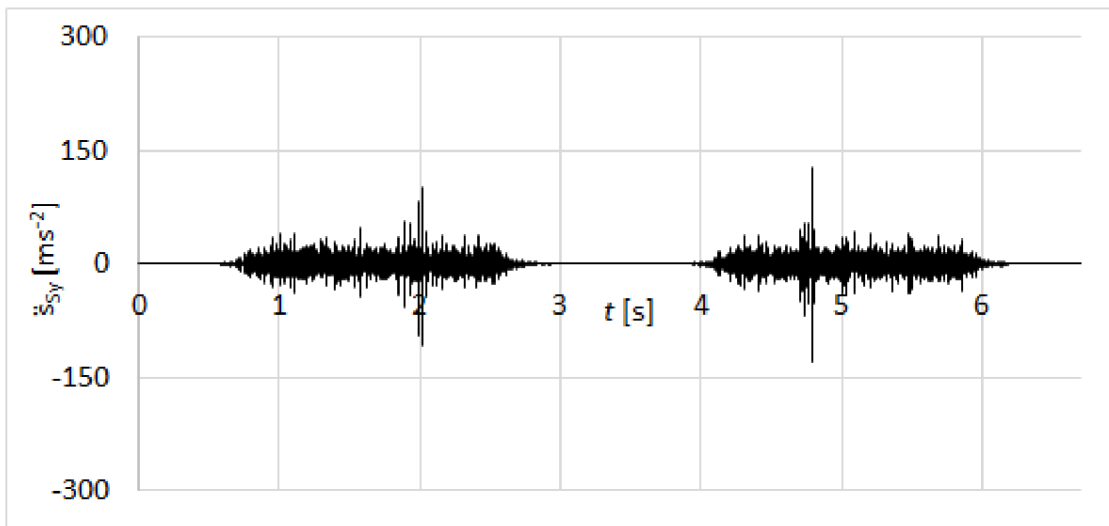
Výsledky testování při vnějším zatížení periodickými silami prokázaly dostatečnou účinnost navrženého diagnostického systému s ohledem na minimalizaci vlivu zatěžujících sil (Obr. 6.14).

Výsledky měření zrychlení jsou doplněny o frekvenční spektrum (Obr. 6.15), ze kterého však nelze přímo usuzovat na poškození lineárního valivého vedení.

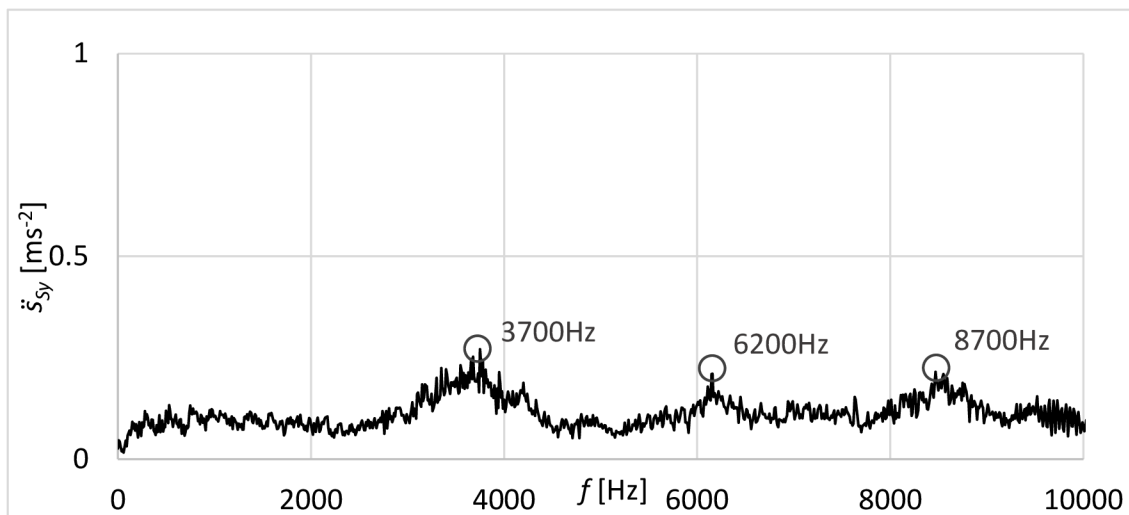


Obr. 6.15 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na diagnostické části při vnějším zatížení periodickými silami

V případě zatížení setrvačnými silami od připojeného závaží o hmotnosti 400kg (Obr. 6.16) jsou výsledky obdobné jako v referenčním případě zatížení setrvačnými silami od hmoty vlastní konstrukce testovacího zařízení (Obr. 6.12).



Obr. 6.16 Časový průběh zrychlení na diagnostické části při zatížení setrvačnými silami od připojeného závaží o hmotnosti 400kg



Obr. 6.17 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na diagnostické části při zatížení setrvačnými silami od připojeného závaží o hmotnosti 400kg

Ze zobrazeného frekvenčního spektra zrychlení (Obr. 6.17) rovněž nelze přímo usuzovat na poškození lineárního valivého vedení.

Verifikace diagnostické funkce navrženého diagnostického zařízení lineárního valivého vedení v laboratorních podmínkách prokázala dostatečnou účinnost eliminace vnějších zatěžujících sil a tím možnost včasného odhalení poškození.

### 6.3.2 Uchycení snímače zrychlení k diagnostické části

Následující laboratorní testování se zaměřilo na ověření optimalizovaného provedení diagnostického zařízení lineárních valivých vedení z hlediska uchycení snímače zrychlení vibrací na diagnostické části pomocí pružné vazby s možností připojení přídavného závaží k pružné vazbě snímače.

Uchycení snímače zrychlení vibrací pružnou vazbou bylo realizováno pomocí několika vzorků pryže vykazujících různou tuhost vzhledem k jejich rozdílné tvrdosti a tloušťce (Obr. 6.18). Testování bylo doplněno o možnost připojení k pružné vazbě snímače setrvačnou hmotu v podobě přídavného závaží (Obr. 6.19). Připojení snímače k pružné vazbě bylo realizováno lepením, k přídavnému závaží pak magnetem.

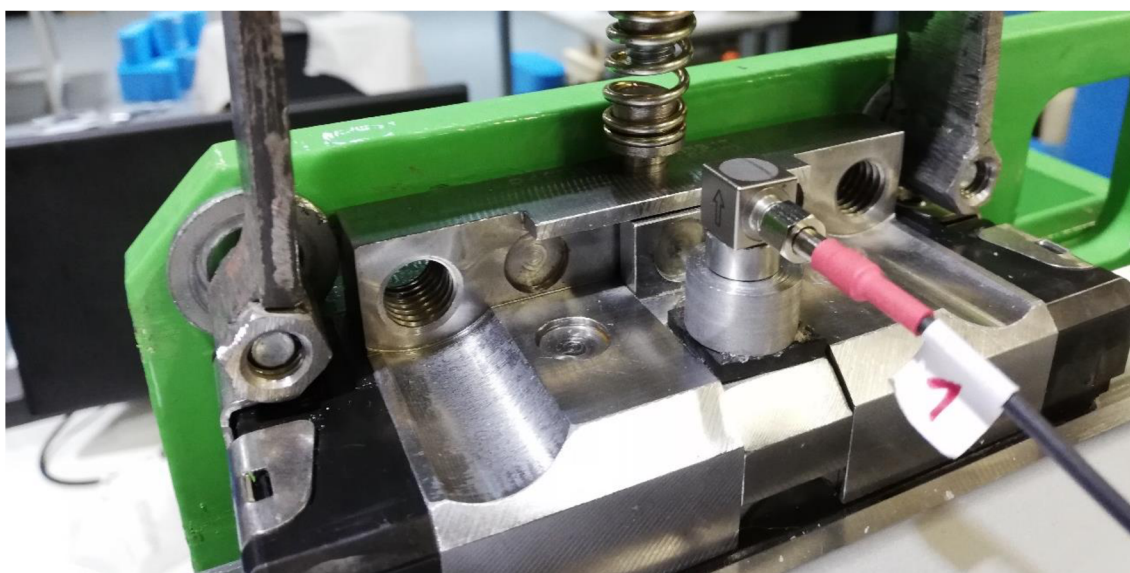


Obr. 6.18 Zkušební vzorky pryže s různou tvrdostí a tloušťkou pro pružné uložení snímače zrychlení vibrací. Tvrdost: S – měkká; M – středně tvrdá; H – tvrdá. Tloušťka: 2mm; 2,5mm; 3mm; 3,5mm a 5mm



*Obr. 6.19 Zkušební vzorky přídavných závaží pro pružné uložení snímače zrychlení vibrací. Hmotnosti: 3g; 6g; 9,5g; 12,5g a 14g*

Reálné uchycení snímače zrychlení vibrací na diagnostické části pomocí pružné vazby je zobrazeno na *Obr. 6.20*.

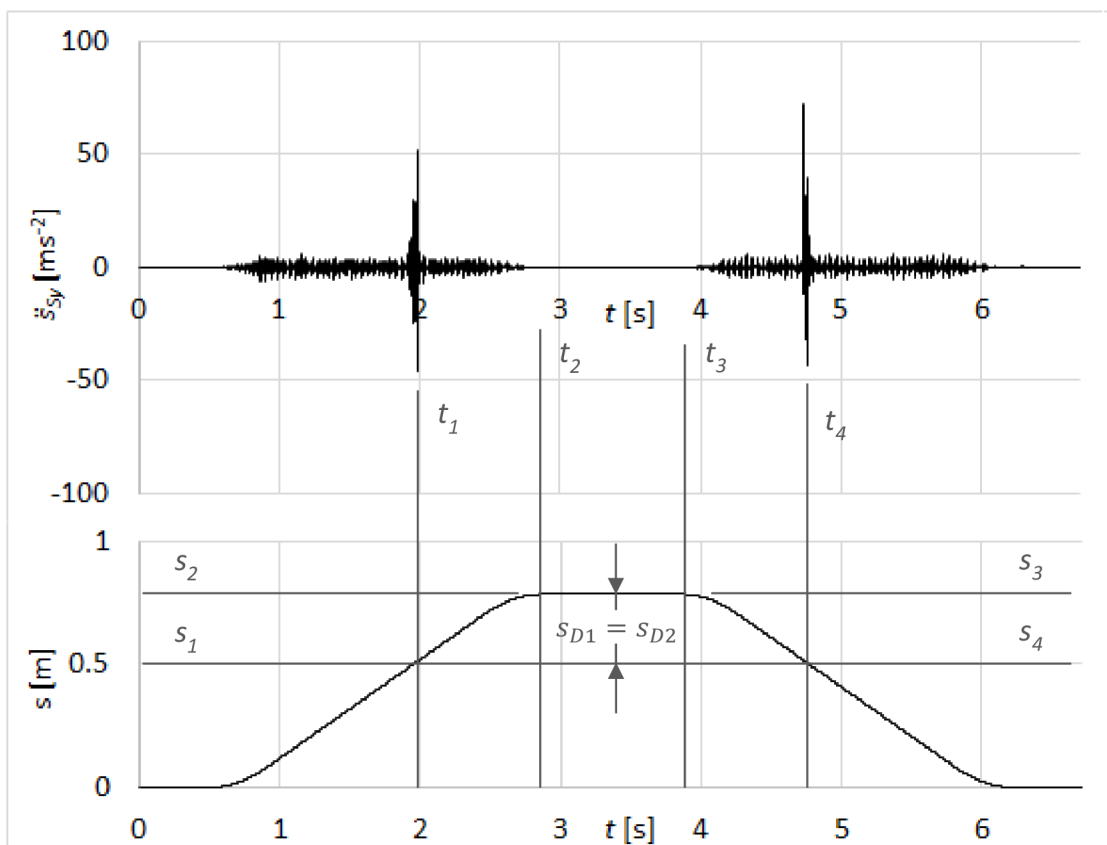


*Obr. 6.20 Pružné uchycení snímače zrychlení vibrací k diagnostické části*

Variabilita konfigurací různých tuhostí pryží a přídavných závaží zajistila ladění soustavy pružně uloženého snímače zrychlení vibrací na provozní frekvenci výhodnou pro účinné odhalení poškození lineárního valivého vedení. Z tohoto hlediska jsou výsledky naměřeného zrychlení vibrací ukázány na nejvýhodnější konfiguraci pro středně tvrdou pryž tloušťky 3mm s přídavným závažím o hmotnosti 14g.

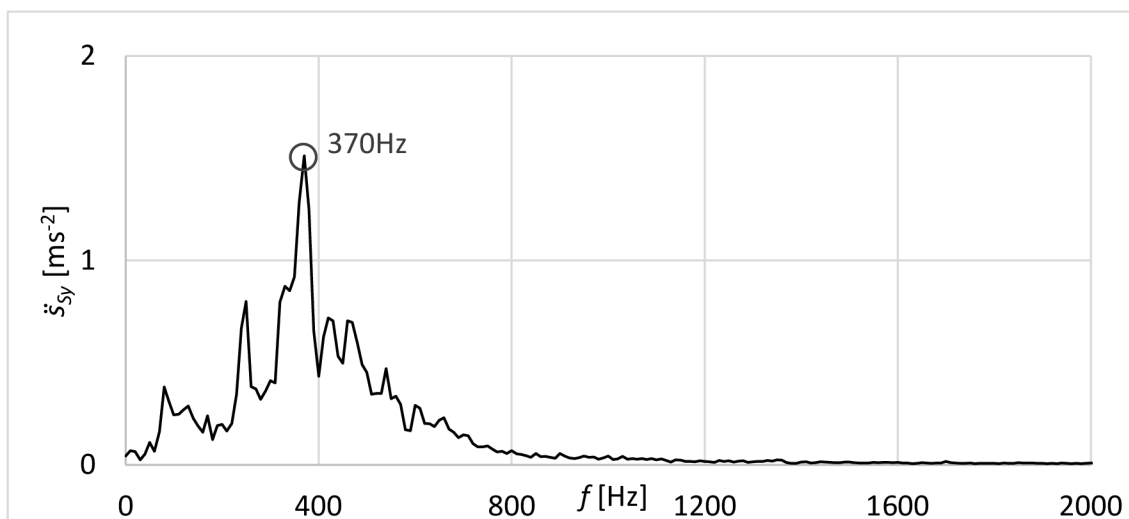
Na časovém záznamu měřeného zrychlení vibrací lze pozorovat zřetelný výkmit zrychlení způsobený poškozením vodícího profilu při pohybu soustavy v obou směrech (*Obr. 6.21*). Je patrné, že vyšší provozní frekvence byly pružnou vazbou účinně eliminovány a tedy, že zvýšená amplituda zrychlení vibrací související s poškozením lineárního valivého vedení je výrazná.





Obr. 6.21 Časový průběh zrychlení na diagnostické části při pružném uložení snímače zrychlení vibrací doplněný o časový průběh dráhy lineárního valivého vedení

Pro srovnání případů snímače zrychlení vibrací uchyceného tuhou a pružnou vazbou je časový průběh naměřeného zrychlení doplněn o analýzu vibračních signálů v souvislosti s drahou vratného pohybu lineárního valivého vedení.



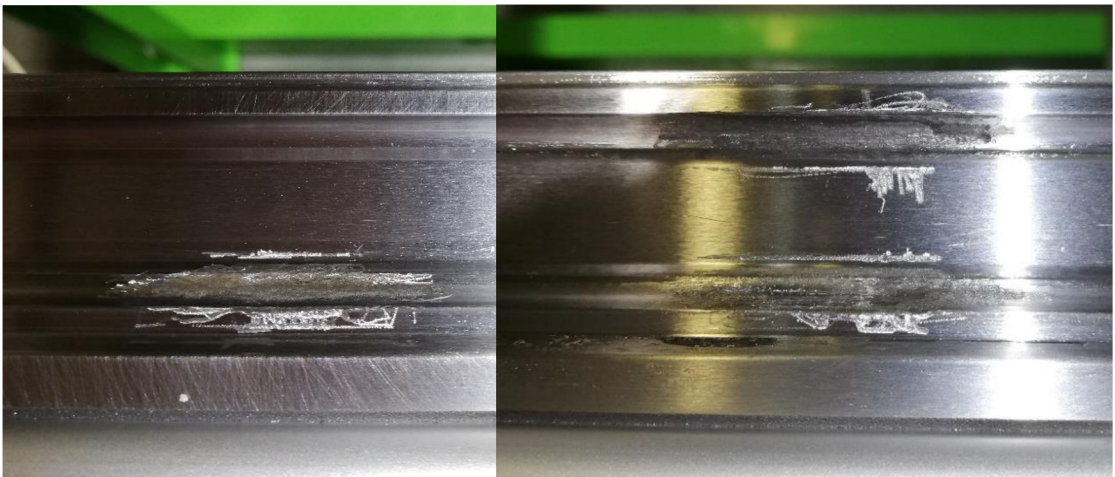
Obr. 6.22 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na diagnostické části při pružném uložení snímače zrychlení vibrací

Na rozdíl od předchozích případů uchycení snímače tuhou vazbou je u frekvenčního spektra zrychlení v případě užití pružné vazby (Obr. 6.22) dobře patrná zvýšená hodnota související s frekvencí snímače. Tuto zvýšenou amplitudu zrychlení lze tedy uvést do přímé souvislosti s poškozením lineárního valivého vedení.

### 6.3.3 Poloha snímače zrychlení na diagnostické části

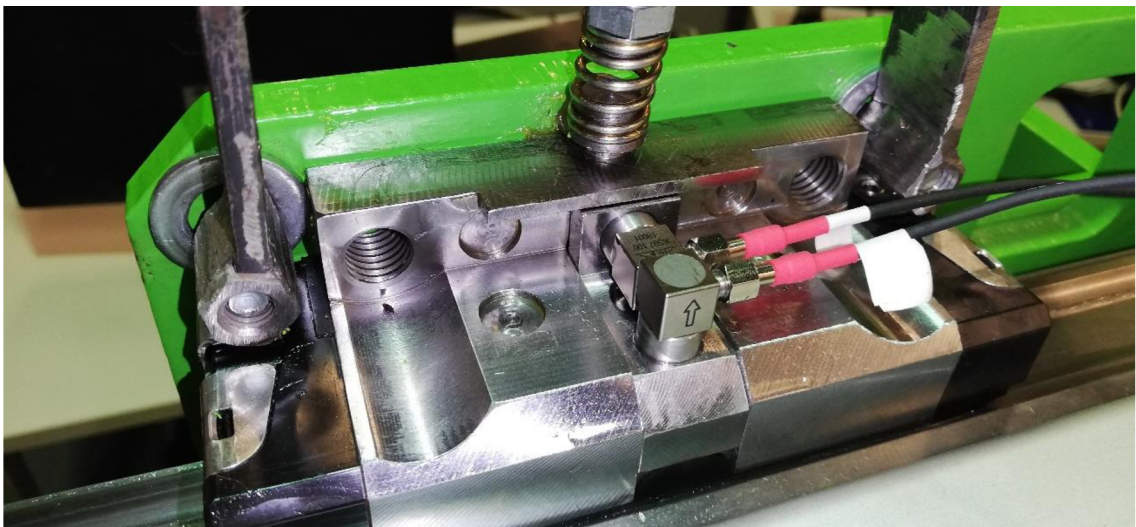
Za účelem získání poznatků o vlivu progresu poškození na měřené zrychlení vibrací bylo provedeno testování funkčního vzorku pomocí dvou jednoosých snímačů zrychlení připevněných k diagnostické části do směrů souřadných os  $x$  a  $y$ .

Na vodícím profilu bylo vytvořeno poškození v podobě vybroušené drážky v jedné ze zatížených drah v rozsahu přibližně 18 mm a při následném společném testování předřazeno již dříve využitému poškození v obou zatížených drahách profilu (Obr. 6.23).



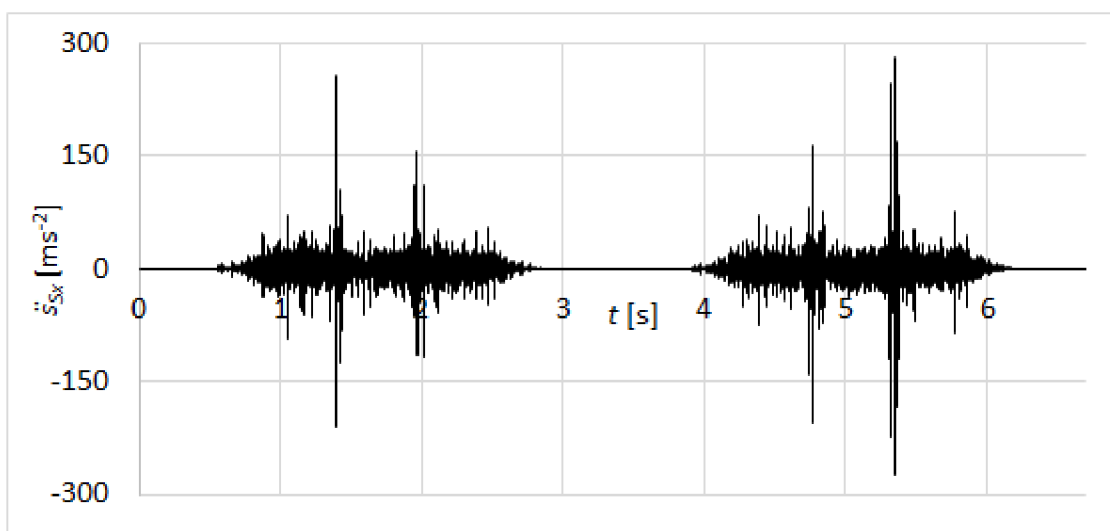
Obr. 6.23 Poškození o rozsahu přibližně 18mm v jedné ze zatížených drah a v obou zatížených drahách vodícího profilu

Poloha snímačů zrychlení vibrací na diagnostické části je patrná z Obr. 6.24.

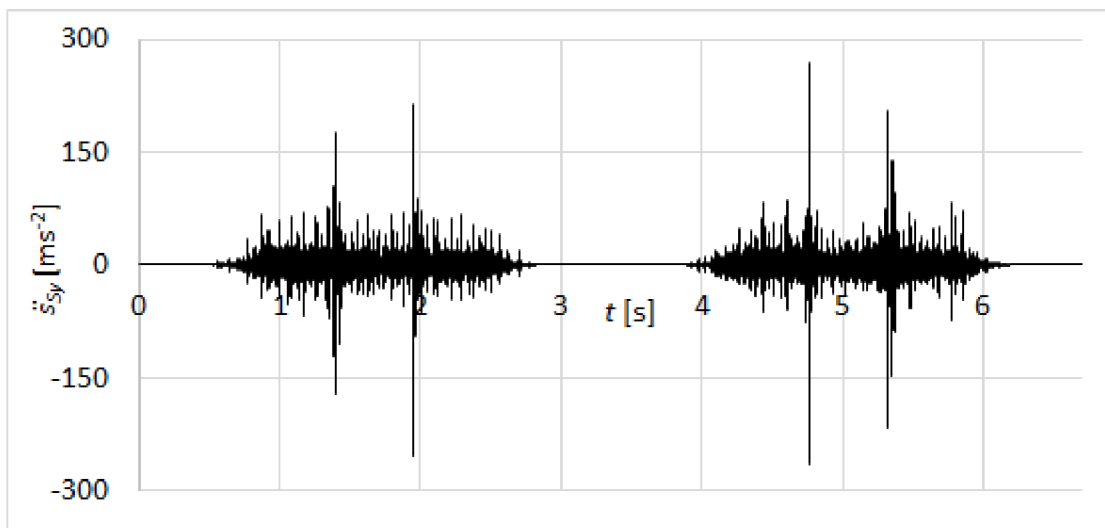


Obr. 6.24 Umístění snímačů zrychlení vibrací k diagnostické části ve směru os  $x$  a  $y$

Ve smyslu změny směru i velikosti vektoru kinematického buzení při progresi poškození, vyvolávající změnu polohy pólu pohybu diagnostické části, lze na časových záznamech zrychlení ve směrech souřadných os  $x$  (Obr. 6.25) a  $y$  (Obr. 6.26) nalézt rozdíly ve velikostech amplitud zrychlení vibrací souvisejících s poškozením. Při vzájemném porovnání zobrazených časových průběhů zrychlení je možné zaznamenat vyšší hodnoty amplitud zrychlení měřeného ve směru osy  $x$ , které souvisí s poškozením v jedné ze zatížených drah vodícího profilu. Naopak při progresi poškození projevující se poškozením obou zatížených drah vodícího profilu lze identifikovat vyšší hodnoty amplitud zrychlení měřeného ve směru osy  $y$ .



Obr. 6.25 Časový průběh zrychlení na diagnostické části ve směru osy  $x$



Obr. 6.26 Časový průběh zrychlení na diagnostické části ve směru osy  $y$

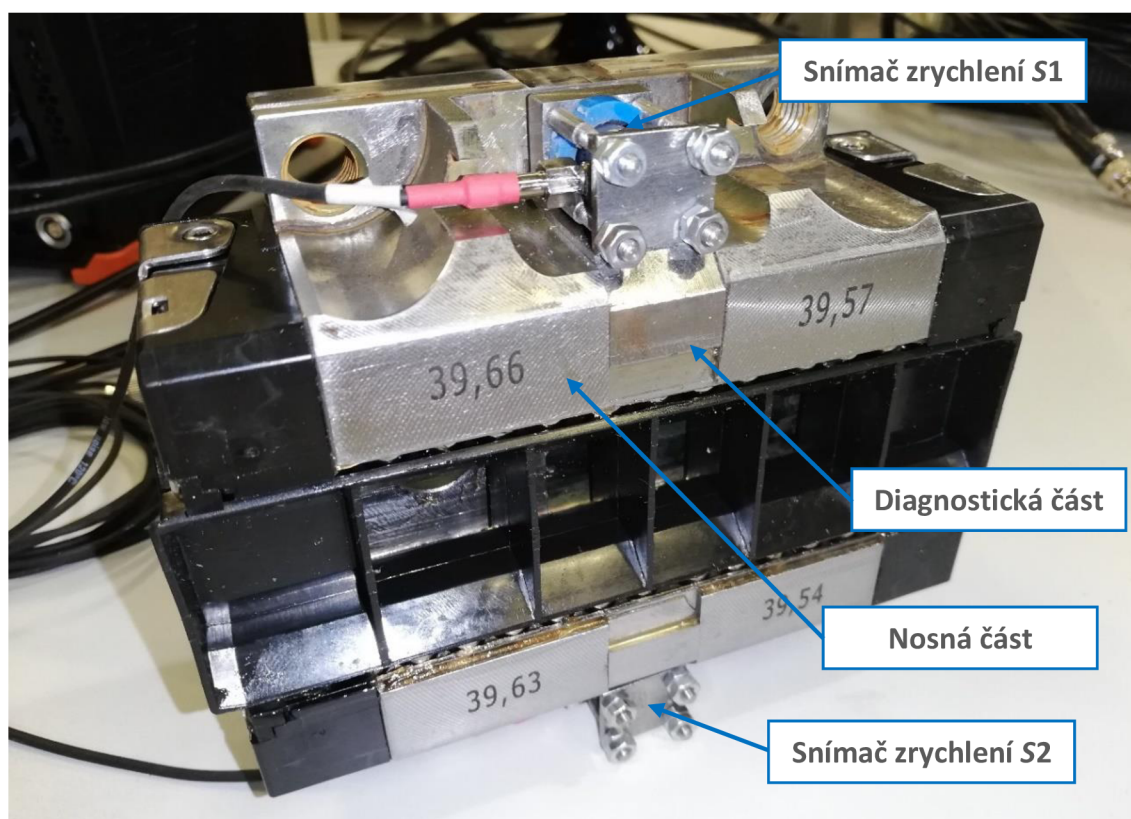
Testování funkčního vzorku v laboratorních podmínkách jednoznačně prokázalo využitelnost a spolehlivost principu navrženého diagnostického systému a rovněž potvrdilo výsledky výše uvedené teoretické analýzy.

## 7 Verifikace diagnostického zařízení v průmyslové praxi

Verifikace navrženého řešení diagnostiky lineárního valivého vedení ve výrobním zařízení při běžném provozu je neodmyslitelná část každého vývojového procesu, neboť jen tak lze získat objektivní informace o účinnosti diagnostiky v reálných podmínkách, které se mohou vyznačovat často nepředvídatelnými okolními vlivy.

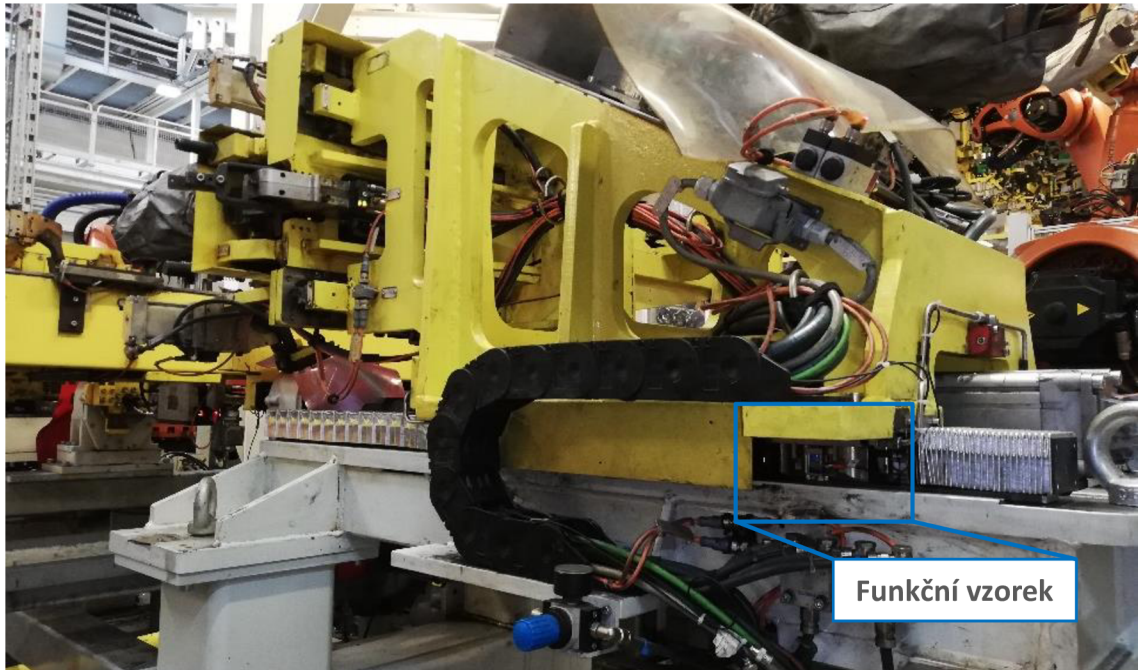
Předchozí laboratorní testování ověřilo základní předpoklady účinnosti navrženého diagnostického zařízení s integrovanou diagnostickou částí v předem známých a definovaných podmínkách. Na základě získaných poznatků byl vytvořen optimalizovaný funkční vzorek vhodný pro nasazení do výrobního zařízení v rámci výrobní linky v automobilovém průmyslu. V rámci testování optimalizovaného funkčního vzorku v reálných podmínkách průmyslové výroby byly nejprve měřeny referenční hodnoty zrychlení vibrací na diagnostické části po uvedení funkčního vzorku do provozu. Následně bylo simulováno poškození vodícího profilu a analyzovány měřené vibrace v kontextu časového průběhu dráhy.

Optimalizovaný funkční vzorek tělesa s integrovanou diagnostickou částí (*Obr. 7.1*) byl vyroben z tělesa kuličkového lineárního valivého vedení výrobce Bosch Rexroth AG se základními parametry shrnutými v *Tab. 6.1*, tedy stejného typu jako v případě funkčního vzorku pro laboratorní testování.



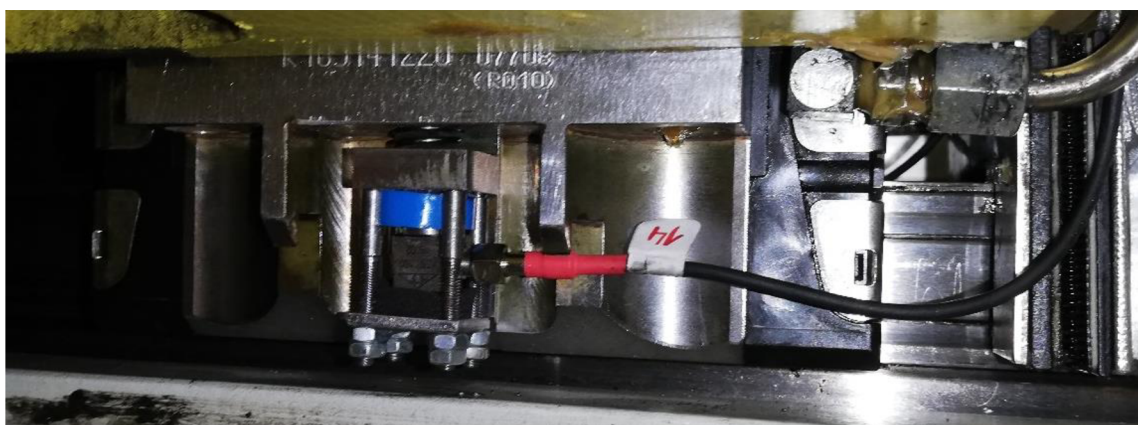
*Obr. 7.1* Optimalizovaný funkční vzorek diagnostického zařízení s integrovanou diagnostickou částí

Optimalizovaný funkční vzorek byl osazen dvěma snímači zrychlení vibrací uchycenými přes pružné vazby v podobě pryžového pouzdra k diagnostické části. Uspořádání dvou jednoosých snímačů zrychlení po obou stranách diagnostické části nahrazuje v případě optimalizovaného funkčního vzorku potřebu užití jednoho dvouosého snímače zrychlení. Parametry užitého jednoosého snímače zrychlení vibrací byly shrnuty v *Tab. 6.2* předcházející kapitoly.



*Obr. 7.2*    *Upínací stroj ve výrobní lince*

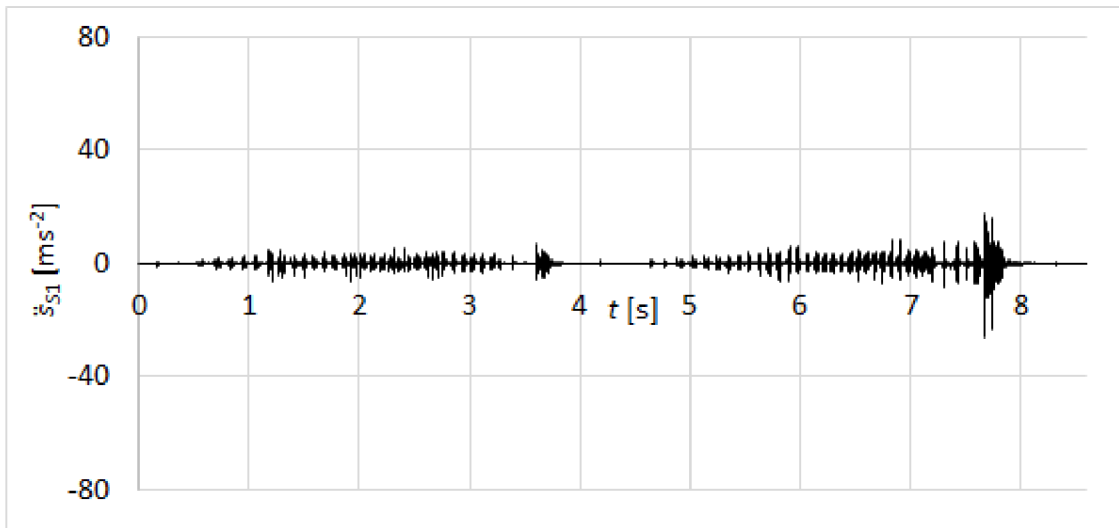
Optimalizovaný funkční vzorek byl zastavěn do upínacího zařízení v rámci výrobní linky. Opěrný prvek pracovního mechanismu na *Obr. 7.2* provádí výchozí pohyb za účelem upnutí součástí během výrobního procesu a zpětný pohyb do původní polohy. Lineární pohyb je vykonáván pneumatickým pohonem, který je elektronicky řízen pomocí optických koncových spínačů.



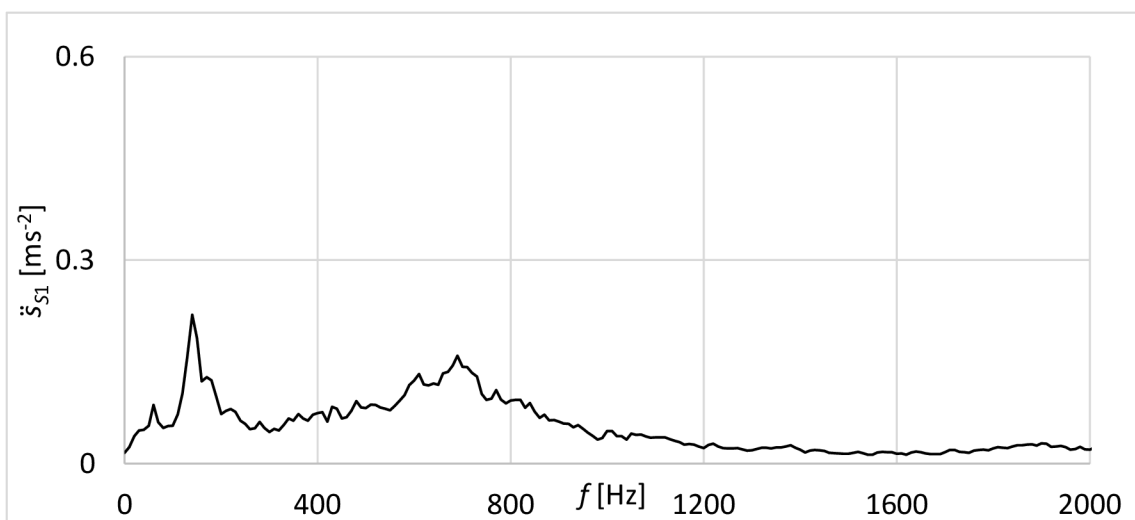
*Obr. 7.3*    *Testování optimalizovaného funkčního vzorku v reálných podmínkách*

Optimalizovaný funkční vzorek nahradil jedno ze čtyř těles zajišťujících lineární pohyb upínacího stroje po dvou vodících profilech. Na *Obr. 7.3* je zobrazen detail polohy optimalizovaného funkčního vzorku v upínacím stroji.

V první fázi ověření diagnostického zařízení byl měřen časový průběh zrychlení vibrací na diagnostické části při uvedení optimalizovaného funkčního vzorku do provozu a vyhodnocena frekvenční spektra měřených vibrací. Výsledky naměřených časových průběhů zrychlení pomocí snímačů *S1* a *S2* na diagnostické části jsou uvedeny na *Obr. 7.4* a *Obr. 7.6*. V měřených datech nejsou patrné zvýšené amplitudy zrychlení související s poškozením, neboť při uvedení optimalizovaného funkčního vzorku do provozu lineární valivé vedení žádné poškození nevykazovalo. Zvýšené amplitudy zrychlení vibrací patrné ze zobrazených časových průběhů náleží kmitání soustavy po jejím dosednutí na koncové dorazy dráhy lineárního pohybu upínacího zařízení.

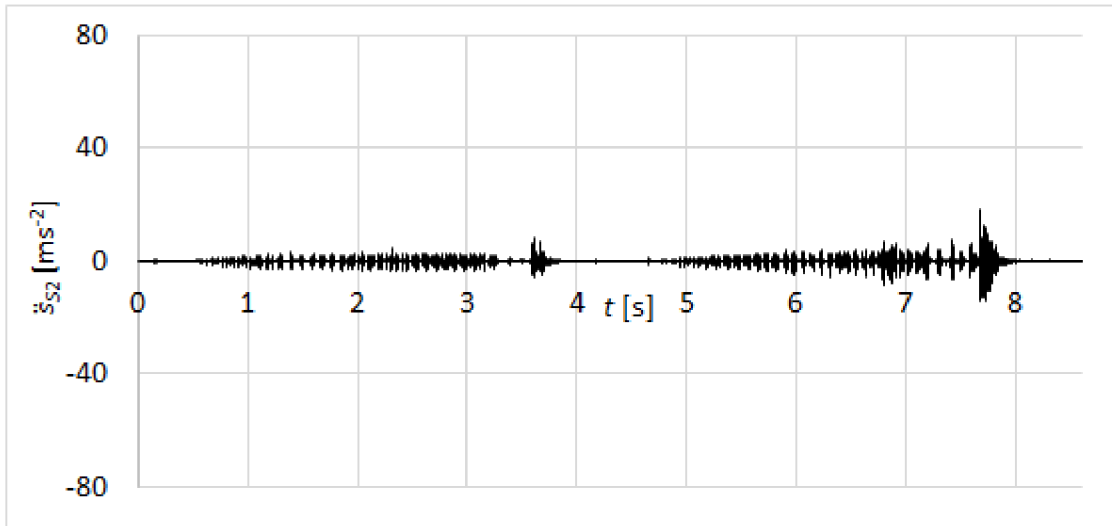


*Obr. 7.4* Časový průběh zrychlení snímače *S1* na diagnostické části bez poškození

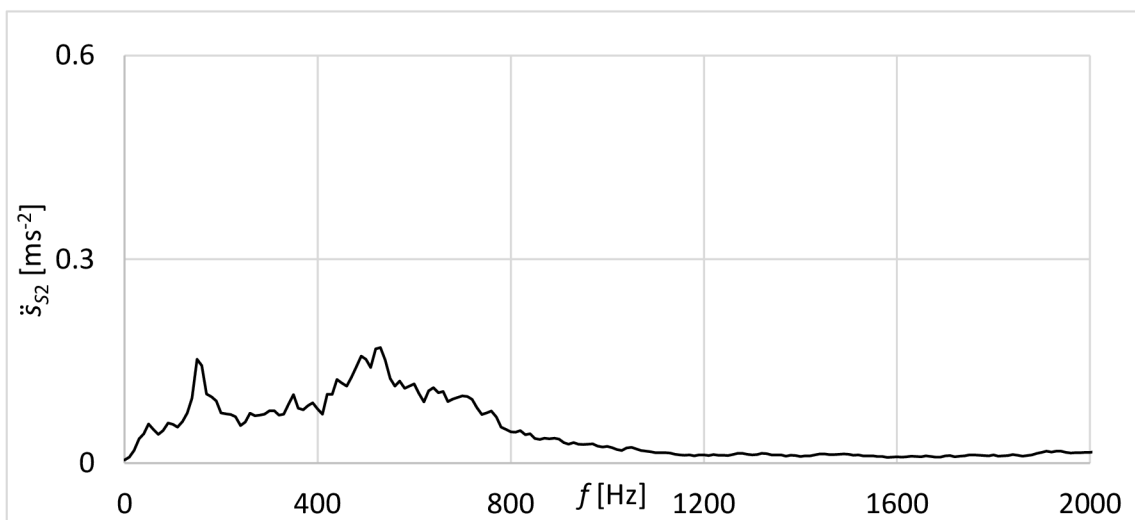


*Obr. 7.5* Frekvenční spektrum zrychlení vibrací snímače *S1* na diagnostické části bez poškození

Na *Obr. 7.5* a *Obr. 7.7* jsou časové průběhy zrychlení vibrací doplněny o jejich frekvenční spektra v rozsahu od 0Hz do 2kHz. Zde jsou patrné zvýšené amplitudy zrychlení vibrací o provozních frekvencích upínacího zařízení, například frekvence související s kmitáním soustavy po dosednutí na koncový doraz.

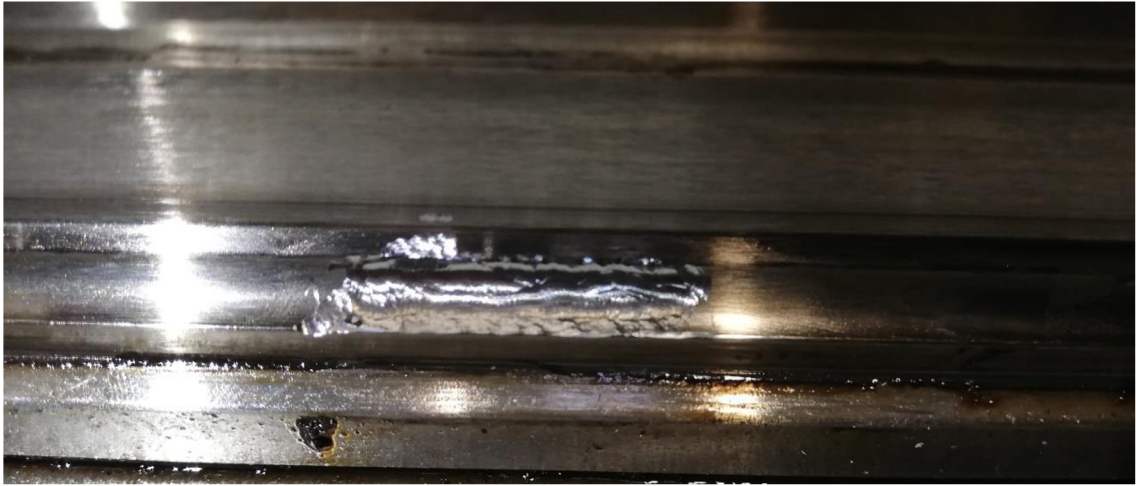


*Obr. 7.6* Časový průběh zrychlení snímače S2 na diagnostické části bez poškození



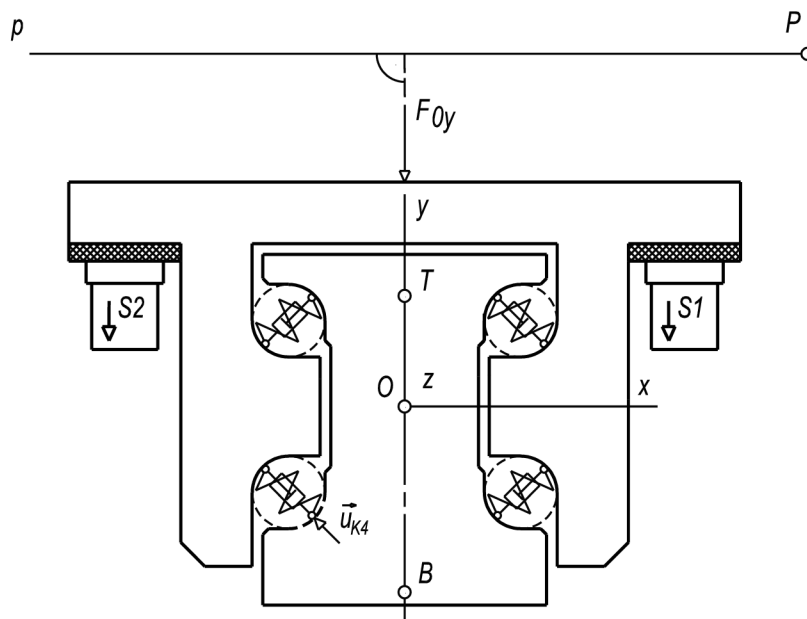
*Obr. 7.7* Frekvenční spektrum zrychlení vibrací snímače S2 na diagnostické části bez poškození

Ověření funkce optimalizovaného funkčního vzorku diagnostického zařízení lineárních valivých vedení bylo provedeno při poškození vodícího profilu v jedné ze zatížených drah v podobě vybroušené drážky o rozsahu přibližně 18mm. Poškození vodícího profilu je patrné z *Obr. 7.8*.



Obr. 7.8 Poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm

Na základě kinematického rozboru pohybu diagnostické části optimalizovaného funkčního vzorku a předpokládaného pólu jeho pohybu v případě poškození vodícího profilu v jedné ze zatížených pojezdových drah lze zhodnotit, že vyšší amplitudy zrychlení související s poškozením by měl zachytit snímač umístěný blíže k poškození (Obr. 7.9). V řešeném případě upínacího stroje se jednalo o snímač S2.

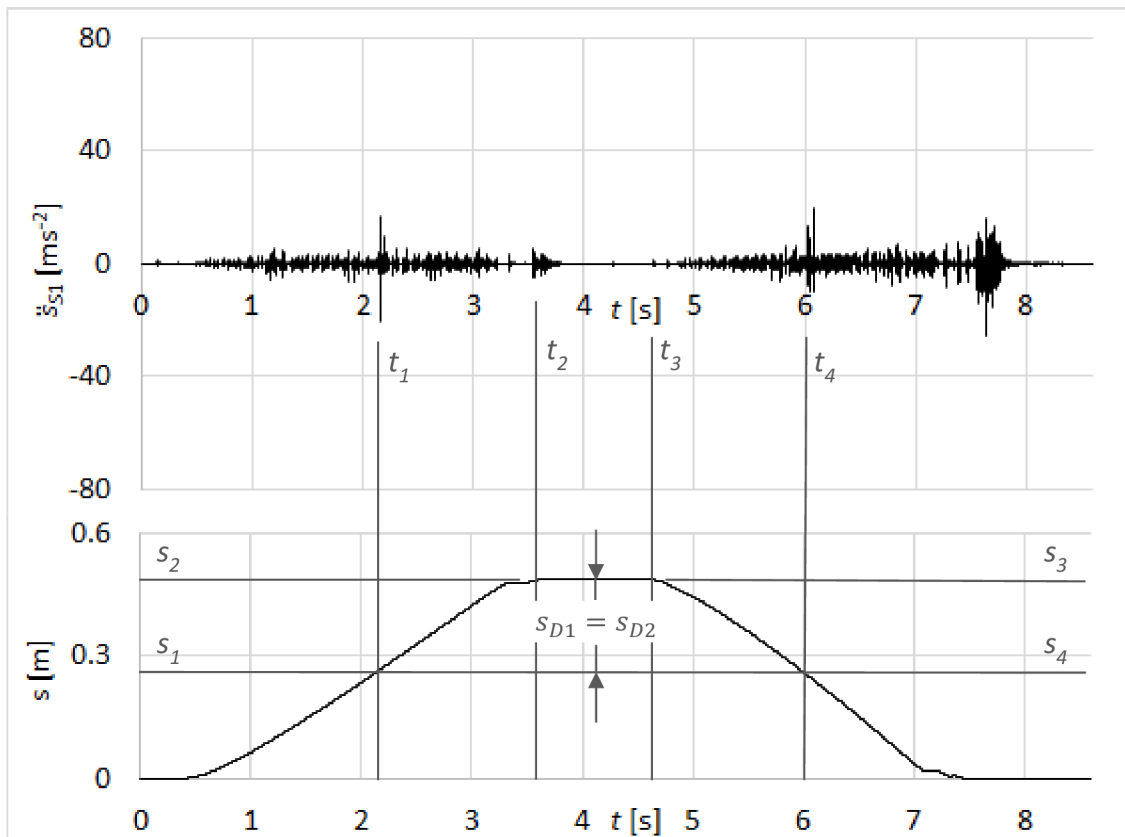


Obr. 7.9 Mechanický model, pól pohybu a poloha snímačů zrychlení vibrací na diagnostické části optimalizovaného funkčního vzorku

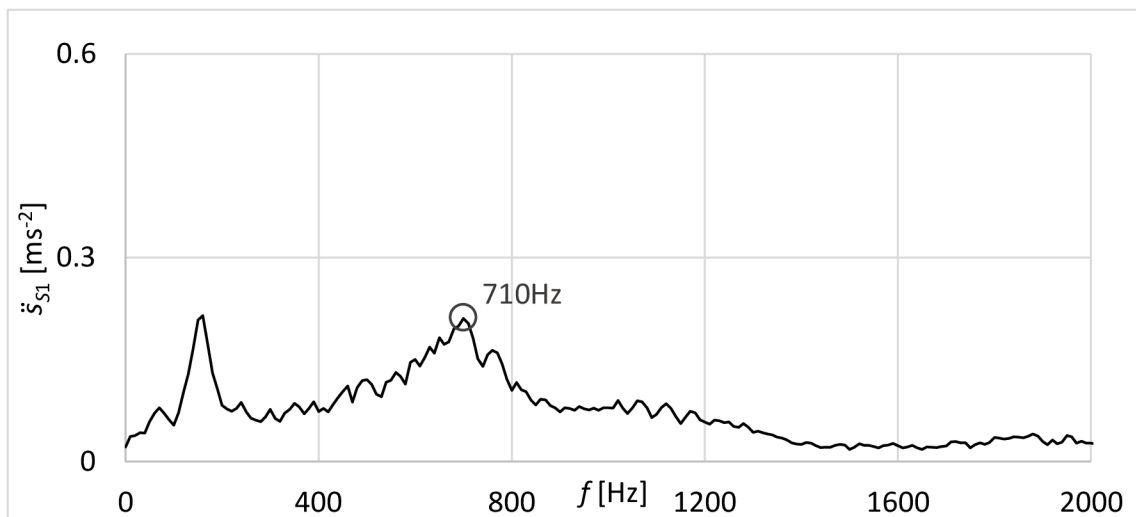
Ze zobrazených časových průběhů zrychlení vibrací na Obr. 7.10 a Obr. 7.12 je zřejmý rozdíl v naměřených amplitudách zrychlení souvisejících s poškozením vodícího profilu. Snímač S2 zachytil výrazné hodnoty amplitud zrychlení, zatímco hodnoty amplitud zrychlení zachycené snímačem S1 jsou spíše nižší, což odpovídá předcházejícím analýzám. Rozborem časového průběhu zrychlení vibrací měřeného na diagnostické části v kontextu časového průběhu dráhy lineárního valivého vedení lze dospět k identifikaci



poškození vodícího profilu. Z porovnání drah ujetých lineárním valivým vedením od zvýšené amplitudy zrychlení po konec pohybu  $s_{D1}$  a od počátku vratného pohybu ke zvýšené amplitudě zrychlení  $s_{D2}$  při vratném pohybu lze konstatovat, že dráhy  $s_{D1} = s_{D2}$ .



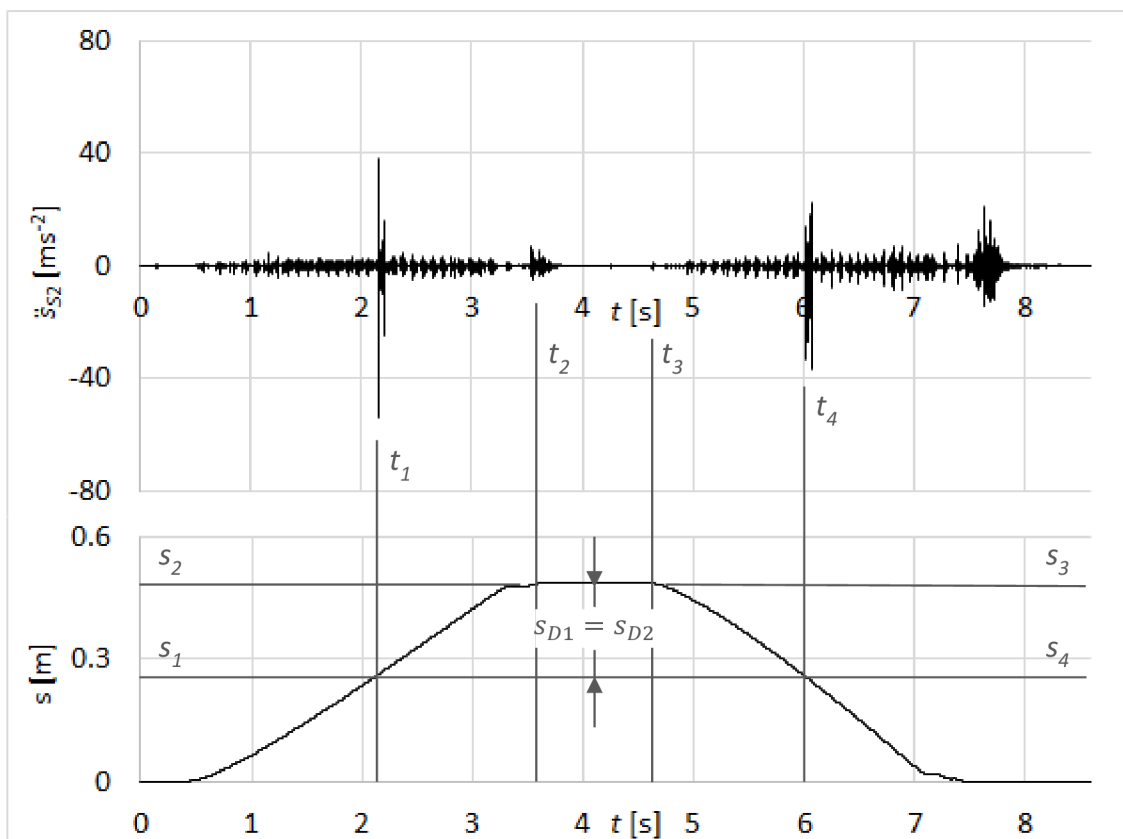
Obr. 7.10 Časový průběh zrychlení snímače S1 na diagnostické části při poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm doplněný o časový průběh dráhy tělesa lineárního valivého vedení



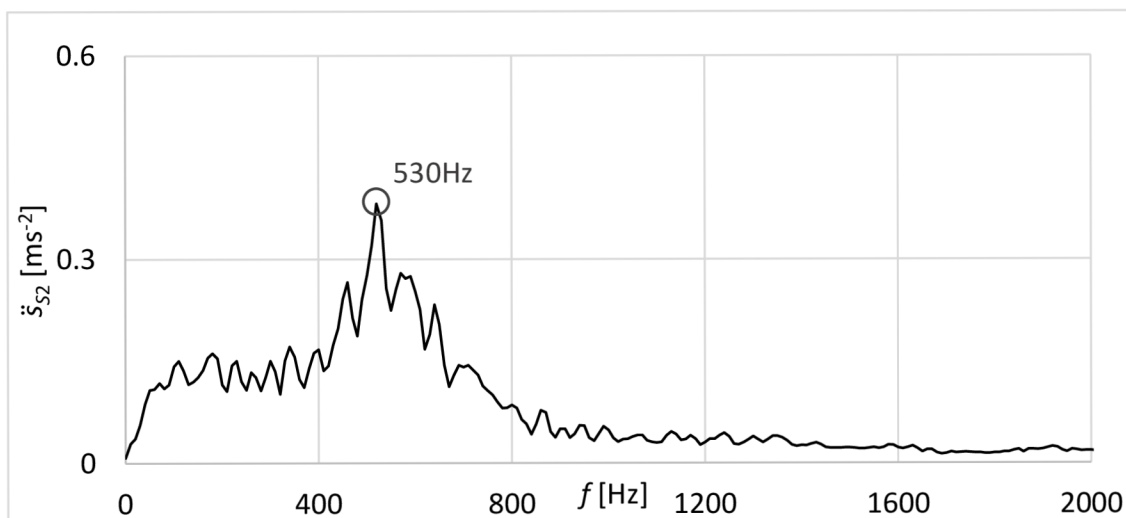
Obr. 7.11 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací snímače S1 na diagnostické části při poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm

Výsledky měření zrychlení vibrací v časové oblasti jsou doplněny o frekvenční spektra na *Obr. 7.11* a *Obr. 7.13* zobrazující zvýšené amplitudy o frekvencích, které lze uvést do souvislosti s poškozením vodícího profilu lineárního valivého vedení. Jedná se o provozní frekvence soustavy snímače *S1* s frekvencí 710Hz a snímače *S2* s frekvencí 530Hz.

Porovnáním frekvenčních spekter obou snímačů při referenčním měření bez poškození a následně po poškození vodícího profilu (*Obr. 7.5*, *Obr. 7.11* a *Obr. 7.7*, *Obr. 7.13*) lze najít podstatné rozdíly ve velikostech amplitud zrychlení odpovídajících frekvencím kmitání soustav snímačů. V případě snímače *S1*, kdy v časovém průběhu měřené amplitudy zrychlení související s poškozením nabývaly spíše nižších hodnot (*Obr. 7.10*), nelze z porovnání frekvenčních spekter na *Obr. 7.5* a *Obr. 7.11* usuzovat na poškození. Naopak v případě snímače *S2*, kdy v časovém průběhu amplitudy zrychlení související s poškozením nabývaly výrazných hodnot (*Obr. 7.12*), lze ze zobrazených frekvenčních spekter na *Obr. 7.7* a *Obr. 7.13* konstatovat, že lineární valivé vedení vykazuje poškození.



*Obr. 7.12* Časový průběh zrychlení snímače *S2* na diagnostické části při poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm doplněný o časový průběh dráhy tělesa lineárního valivého vedení



Obr. 7.13 Frekvenční spektrum zrychlení vibrací snímače S2 na diagnostické části při poškození vodícího profilu o rozsahu přibližně 18mm

## 8 Závěr

Disertační práce s názvem „Zařízení pro diagnostiku valivých vedení“ se zabývá velmi aktuální problematikou technické praxe. Valivá vedení a zejména pak čteně využívaná lineární valivá vedení jsou konstrukční prvky, které jsou v současné době velmi často uplatňovány u mnoha strojů a zařízení. Jedná se například o manipulátory, transportní mechanismy robotů, přesná polohovací zařízení a další. Vzhledem k tomu, že se tato zařízení používají obvykle v sériové výrobě, je poškození těchto konstrukčních prvků spojeno s velkými výrobními ztrátami. Z toho důvodu existuje značná snaha výrobců i uživatelů o spolehlivou diagnostiku stavu poškození lineárních valivých vedení, podobně jako je tomu u valivých ložisek. Dosavadní výsledky výzkumu a vývoje jsou v tomto směru podle ohlasů z technické praxe málo uspokojivé. Existují případy značných výrobních ztrát v důsledku neočekávané destrukce lineárního valivého vedení, ačkoli disponovalo diagnostickým zařízením.

Rozsáhlá cílená rešerše uvedená v disertační práci dokládá, že v technické praxi existuje řada principů diagnostických systémů, které však nevedou k uspokojivému výsledku. Řada z těchto řešení je natolik komplikovaná, že existuje jen malá naděje na jejich všeobecné využití. I tento stav dokládá obtížnost úkolu, který je předmětem předložené disertační práce.

Hlavním důvodem současného neuspokojivého stavu diagnostiky lineárních valivých vedení jsou jejich provozní podmínky, ve kterých se projevují nejen dynamická zatížení připojených pracovních mechanismů, ale ve velké míře i setrvačné silové účinky transportovaných objektů. Tento stav prakticky znemožňuje včasnou identifikaci poškození lineárního valivého vedení, neboť příslušné fyzikální projevy, mechanické, tepelné, hlukové apod., jsou reálně neměřitelné.

Na základě poznatků získaných z principů stávajících diagnostických systémů lineárních valivých vedení a konzultací s výrobcí i uživateli byl v disertační práci pro dosažení vytčeného cíle zvolen postup řešení založený na analýze teoretických východisek. V této části disertační práce byla sledována souvislost mezi podstatou poškození valivých elementů, vodícího profilu nebo tělesa lineárního valivého vedení a dynamickým chováním lineárního valivého vedení jako celku. Na základě uvedené analýzy byl pro řešenou soustavu zaveden mechanický model v základní konfiguraci a bylo definováno jeho kinematické a silové buzení. Ze souboru teoretických východisek a získaných poznatků bylo určeno, že kinematický stav, a zejména vibrace některé ze součástí, budou kritériem pro hodnocení stavu poškození lineárního valivého vedení.

V rámci teoretického rozboru zjednodušených i zobecněných mechanických modelů lineárních valivých vedení byla definována základní východiska pro princip a konstrukci zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení. Bylo konstatováno, že

nezbytným předpokladem úspěšného řešení je eliminace vlivů dynamických silových účinků pracovních mechanismů a transportovaných objektů.

Měření vibrací se používá v širokém rozsahu pro diagnostiku valivých ložisek. K tomu účelu existují zavedené postupy pro měření a zpracování vibračních signálů založené zejména na komparaci frekvenčních spekter. Tyto metody však nelze z podstaty konstrukčního provedení použít obecně pro valivá vedení. Z teoretických východisek a dynamických výpočtů mechanických modelů lineárních valivých vedení vyplynulo, že posouzení stavu poškození lze provést zejména na základě časových průběhů kinematických veličin vibrací. Případné frekvenční zpracování naměřených signálů je pak možné použít pouze jako vedlejší nebo upřesňující kritérium.

Návrh konstrukčního řešení zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení vycházející ze zjednodušených simulací provozu zavádí diagnostickou část. Tato část je umístěna v prostoru tělesa lineárního valivého vedení a sdílí s ním valivé elementy i vodící profil. Vzhledem k tomu, že diagnostická část není zatížena pracovními mechanismy ani transportovanými objekty, lze měřením zrychlení jejich vibrací efektivně identifikovat stav poškození lineárního valivého vedení. Tato myšlenka byla zpracována v patentové přihlášce, ke které byl udělen evropský patent.

Základní konstrukční princip zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení byl v disertační práci podrobně rozpracován z několika hledisek. Byla provedena analýza způsobu uchycení snímače zrychlení k diagnostické části, rozbor vlivu jeho polohy na diagnostické části, vlivu směru měření vzhledem k vodicímu profilu apod. Dílčím výsledkem této části disertační práce je optimalizované konstrukční řešení, které z výrobního hlediska zahrnuje i velmi důležitou modulární podobu.

Na základě získaných poznatků byl vyroben funkční vzorek, který byl podroben verifikaci funkce v laboratorních podmínkách. Rozsáhlá měření za různých stavů poškození umožnila definovat velkou míru spolehlivosti diagnostického systému.

Úspěšná laboratorní měření byla předpokladem pro aplikaci navrženého zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení v technické praxi. Optimalizovaný funkční vzorek byl nasazen do zařízení ve svařovací lince v automobilovém průmyslu. Simulace poškození vodícího profilu prokázala jednoznačně využitelnost navrženého systému pro diagnostiku lineárního valivého vedení.

Vědeckovýzkumná činnost dokladovaná předloženou disertační prací představuje základ pro další vývoj lineárních valivých vedení s integrovaným diagnostickým systémem. Lze očekávat spolupráci s uživateli i výrobcí na vývoji zařízení pro diagnostiku lineárních valivých vedení až do podoby sériově vyráběného produktu v modulárním provedení.

## Literatura

- [1] Schaeffler Technologies GH & Co. KG. *Lineární vedení*. 2022 [30.6.2022]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.cz>
- [2] Bianchini C., Immovilli F., Cocconcelli M., Rubini R. a Bellini A. Fault Diagnostics of Linear Bearings in Brushless AC Linear Motors. *2009 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives*. Cargese: IEEE, 31.8.-3.9.2009. ISBN: 978-1-4244-3440-4.
- [3] Bianchini C., Immovilli F., Cocconcelli M., Rubini R. a Bellini A. Fault Detection of Linear Bearings in Brushless AC Linear Motors by Vibration Analysis. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. IEEE, 10.12.2010, 58(5), 1684-1694. ISSN: 0278-0046.
- [4] Jian H., Kim H-Y. a Ahn H-H. Development of Monitoring and Diagnosis System for Linear Motion Unit. *Advanced Materials Research*. Trans Tech Publications Ltd., 25.1.2013, 655(657), 744-748. ISSN 1662-8985.
- [5] THK Co. Ltd. Status Detection Apparatus, Status Detection Method, Status Detection Program, and Information Recording Medium. Yoshioka T., Honjyo Y. a Watanabe S. Patentový spis JP 4430316 B2. 3.10.2010.
- [6] Schaeffler Technologies GH & Co. KG. Linear Bearings. Rudy D., Lutz P. a Menges M. Přihláška vynálezu DE 10307882 A1. 2.9.2004.
- [7] THK Co. Ltd. Rolling Guide Device with Breakage Prediction Function. Sakai J. a Kumagai M. Přihláška vynálezu JP 2012193803 A. 11.10.2012.
- [8] Hiwin Technologies Corp. Linear Guideway Capable of Detection Abnormal Circulation State. Lin Ch-Y., Lin Y-W., Chang L-Y., Huang P-J., Yang S. Ch-M. a Liu Z-P. Patentový spis US 10436254 B1. 8.10.2019.
- [9] Hiwin Technologies Corp. Linear Guideway. Chang L-Y., Lin Y-W., Chen X-Y., Lin Ch-Y., Huang P-J., Yang S. Ch-M. a Liu Z-P. Patentový spis US 10508691 B1. 17.12.2019.
- [10] Prünke L., Maass P. a Thielemann H. Condition Monitoring of Linear Guideways Using a Matched Wavelet Approach. *Signal Processing*. Elsevier, 5.1.2008, 88 (7), 1656-1670. ISSN 0165-1684.
- [11] Feng. H., Chen R. a Wang Y. Feature Extraction for Fault Diagnosis Based on Wavelet Packet Decomposition: An Application on Linear Rolling Guide. *Advances in Mechanical Engineering*. SAGE Publishing Inc., 25.8.2018, 10(8), 1-12. ISSN 1687-8132.

- [12] Zhong J. a Yang K. Failure Prediction for Linear Ball Bearings Based on Wavelet Transformation and Self-Organizing Map. *Proceedings of 2018 IEEE 4th Information Technology and Mechatronics Engineering Conference (IOTEC 2018)*. Chongqing: IEEE, 14.-16.12.2018, 34-38. ISBN: 978-1-5386-5373-9.
- [13] THK Co. Ltd. Method for Diagnosing Rolling Guide Device Status. Hoshide K., Tojo T., Honjo Y., Furusawa R. a Miyajima A. Patentový spis JP 6747757 B2. 26.8.2020.
- [14] Schaeffler Technologies GH & Co. KG. Verfahren zum Schmieren einer Linearführung. Rudy D. Přihláška vynálezu DE 102017113720 A1. 27.12.2018.
- [15] Chommuangpuck P., Wanglomklang T. a Srisertpol J. Fault Detection and Diagnosis of Linear Bearing in Auto Core Adhesion Mounting Machines Based on Condition Monitoring. *Systems Science & Control Engineering*. Taylor and Francis Ltd., 16.3.2021, 290-303. ISSN 2164-2583.
- [16] Kim M. S., Yun J. P., Lee S. a Park PG. Unsupervised Anomaly Detection of LM Guide Using Variational Autoencoder. *2019 11th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE)*. Bucharest: IEEE, 28.-30.3.2019. ISBN: 978-1-7281-0101-9.
- [17] Kim M. S., Yun J. P. a Park PG. An Explainable Convolutional Neural Network for Fault Diagnosis in Linear Motion Guide. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. IEEE, 31.7.2020, 17 (6), 4036-4045. ISSN 1551-3203.
- [18] Hong D., Bang S. a Kim B. Unsupervised Condition Diagnosis of Linear Motion Guide Using Generative Model Based on Images. *IEEE Access*. IEEE, 28.5.2021, 9, 80491-80499. ISSN 2169-3536.
- [19] Boháček, F. *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: Ediční středisko VUT Brno, 1996. ISBN: 80-214-0829-4.

## Publikace

Jírová, R. Pešík, L a Grega R. An Original Vibrodiagnostis Device to Control Linear Rolling Conveyor Reliability. *Journal of Marine Science and Engineering*. Basel: MDPI, 21.3.2022, 10(3), ISSN 2077-1312.

Jírová, R. a Pešík, L. Analysis of Screw Connection in Air Conditioning Systems. *Scientific journal of Silesian university of technology – series transport*. Faculty of Transport Silesian University of Technology, 2022, 114, 43-54. ISSN 0209-3324.

Škoda Auto a.s. Linearwälführung mit integrierten Diagnosevorrichtung. Jírová R., Jancák M., Pešík L. a Stávek M. Evropský patentový spis EP 3702632 B1. 3.11.2021.

Jírová, R. a Pešík, L. Pneumatic Vibroisolation System of the Base Desk with Natural Frequency Regulation. *Scientific journal of Silesian university of technology – series transport*. Faculty of Transport Silesian University of Technology, 2021, 113, 91-100. ISSN 0209-3324.

Jírová, R. a Pešík, L. Measurement of Screw Connection Parameters of Air Conditioning Systems. *EAN 2021 - 59th International Scientific Conference on Experimental Stress Analysis – Book of Full Papers*. Litomyšl: Česká společnost pro mechaniku z.s., 29.9.-1.10.2021, 80-85. ISBN 978-800106885-4.

Jírová, R. a Pešík, L. Dynamical Load of Linear Rolling Guides. *MM Scince Journal*. June 2020, 3943-3949. ISSN 1803-1269.

Jírová, R. a Pešík, L. Identification and Verification of Dynamic Parameters for the Welding Manipulator. *Scientific journal of Silesian university of technology – series transport*. Faculty of Transport Silesian University of Technology, 2020, 106, 51-61. ISSN 0209-3324.

Jírová, R. a Pešík, L. Examination of Dynamical Parameters of the Production Line Manipulator. *Experimental Stress Analysis – 58th International Scientific Conference, EAN 2020*. Česká společnost pro mechaniku z.s., 19.-20.10.2020, 165-170. ISBN 978-802484451-0.

Bag Development s.r.o. Golfový vozík s bateriovým elektrickým pohonem a sedákem. Svoboda R., Jírová R. a Pešík L. Patentový spis CZ 308 085 B6. 27.12.2019.

Jírová, R. a Pešík, L. Dynamic Load of Linear Guiding Systems in Handling Machines. *Scientific journal of Silesian university of technology – series transport*. Faculty of Transport Silesian University of Technology, 2019, 103, 31-41. ISSN 0209-3324.



Jírová, R. a Pešík, L. Measurement and Simulation of Dynamic Systems Parameters. *Experimental Stress Analysis – 57th International Scientific Conference, EAN 2019 – Conference Proceedings*. Luhačovice: Česká společnost pro mechaniku z.s., 3.-6.6.2019, 175-178. ISBN 978-802145766-9.

Jírová, R., Svoboda R a Pešík L. Seat Suspension System of the Electric Golf Cart. *Scientific journal of Silesian university of technology – series transport*. Faculty of Transport Silesian University of Technology, 2018, 99, 89-94. ISSN 0209-3324.

Jírová, R., Pešík L a Svoboda R. Optimization of Driving Comfort of Golf Cart. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Demänovská Dolina: Springer International Publishing AG, 11.-14.9.2018, 89-94. ISBN 978-303033145-0.

Jírová, R., Svoboda R. a Pešík L. Vibration Isolation of Electric Golf Cart Seat. *Experimental Stress Analysis – 56th International Scientific Conference, EAN 2018 – Conference Proceedings*. Harrachov: Česká společnost pro mechaniku z.s., 5.-7.6.2018, 162-167, ISBN 978-802145766-9.