

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
Fakulta strojního inženýrství

**Doc. Ing. Igor Ballo, DrSc.**

**AKTÍVNE VIBROIZOLAČNE SÚSTAVY  
ACTIVE VIBRATION CONTROL SYSTEMS**

TÉZY PREDNÁŠKY K PROFESORSKÉMU  
MENOVACIEMU POKRAČOVANIU



BRNO 2002

**KLÍČOVÉ SLOVÁ**

aktívne sústavy, vibroizolačné sústavy, elektropneumatické sústavy, elektrohydraulické sústavy, generátor sily, minimálny potrebný výkon

**KEY WORDS**

active systems, vibration control systems, electropneumatic systems, electrohydraulic systems, force generator, minimal needed power

Práce je uložena na FSI VUT v Brně, oddělení vědecké a zahraničních styků

Práca obsahuje životopis a tézy prednášky autora, prednesenej v rámci menovacieho pokračovania za profesora. Po odbornej stránke sa v krátkosti popisujú niektoré výsledky, ktoré dosiahol autor v oblasti výskumu aktívnych vibroizolačných sústav elektrohydraulického a elektropneumatického typu.

## **OBSAH**

Obsah.....	3
1 Úvod .....	6
1.1 Konceptia výskumu aktívnych vibroizolačných zariadení .....	6
1.1.1 Elektrohydraulické vibroizolačné zariadenia.....	6
1.1.2 Elektropneumatické vibroizolačné zariadenie .....	8
2 Vlastnosti generátora kompenzačnej sily .....	9
2.1 Mechanický a matematický model vzduchovej pružiny .....	10
2.2 Štruktúra elektronického regulátora.....	12
2.3 Amplitúdovo-frekvenčné charakteristiky .....	13
3 Výkon, potrebný pri prevádzke aktívnych sústav .....	14
3.1 Odhad výkonu, potrebného pre prevádzku elektrohydraulickej aktívnej vibroizolačnej sústavy pri stacionárnom náhodnom buzení .....	14
3.2 Odhad výkonu, potrebného pre prevádzku elektropneumatickej aktívnej vibroizolačnej sústavy pri stacionárnom náhodnom buzení .....	15
4 Perspektívy ďalšieho vývoja .....	17
Literatúra .....	18
Abstract .....	19

**Igor Ballo** sa narodil 29. 10. 1930 v Košiciach. Otec bol strojný inžinier, pracoval v štátnych službách ako skúšobný komisár parných kotlov. Matka bola domáca. Má dvoch synov. Peter (1960) je kandidát vied, habilitoval sa a pôsobí ako docent na Elektrotechnickej fakulte STU V Bratislave, na Katedre fyziky. Druhý syn Igor (1963) je úspešný podnikateľ v stavebníctve.

Po maturite (1949) začal študovať na Strojníckej fakulte SVŠT v Bratislave. Po jej skončení (1953) nastúpil na Katedru technickej mechaniky na Strojníckej fakulte SVŠT ako odborný asistent. Po dvoch rokoch prešiel na post interného aspiranta na tejže katedre. Kandidátsku dizertačnú prácu na tému „Rozbor vlastností nelineárnych mechanických sústav pomocou elektrických modelov“ obhájil v roku 1961. Habilitoval sa v roku 1965 obhájením habilitačnej práce „Výpočet vlastných frekvencií náhonovej sústavy čerpadiel“, menovaný za docenta bol v roku 1967. Doktorskú dizertačnú prácu „Ohybové kmitanie štíhlych nosníkov a hriadeľov, riešené metódou veľkých konečných prvkov“, obhájil v roku 1989.

Po skončení internej aspirantúry v roku 1959 nastúpil na Slovenskú akadémiu vied, Komisiu teoretickej a aplikovanej mechaniky, ako vedecký asistent. Po obhájení kandidátskej dizertačnej práce (1961) sa stal vedeckým pracovníkom, v roku 1965 mu bol priznaný stupeň „samostatný vedecký pracovník (2a)“. V roku 1973 mu priznali stupeň „vedúci vedecký pracovník (1b)“. Do dôchodku odišiel v roku 1995. V období rokov 1965–1975 bol zástupcom externého riaditeľa ústavu, po vzniku Ústavu materiálov a mechaniky strojov bol vedúcim odboru mechaniky strojov.

Podstatný čas aktívnej činnosti (1959–1995) pôsobil na jednom ústave Slovenskej akadémie vied. Jeho organizačné začlenenie a aj názov sa postupne menili: Komisia teoretickej a aplikovanej mechaniky, Ústav mechaniky a automatizácie, Ústav strojov a automatizácie, Ústav mechaniky strojov, Ústav materiálov a mechaniky strojov.

Jeho vedecko-výskumná činnosť bola zameraná najmä do troch oblastí. V oblasti **ohybového kmitania jednorozmerných kontínúí** rozvinul metódu veľkých konečných prvkov (MVKP), ktorá sa ukázala byť výhodnou najmä v dvoch smeroch. Pri analýze dynamických dejov vystačila s výrazne menším rozmerom matic ako u klasickej MKP, pre dosiahnutie rovnakej presnosti [1]. Druhým charakteristickým rysom MVKP pri výpočtoch bolo isté odseparovanie okrajových podmienok od samotného pružného telesa. Táto vlastnosť metódy umožnila okrem iného ukázať, že je možné vyvážiť pružný rotor nezávisle na okrajových podmienkach [2].

Ďalšou aktivitou bol **výskum aktívnych vibroizolačných sústav**. V prvej etape to boli elektrohydraulické systémy, v ktorých sa po prvý raz použil kompenzačný princíp na rozdiel od používaného spätnoväzobného prístupu [3]. V druhej etape bol predmetom záujmu elektropneumatický systém. Experimentálny výskum potvrdil výhodnú použiteľnosť pri vibroizolácii vodiča–operátora pracovných a dopravných strojov [4, 6]. Teoreticky bol stanovený minimálny potrebný príkon pre činnosť sústavy pri stochastickom budení [7]. Bol

ďalej vypracovaný postup pre stanovenie prenosových vlastností vzduchovej pružiny ako generátora kompenzačnej sily [8].

Treťou oblasťou bola **vibračná diagnostika strojov**. Ťažiskom bolo stanovenie súvisu medzi dynamickými dejmi v stroji a príznakmi, objektívne stanoviteľnými na vhodnom mieste povrchu stroja. Práce sa vykonávali v tesnej spolupráci s viacerými poprednými priemyselnými podnikmi, najmä s DUSLOM a. s. Šaľa a VSŽ a. s. Košice.

Pedagogickú činnosť rozvíjal menovaný najmä na dvoch vysokých školách. V rokoch 1975 až 1981 zaviedol a prednášal pre V. ročník Strojníckej fakulty Vysokej školy dopravy a spojov v Žiline (dnes Žilinská univerzita) predmet „Vybrané state z mechaniky transportnej techniky“. Pre IV. ročník poslucháčov špecializácie Dopravné a pracovné stroje, na Strojníckej fakulte Vysokej školy technickej v Košiciach (dnes Technická univerzita Košice), zaviedol a v rokoch 1982 až 1993 prednášal predmet „Aplikovaná mechanika v dopravnej a manipulačnej technike“. Na dvoch postgraduálnych štúdiách prednášal problematiku Technickej diagnostiky strojov. Pod jeho vedením pripravili a obhájili kandidátsku dizertačnú prácu siedmi pracovníci.

# 1 ÚVOD

Jednou z dôležitých oblastí ochrany ľudského zdravia, ohrozeného vplyvmi okolitého prostredia, je ochrana ľudského jedinca pred nepriaznivými dôsledkami dlhodobého pôsobenia vibrácií na jeho organizmus. Pred účinkami vibrácií treba však chrániť aj niektoré citlivé prístroje a zariadenia. Sústavy, ktoré takúto ochranu poskytujú, zvyknú sa nazývať **vibroizolačnými zariadeniami (sústavami)**.

Výskumu takýchto zariadení sme sa v Ústave materiálov a mechaniky strojov SAV v Bratislave venovali rad rokov. Týmto problémom sme sa začali sústavnejšie zaoberať v priebehu sedemdesiatich rokov. Zamerali sme sa pri tom najmä na vibroizolačné zariadenia, ktoré majú chrániť vodiča–operátora dopravných a pracovných strojov (napr. strojov pre zemné práce) pred nepriaznivými dôsledkami nadmerných vibrácií.

Vibroizolačné zariadenia, ktoré sa v tej dobe bežne používali pre ochranu vodičov–operátorov, boli založené na pružných a tlmiacich vlastnostiach **pasívnych konštrukčných prvkov**. Ochrana pred vibráciami, ktoré tieto pasívne sústavy poskytovali, bola však v okolí 1 až 2 Hz pomerne málo účinná, zlepšovala sa však k vyšším frekvenciám. No vodiči–operátori dopravných a pracovných strojov sú vystavení intenzívnym vibráciám práve pri nízkych frekvenciách. Pre vyhovujúcu ochranu treba zabezpečiť ich vibroizoláciu vo frekvenčnom pásme 1 až 20 Hz.

Približne v tej dobe sa ukázali prvé práce, venované **aktívnym vibroizolačným zariadeniam**. Sú to sústavy, v ktorých okrem pasívnych prvkov pôsobia aj servozariadenia, pozostávajúce zo snímačov mechanických veličín (výchylky, zrýchlenia), z regulátora a výkonného člena. Ich podstata bola a aj je väčšinou elektromechanická. Špecifickým rysom týchto sústav je ich schopnosť poskytovať vyhovujúcu ochranu pred vibráciami aj v spomínanej nízkofrekvenčnej oblasti. To bol dôvod, prečo sa takéto sústavy stali predmetom nášho záujmu.

## 1.1 KONCEPCIA VÝSKUMU AKTÍVNYCH VIBROIZOLAČNÝCH ZARIADENÍ

### 1.1.1 Elektrohydraulické vibroizolačné zariadenia

V prvej časti našich prác sme sa venovali elektrohydraulickej sústave, čiže zariadeniu, v ktorom výkonným orgánom aktívnej časti bol hydraulický valec, ktorého činnosť riadil elektrický signál. Ako svedčí rozsiahla literatúra, venovali sme sa rozličným aspektom sledovanej problematiky. A to ako teoretickým prístupom [3, 7, 8], tak aj experimentálnymi metódami [4, 6] a analógovým modelovaním [5]. Princiálne výsledky, ku ktorým sme v priebehu týchto prác dospeli, možno zhrnúť do nasledujúcich bodov.

a) Pre riadenie aktívnej časti na dosiahnutie vibroizolačného účinku sme vyskúšali ako spätnoväzobný princíp (akcelerometer umiestnený na izolovanom objekte), tak aj princíp kompensácie budiaceho signálu (akcelerometer umiestnený na základni sedadla). Ukázalo sa, že okrem známych pozitívnych vlastností, má spätnoväzobný princíp rad významných negatív. Sú to predovšetkým dva.

aa) V praktických aplikáciách býva niekedy problém zabezpečiť stabilitu rovnovážnej polohy aktívnej časti.

ab) So zvyšujúcim sa stupňom vibroizolácie, klesá v slučke spätnej väzby úroveň užitočného signálu a začína prevažovať šumový signál.

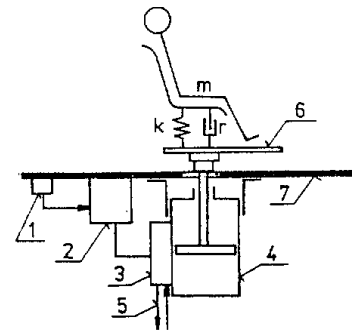
Tieto nedostatky možno odstrániť použitím kompenzačného princípu. V tomto prístupe sa vibroizolačný efekt dosahuje riadením hydraulického servovalca tak, aby jeho výstupná pohyblivá časť sa pohybovala prakticky v protifáze s budiacim signálom. Tento prístup sa veľmi dobre osvedčil a výskum potvrdil, že ho možno veľmi dobre využiť v praktických aplikáciách. Vo všetkých našich ďalších prácach sme použili tento prístup.

b) Spätoväzobný princíp sme však celkom nezavrhlí. Využili sme ho pre stabilizáciu rovnovážnej polohy aktívnej časti. Pri tomto využití sa oba spomínané nedostatky spätoväzobného princípu neuplatnili. Spätoväzobná slučka spracovávala prakticky jednosmerný signál, kde možno fázové pomery signálu veľmi dobre kontrolovať. Ďalej tento systém vstupoval do činnosti iba pri značnejších zmenách rovnovážnej polohy, teda reálny signál, ktorý tento obvod spracovával, bol relatívne vysoký a šumové pomery nehrali významnú úlohu.

c) Dostatočný vibroizolačný efekt v celom požadovanom frekvenčnom pásme (1,0–20 Hz) nebolo možné dosiahnuť iba samotnou aktívnou elektrohydraulickou časťou. Jej účinok bol významný v okolí 1,0 až 2,0 Hz, pri vyšších frekvenciách výrazne klesal. Preto sa ukázalo ako nevyhnutné kombinovať aktívnu časť s pasívnou. Túto požiadavku sme prakticky realizovali tak, že na pohyblivú výstupnú časť elektrohydraulického servovalca, ako výkonného orgánu aktívnej časti, sme pripevnili stávajúce sedadlo vodiča, obr. 1. Toto usporiadanie malo dodatočnú výhodu v tom, že pri poruche aktívnej časti sa zachovala doterajšia úroveň protivibračnej ochrany vodiča.

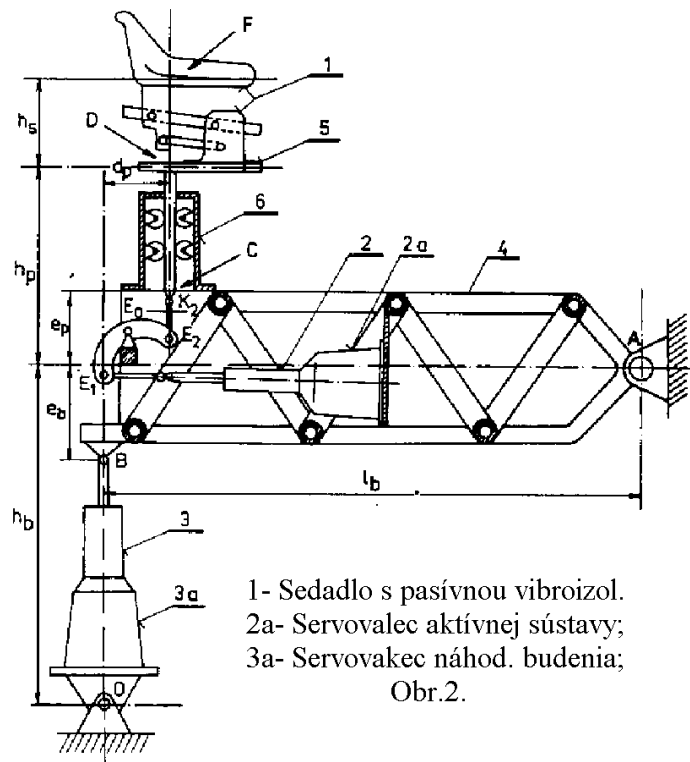
Ako ukázali experimenty, použitím popísaného prístupu bolo možné dosiahnuť významné zlepšenie protivibračnej ochrany vodiča. No pri praktickej realizácii sa prejavili niektoré negatíva, ktoré súviseli so samotnou podstatou použitého princípu. Najmä dve skutočnosti boli značným obmedzením.

Elektrohydraulické zariadenia, použité v popísanej sústave, využívajú pre svoju činnosť hydraulické zosilňovače, ktoré pre dlhodobú bezporuchovú činnosť vyžadujú olej o mimoriadnej čistote. Zabezpečiť v reálnych podmienkach



1- akcelerometer; 2- regulátor;  
3- posúvač; 4- servovalec;  
5- prívod, odvod oleja;  
6- izolovaná plošina; 7- podlaha kabíny

Obr. 1.



1- Sedadlo s pasívnou vibroizol.  
2a- Servovalec aktívnej sústavy;  
3a- Servovalec náhod. budenia;

Obr.2.

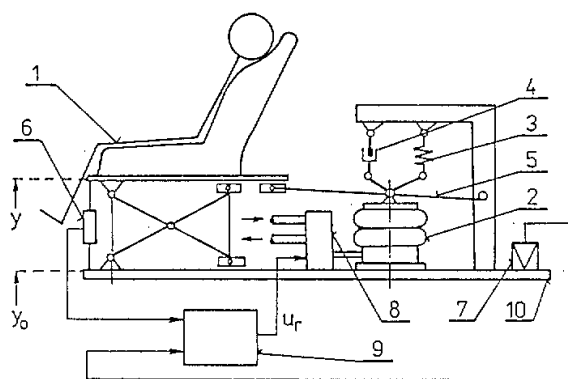
takýto olej býva zložité a neúmerne zdvíha obstarávacie a prevádzkové náklady takejto aktívnej vibroizolačnej sústavy.

Ďalšia neprijemná obmedzujúca vlastnosť vyplýva zo skutočnosti, že aktívna a pasívna časť sú radené sériovo. Tým je celé zariadenie značne rozmerné a jeho zakomponovanie do reálnej konštrukcie býva problematické. Približnú predstavu o priestorových problémoch poskytuje obr. č. 2., na ktorom je schematicky znázornený stand, ktorý sme používali pri experimentálnom výskume.

### 1.1.2 Elektropneumatické vibroizolačné zariadenie

Pre spomenuté negatívne vlastnosti elektrohydraulických systémov, sústredili sme sa v ďalšej etape na elektropneumatické vibroizolačné zariadenia. Pri tom sme využili tie princípy, s ktorými sme mali dobré skúsenosti pri práci s elektrohydraulickými sústavami. Takto sme ďalej využívali kompenzačný princíp pri vytváraní vibroizolačného efektu a spätnoväzobný pri stabilizovaní rovnovážnej polohy.

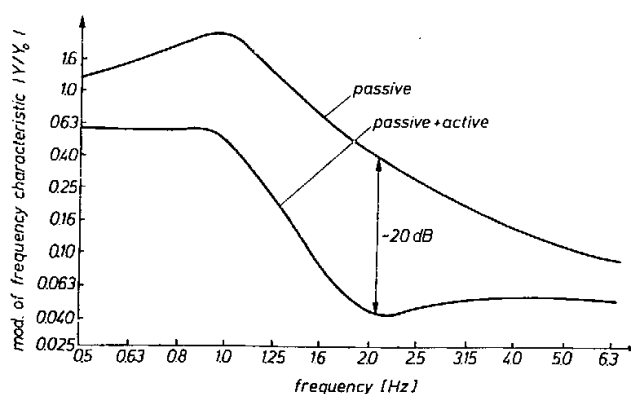
Koncepcia aktívneho elektropneumatického vibroizolačného zariadenia (obr. 3), ktoré sme používali pri našich ďalších prácach, vychádzala zo široko používanej konštrukcie sedadla vodiča s pneumatickou pružinou ako pružného elementu v používanom pasívnom



1- Izolovaný objekt (vodič); 2- Vzduchová pružina; 3,4- Prídavné pasívne prvky; 5- Prevodová páka; 6- Snímač relatívnej výchylky (kompenzácia nulovej polohy); 7- Akcelerometer kompenzačného signálu; 8- Elektricky riadený ventil; 9- Regulator; 10- Podlaha kabíny. Obr. č.3.

vibroizolačnom zariadení. Túto sústavu sme doplnili elektricky riadeným ventilom, ktorým sme mohli vypúšťať a napúšťať (z príslušného zdroja stlačeného vzduchu) vzduch z a do pružiny tak, aby vznikol vibroizolačný efekt. Experimentálny výskum potvrdil, že takto koncipované zariadenie spĺňa predpokladané vlastnosti a že výrazne zlepšuje vibroizolačnú ochranu vodiča v porovnaní s klasickou pasívnou sústavou. Priaznivé vlastnosti takejto sústavy potvrdzujú aj charakteristiky, znázornené na obr. č. 4.

Samotnú vzduchovú pružinu, u ktorej sa aktívny vibroizolačný efekt dosahuje premenným množstvom vzduchu, uzavretého v gumovom vaku (vlnovci), možno z dynamického hľadiska nahradit' paralelne radenou pasívnou pružinou a generátorom kompenzačnej sily. Pri tom je generátor riadený tak, aby ním generovaná dynamická sila bola čo do veľkosti rovná sile, prenášanej pasívnou pružinou, no opačného



Obr. č.4.



znamienka. Tým generovaná sila kompenzuje silu, vyvodzovanú pružinou.

V prvých teoretických prácach, ktoré sme v tomto smere vykonali, sme dynamické vlastnosti generátora kompenzačnej sily odvodili pomocou zjednodušených termodynamických úvah. Výsledok bol, že výsledný vibroizolačný efekt bol výrazný, no iba vo veľmi úzkom frekvenčnom pásme. Rozsiahly výskum ukázal, že príčina tohto nedostatku bola v zjednodušených prenosových vlastnostiach generátora kompenzačnej sily. Ukázalo sa, že pri návrhu obvodov, vytvárajúcich elektrický signál, riadiaci činnosť generátora kompenzačnej sily, je treba použiť skutočné prenosové vlastnosti, stanovené experimentálne. Preto sme teoreticky odvodili a prakticky overili metódu pre experimentálne stanovenie skutočných prenosových vlastností generátora kompenzačnej sily. Ak sme pri návrhu obvodov, generujúcich signál, riadiaci činnosť generátora, resp. signál, riadiaci napúšťanie a vypúšťanie vzduchu, použili takto experimentálne stanovené prenosové vlastnosti ukázalo sa, že možno zabezpečiť veľmi dobré vibroizolačné vlastnosti v celom požadovanom frekvenčnom pásme.

Pri činnosti aktívnej elektropneumatickej vibroizolačnej sústavy hrá pomerne dôležitú úlohu správne nastavenie tlakových parametrov, pretože pre zabezpečenie linearitu systému treba nastaviť tlakové pomery tak, aby sa vo ventile, ktorý ovláda vpúšťanie a vypúšťanie vzduchu, zabezpečila nadkritická rýchlosť jeho prúdenia.

Ďalším dôležitým faktorom sú náklady, ktoré súvisia s prevádzkou aktívnej elektropneumatickej sústavy. Závisia predovšetkým od množstva vzduchu, ktoré treba dodať na prevádzku aktívnej sústavy. Práce v tomto smere vyústili do teoretického výskumu, ktorý preukázal, že množstvo potrebného vzduchu a teda výkon, potrebný na prevádzku sústavy možno odhadnúť v závislosti od charakteru náhodného budiaceho signálu. Tejto problematike sa budeme venovať v nasledujúcej časti.

## 2 VLASTNOSTI GENERÁTORA KOMPENZAČNEJ SILY

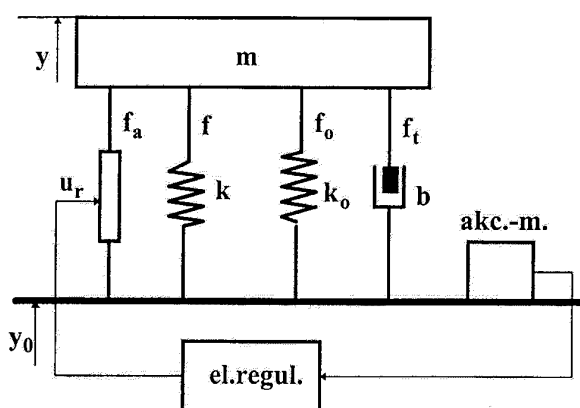
Ako vyplynulo z úvodu, elektropneumatickým aktívnym vibroizolačným sústavám (PNEAVIS) kompenzačného typu sme venovali značnú pozornosť. Napriek tomu sa nie vždy dosiahol optimálny stupeň vibroizolácie chráneného objektu, ktorým v našich prácach bol vodič dopravných, alebo pracovných strojov. Po analýze príčin sme dospeli k záveru, že sme nepoužívali dostatočne presný mechanický a matematický model sústavy a že sa vzduchová pružina vo funkcii generátora kompenzačnej sily modelovala so značnými zjednodušeniami.

V tejto časti sa budeme zaoberať vlastnosťami vzduchovej pružiny, ktorá v sledovaných sústavách plní dvojité úlohu. Uplatňuje sa ako pasívna pružina o pružinovej konštante  $k$  [ $\text{Nm}^{-1}$ ], súčasne však aj ako generátor sily, kompenzujúcej dynamické budiace sily. Vychádzajúc z takejto predstavy, budeme analyzovať aerodynamické deje v pružine a takto stanovíme charakteristiky, popisujúce jej vlastnosti v oboch spomenutých funkciách. Ďalej uvedieme postup, ako možno experimentálne stanoviť jej charakteristiku, ako generátora kompenzačnej sily. Uvedieme tiež jednu takúto konkrétnu charakteristiku. Budeme sa tiež venovať štruktúre a vlastnostiam elektronického regulátora tak, aby spolu s experimentálne stanovenou charakteristikou generátora kompenzačnej sily sústava

poskytovala vyšší vibroizolačný efekt v porovnaní so sústavami, kde sa použil zjednodušený model vzduchovej pružiny ako generátora kompenzačnej sily. V závere tejto časti uvedieme amplitúdovo-frekvenčné charakteristiky staršieho variantu PNEAVIS, zlepšenej sústavy a pasívnej sústavy, tj. sústavy bez účinku generátora kompenzačnej sily.

## 2.1 MECHANICKÝ A MATEMATICKÝ MODEL VZDUCHOVEJ PRUŽINY

Mechanický model sústavy je zobrazený na obr. č. 5. Je to model vibroizolačného zariadenia, ktoré je zabudované do sedadla vodiča pracovného, alebo dopravného stroja. Chráneným telesom bude zvisle sa pohybujúci sedák spolu s vodičom, ako tuhým telesom o hmotnosti  $m$  [kg]. Medzi chráneným telesom a kmitajúcou základňou je zaradená vzduchová pružina, reprezentovaná pasívnou pružinou o pružinovej konštante  $k$  [Nm<sup>-1</sup>], prenášajúcej silu  $f$  a generátorom kompenzačnej sily  $f_a$ . Paralelne k nim je zaradená oceľová pružina o pružinovej konštante  $k_o$  [Nm<sup>-1</sup>], prenášajúca silu  $f_o$  a hydraulický tlmič o tlmiacej konštante  $b$  [Nsm<sup>-1</sup>], prenášajúci silu  $f_t$ . Okrem toho sú do sústavy zaradené dva snímače kinematických veličín.



Obr.č. 5

Jeden je akcelerometer seizmického typu, poskytujúci informáciu o zrýchlení základne. Po spracovaní v regulátore sa jeho signál v podstatnej miere využíva na riadenie generátora kompenzačnej sily vo funkcii PNEAVIS. Druhý snímač sníma relatívnu polohu sedáku a základne. Po spracovaní v regulátore, zabezpečuje jeho signál v prevážnej miere správne nastavenie stredného tlaku v pružine a tým aj nulovej polohy sedáku pri zmene jeho zaťaženia. Pretože funkcia tohto snímača nie je pre výklad o generátore kompenzačnej sily podstatný, nie je na obr. č. 5. znázornený.

Napúšťanie/vypúšťanie vzduchu do/z pružiny v reálnej sústave zabezpečuje elektromagnetický posúvač, ktorý pre prehľadnosť nie je v schéme na obr. č. 5 znázornený. Jeho elektromechanické vlastnosti sú už obsiahnuté v charakteristike generátora kompenzačnej sily.

Efektívny objem  $v(x)$  trojvlnovcovej vzduchovej pružiny, ktorej gumový obal je vystužený textilným kordom, možno aproximovať výrazom:

$$v(x) = v_0 + v_1 \cdot x + v_2 \cdot x^2 \quad (2.1)$$

Podobne efektívnu plochu vzduchovej pružiny možno vyjadriť ako

$$s(x) = s_0 + s_1 \cdot x + s_2 \cdot x^2 \quad (2.2)$$

kde  $x$  je stlačenie (+), resp. roztiahnutie (-) pružiny. Ostatné symboly sú konštanty.

V stave statickej rovnováhy je výška vzduchovej pružiny  $H_0$ , hmotnosť vzduchu v nej je  $m_0$ , abs. tlak  $p_0$  a pretlak  $p_{p0}$ .

Ak izotermickým pochodom vpustíme/vypustíme do/z pružiny vzduch o hmotnosti  $m_r$ , zaznamenáme prírastok/úbytok tlaku  $p_d$ . Ak  $rT$  značí plynovú konštantu a absolútnu teplotu, môžeme tento proces s dostatočnou približnosťou popísať rovnicou:

$$(p_0 + p_d)(v_0 + v_1x + v_2x^2) = (m_0 + m_r).rT \quad (2.3)$$

Pre stav statickej rovnováhy platí:

$$p_0v_0 = m_0.rT \quad v_0 = s_0H_0 \quad (2.4 \text{ a,b})$$

Po vynechaní členov, súvisiacich so statickou polohou a po úprave rovnice (2.3), dostaneme:

$$p_d s_0 = \frac{m_r r T}{H_0} - \frac{(p_0 + p_d)}{H_0} (v_1 x + v_2 x^2) \quad (2.5)$$

Vpúšťanie/vypúšťanie vzduchu sa realizuje elektromagnetickým posúvačom, ktorého činnosť riadi elektrický signál  $u_r$ . Činnosť posúvača možno popísať rovnicou

$$m_r = \mathbf{D}\{u_r\} \quad (2.6)$$

kde  $\mathbf{D}$  je integro-diferenciálny lineárny operátor.

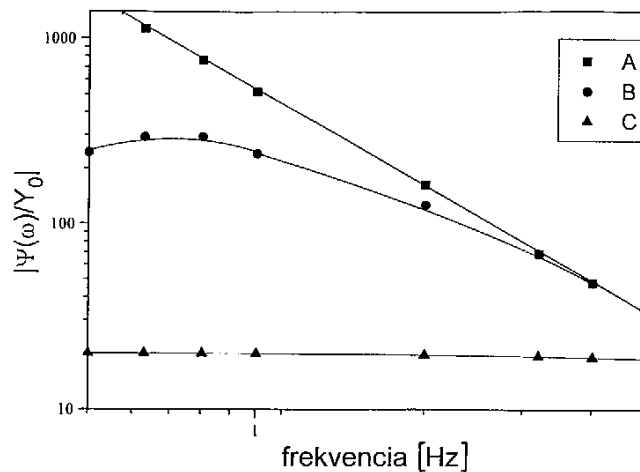
Dynamické vlastnosti reálnej vzduchovej pružiny sú natoľko zložité, že ich sotva možno popísať analyticky. Preto operátor  $\mathbf{D}$  treba stanoviť experimentálne. Spôsob, ako to možno urobiť, vyplynie z rovnice (2.5), ktorá pre  $x \equiv 0$ , v zmysle rovn. (2.6), bude znieť:

$$[p_d]_{x=0} = \frac{rT}{s_0 H_0} \mathbf{D}\{u_r\} \quad (2.7)$$

Na rovnicu (2.7) aplikujme Fourierovu transformáciu. Potom operátor  $\mathbf{D}$  sa zobrazí ako frekvenčná charakteristika  $\Psi(\omega)$ . Ak Fourierove obrazy premenných veličín označíme veľkými písmenami, dostaneme pre frekvenčnú charakteristiku rovnicu:

$$\Psi(\omega) = \frac{[P_d]_{x=0}}{U_r} \cdot \frac{s_0 H_0}{rT} \quad (2.8)$$

Rovnica (2.8) súčasne podáva návod, ako možno experimentálne stanoviť frekvenčnú charakteristiku  $\Psi(\omega)$ , ktorá dostatočne presne popisuje činnosť vzduchovej pružiny ako generátor kompenzačnej sily. Vzduchovú pružinu treba naplniť vzduchom tak, aby sa dosiahol statický stav. To značí, aby sa v pružine dosiahol pretlak  $p_{p0}$  a aby jej výška bola stála (tj.  $x \equiv 0$ ), rovná  $H_0$ . Na elektricky ovládaný posúvač je treba priviesť harmonický signál



obr. 6.

o kruhovej frekvencii  $\omega$  a zaznamenať tlakovú reakciu v pružine. Dosadením oboch hodnôt do(2.8), stanovíme hľadanú frekvenčnú charakteristiku.

Konkrétny priebeh experimentálne stanovenej frekvenčnej charakteristiky  $\Psi(\omega)$  je znázornený na obr. č. 6, krivka B. Krivka A na tomto obrázku znázorňuje analyticky stanovenú frekvenčnú charakteristiku generátora kompenzačnej sily, použitú v starších prácach [6].

## 2.2 ŠTRUKTÚRA ELEKTRONICKÉHO REGULÁTORA

Pre správnu činnosť PNEAVIS treba vygenerovať vhodný elektrický signál, ktorý bude riadiť činnosť elektromagnetického posúvača, ovládajúceho napúšťanie/vypúšťanie vzduchu do/z vzduchovej pružiny tak, aby sa dosiahla maximálna kompenzácia dynamických síl, pôsobiacich pri pasívnej vibroizolácii na chránené teleso. Tento riadiaci signál  $u_r$  dostaneme spracovaním signálu zo snímača zrýchlenia v elektronickom regulátore. Jeho štruktúru je treba navrhnuť tak, aby spolu s frekvenčnou charakteristikou generátora kompenzačnej sily sa zabezpečil maximálny kompenzačný efekt.

Pretože sa budeme zaoberať stacionárnymi dejmi a našim cieľom bude popísať regulátor pomocou frekvenčných charakteristík, sformulujeme jeho matematický model pomocou Fourierových obrazov. Ako skôr, budeme ich označovať veľkými písmenami, zatiaľčo pre originály v časovej oblasti použijeme malé písmená.

Podľa obrázku č. 5, pri výchylke základne ( $y_0$ ) pôsobia na vibroizolované teleso sily, ktoré by sa vyskytovali aj v pasívnej sústave (tzv. pasívne sily). Je to pružná sila  $f$ , prenášaná vzduchovou pružinou pri konštantnom vnútornom tlaku (pružinová konštanta  $k$ ), pružná sila  $f_o$  prídavnej oceľovej pružiny (pružinová konštanta  $k_o$ ) a tlmiaca sila  $f_t$ , prenášaná hydraulickým tlmičom o tlmiacej konštante  $b$ . Okrem toho pripúšťaním a odpúšťaním vzduchu elektricky riadeným posúvačom, pôsobí vzduchová pružina aj ako generátor sily  $f_a$ , ktorý má kompenzovať pôsobenie pasívnych síl.

Ak má vzduchová pružina o charakteristike  $\Psi(\omega)$  kompenzovať pasívne sily, musí pripúšťanie a odpúšťanie vzduchu byť riadené signálom, odvodeným od budenia, čiže od výchylky základne  $y_0$ . Ak by sme riadili pripúšťanie a odpúšťanie signálom, lineárne závislým na  $y_0$ , veľkosť generovanej sily pri danej uhlovej frekvencii  $\omega$  kinematického budenia od základne, bola by daná frekvenčnou charakteristikou pružiny ako generátora sily. Aby sme korigovali frekvenčný priebeh charakteristiky pružiny, ktorý nie je vhodný pre kompenzáciu, použijeme korektor o frekvenčnej charakteristike  $\Phi(\omega)$ , ktorý upraví signál, úmerný výchylke základne na signál, riadiaci pripúšťanie a odpúšťanie vzduchu. Korektor zostrojíme tak, aby medzi jeho charakteristikou a charakteristikou vzduchovej pružiny platil vzťah:

$$\Phi(\omega) \cdot \Psi(\omega) \cong 1_F \quad (2.9)$$

kde  $1_F$  je komplexná konštanta o jednotkovej veľkosti a nulovej fáze.

Frekvenčná charakteristika korektora, vyplývajúca z rovnice (2.9), nie je však v tejto forme vhodná, pretože s frekvenciou by jej absolútna hodnota veľmi rýchlo narastala. Preto ju treba modifikovať tak, aby od istej frekvencie (napr. 5 Hz) sa jej rast spomalil, resp. pri dostatočne vysokej frekvencii (napr. 10 Hz) začal klesať. Takto korigovanú charakteristiku

označíme  $\Phi_K$  a rovnica (2.9) s ňou bude s dostatočnou približnosťou splnená vo frekvenčnom pásme do 5 Hz.

Použitie výstupného signálu z korektora  $u_k$  na riadenie napúšťania a vypúšťania vzduchu do/z pružiny by spôsobil, že kompenzačná sila, ktorou by pôsobila vzduchová pružina na izolované teleso, by mala málo sa meniacu absolútnu hodnotu, blízku jednotke (obr. č. 6, krivka C – pre lepšie zobrazenie sú skutočné hodnoty vynásobené 20×) a málo sa meniacu fázu, blízku nulovej, v celom použiteľnom frekvenčnom pásme. Takáto situácia je však veľmi vhodnou základňou pre účinnú kompenzáciu, pretože signál z korektora a tým aj generovaná kompenzačná sila sú už prakticky frekvenčne nezávislé.

Účinnú kompenzáciu pasívnych síl dosiahneme, ak budeme napúšťanie a vypúšťanie riadiť súčtom dvoch signálov. Jeden dostaneme, ak záporný signál z korektora –  $u_k$  vynásobíme súčtom pružinovej konštanty vzduchovej pružiny  $k$  a pružinovej konštanty oceľovej pružiny  $k_o$ . Pre vytvorenie druhého, ktorý má zabezpečiť kompenzáciu sily, prenášanej tlmičom, treba najprv záporný signál z korektora raz derivovať, čím získame signál, úmerný rýchlosti základne  $V_0^*$  a tento signál vynásobiť tlmiacou konštantou  $b$ . Takto fourierovský obraz kompenzačnej sily  $F_a$ , pôsobiacej na vibroizolované teleso, bude:

$$F_a = K \cdot \Phi_K \cdot \mathcal{P}:[(-k - k_o)Y_0^* - \kappa V_0^* \cdot b] \quad (2.10)$$

V predošlých úvahách sme predpokladali, že máme k dispozícii presnú informáciu o výchylke základne  $y_0$ . Túto však získame pomocou vhodného snímača, ktorým býva skoro vždy seizmický akcelerometer. Jeho signál treba vynásobiť konštantou snímača, aby sme dostali signál, veľkosťou i fázou úmerný zrýchleniu základne. Po dvojnásobnej integrácii v exponenciálnom integrátore dostaneme signál úmerný výchylke základne. Konštanty úmernosti dvoch integrátorov a konštantu snímača môžeme zlúčiť do jednej, ktorá je v rovn. (2.10) označená ako  $K$ . Súčin  $K \cdot Y_0^*$  je potom s dobrou približnosťou číselne rovný obrazu výchylky základne  $Y_0$ . Podobne  $\kappa$  v tejto rovnici označuje konštantu derivátora a súčin  $\kappa \cdot V_0^*$  je prakticky číselne rovný rýchlosti základne.

Využívajúc predošlé úvahy, môžeme zostaviť rovnicu, popisujúcu chovanie celej aktívnej vibroizolačnej sústavy. Pre Fourierove obrazy rovnica bude:

$$(-m\omega^2 + i\omega b + k + k_o) \cdot Y = (i\omega b + k + k_o) \cdot Y_0 + F_a \quad (2.11)$$

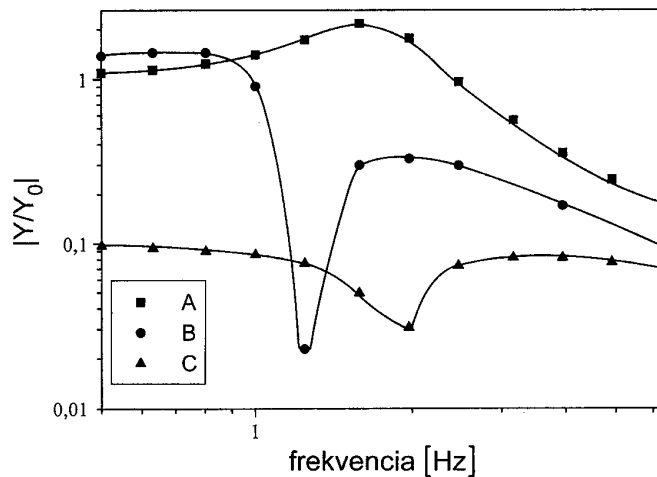
Vidieť, že pravá strana predošlej rovnice bude vplyvom (2.10) blízka nule, čo zodpovedá kompenzačnému princípu.

Je zrejmé, že v rovnicach (2.10, 2.11) nie sú členy, popisujúce účinok signálu, úmerného relatívnej výchylke základne sedadla a sedáku. Do oboch rovníc by sme ich zaviedli celkom analogickým postupom, ako sme ho popísali vyššie. Ovšem rovnice by boli komplikovanejšie a menej prehľadné.

### 2.3 AMPLITÚDOVO-FREKVENČNÉ CHARAKTERISTIKY

Výsledky číselnej simulácie sú zobrazené na obr. č. 7, v podobe amplitúdovo-frekvenčných charakteristík. Krivka B, znázorňuje typickú amplitúdovo-frekvenčnú charakteristiku kompenzačných elektropneumatických aktívnych vibroizolačných sústav, skúmaných v starších prácach. Charakteristickým znakom týchto charakteristík je skutočnosť, že dosahujú veľmi priaznivé, nízke hodnoty, no iba v úzkom frekvenčnom pásme. Pri ostatných frekvenciách sú dosahované hodnoty pomerne vysoké.

Amplitúdovo-frekvenčná charakteristika, prislúchajúca spresnenému modelu, popísanému v tejto časti, je v obr. č. 7 zobrazená krivkou C. Vidieť jej celkovú veľmi nízku úroveň, ktorá pri najnižších zobrazených frekvenciách je približne  $10\times$  nižšia, ako amplitúdovo-frekvenčná charakteristika pasívnej sústavy (obr. č. 7, krivka A), ktorá by vznikla, ak by sme prerušili dofukovanie, resp. vyfukovanie vzduchu do/z vzduchovej pružiny.



Obr.č. 7.

Aj na charakteristike zdokonalenej PNEAVIS sa objavil „zobák“ (obr. č. 7, krivka C), spomínaný pri popise vibroizolačnej sústavy prvej generácie. Ovšem je výrazne menší a svedčí, že kompenzácia ešte nebola celkom optimálna.

Uvádzané charakteristiky boli odvodené pre vibroizolačnú sústavu, charakterizovanú nasledujúcimi, experimentálne stanovenými parametrami:  
 $m=100 \text{ kg}$ ,  $k=6870 \text{ Nm}^{-1}$ ,  $k_o = 5400 \text{ Nm}^{-1}$ ,  $b=560 \text{ Nsm}^{-1}$

### 3 VÝKON, POTREBNÝ PRI PREVÁDZKE AKTÍVNYCH SÚSTAV

Teoretický i experimentálny výskum potvrdili výhodnosť aktívnych sústav pri ochrane človeka a citlivých objektov pred vibráciami. Istým obmedzením pri ich realizácii a v porovnaní s pasívnymi vibroizolačnými sústavami je výkon, potrebný pri ich prevádzke. Podľa niektorých zdrojov dosahuje značné hodnoty, čo môže podstatne obmedziť ich praktickú aplikáciu. Je preto užitočné venovať sa preskúmaniu faktorov, ktoré ovplyvňujú veľkosť výkonu, potrebného na prevádzku aktívnych vibroizolačných sústav.

#### 3.1 ODHAD VÝKONU, POTREBNÉHO PRE PREVÁDZKU ELEKTROHYDRAULICKEJ AKTÍVNEJ VIBROIZOLAČNEJ SÚSTAVY PRI STACIONÁRNOM NÁHODNOM BUDENÍ

V tejto časti sa zameriame na odhad výkonu, potrebného na prevádzku sústavy podľa obr. č. 1., pri predpokladanom budení podľa štandardu ISO 7096. Pri týchto úvahách zanedbáme straty v hydraulikkej sústave.

Teoretický výkon  $N$ , potrebný na prevádzku aktívnej časti (AVIS) je daný súčinom sily  $f(t)$ , ktorou pôsobí servovalec na izolovanú plošinu a rozdielom rýchlostí  $(\dot{y}_1 - \dot{y}_0)$ , kde  $\dot{y}_1$  je zvislá rýchlosť izolovanej plošiny a  $\dot{y}_0$  je zvislá rýchlosť podlahy kabíny:

$$N = f(t) \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_0) = f(t) \cdot \Delta \dot{y} \quad (3.1)$$

Skôr, ako budeme pokračovať v úpravách rovnice (3.1), uvedieme vzťah, používaný v korelačnej analýze [12]:

$$\Delta\dot{y}(t).f(t+\tau) = \int_0^\infty \int_0^\infty h_{\Delta\dot{y}}(\xi).h_f(\eta).y_0(t-\xi).y_0(t+\tau-\eta).d\xi.d\eta \quad (3.2)$$

kde  $h_{\Delta\dot{y}}(\xi)$  a  $h_f(\eta)$  sú impulzné funkcie rýchlosti a sily, dané rovnicami:

$$\Delta\dot{y}(t) = \int_0^\infty h_{\Delta\dot{y}}(\tau).y_0(t-\tau).d\tau \quad (3.3a)$$

$$f(t) = \int_0^\infty h_f(\tau).y_0(t-\tau).d\tau \quad (3.3b)$$

Ak spriemerujeme rovnicu (3.2) v časovej oblasti, dostaneme:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta\dot{y}(t).f(t+\tau)} &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \Delta\dot{y}(t).f(t+\tau).dt = \\ &= \int_0^\infty \int_0^\infty h_{\Delta\dot{y}}(\xi).h_f(\eta) \left[ \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T y_0(t-\xi).y_0(t+\tau-\eta).dt \right] d\xi d\eta \end{aligned} \quad (3.4)$$

no výraz (3.4) je ekvivalentný rovnici:

$$R_{\Delta\dot{y}f}(\tau) = \int_0^\infty \int_0^\infty h_{\Delta\dot{y}}(\xi).h_f(\eta).R_{y_0y_0}(\tau+\xi-\eta).d\xi d\eta \quad (3.5)$$

kde  $R_{\Delta\dot{y}f}$  značí vzájomnú korelačnú funkciu relatívnej rýchlosti izolovanej plošiny a podlahy kabíny a sily, prenášanej zo servovalca na izolovanú plošinu.  $R_{y_0y_0}$  je autokorelačná funkcia výchylky podlahy kabíny.

Porovnaním rovníc (3.1), (3.4) a (3.5) zistíme, že rovnica (3.5) pre  $\tau = 0$  udáva priemerný výkon  $\bar{N}$ . Ak na túto rovnicu aplikujeme Fourierovu transformáciu a po menších úpravách dostaneme konečný výsledok:

$$\bar{N} = R_{\Delta\dot{y}f}(0) = \int_0^\infty |H_{\Delta\dot{y}}|. |H_f|. \cos(\Theta_{\Delta\dot{y}} - \Theta_f) S_{y_0y_0} .d\omega \quad (3.6)$$

Význam jednotlivých symbolov v rovnici (3.6) je:

$|H_{\Delta\dot{y}}|$  – abs. hodnota frekvenčnej charakteristiky relatívnej rýchlosti izolovanej plošiny a podlahy kabíny,

$|H_f|$  – abs. hodnota frekvenčnej charakteristiky sily, ktorou pôsobí servovalec na izolovanú plošinu,

$\Theta_{\Delta\dot{y}}$  – fázový uhol frekvenčnej charakteristiky relatívnej rýchlosti,

$\Theta_f$  – fázový uhol frekvenčnej charakteristiky sily,

$S_{y_0y_0}$  – spektrálna výkonová hustota výchylky podlahy kabíny.

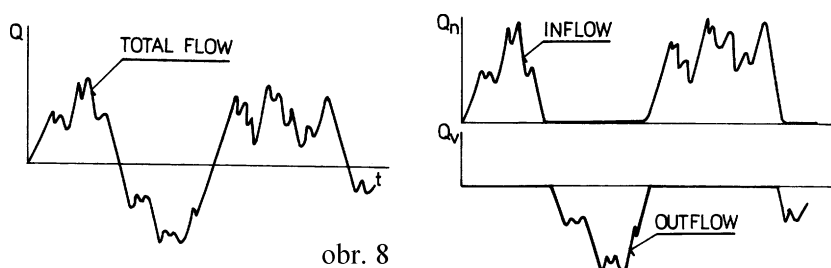
Odvođený výraz pre výpočet priemerného výkonu sme porovnali s experimentálnymi výsledkami. Výkon, potrebný na prevádzku aktívnej sústavy, sme stanovili z merania efektívnej hodnoty rýchlosti piestnej tyče servovalca a z hodnoty tlaku oleja v elektrohydraulickej sústave, o ktorom sme predpokladali, že je prakticky konštantný. Takto stanovený výkon bol 2000W, výkon, vypočítaný pomocou rovnice (3.6) bol 1863 W. Oba výsledky sme dosiahli pri predpokladanej hmotnosti  $m = 75$  kg a pri buzení podľa ISO 7096, 2. trieda strojov. Merania uskutočnil Dr. Juraj Stein.

### 3.2 ODHAD VÝKONU, POTREBNÉHO PRE PREVÁDZKU ELEKTROPNEUMATICKEJ AKTÍVNEJ VIBROIZOLAČNEJ SÚSTAVY PRI STACIONÁRNOM NÁHODNOM BUDENÍ

Elektropneumatická aktívna vibroizolačná sústava (PNEAVIS) je zobrazená na obr. č. 3, jej mechanický model na obr. č. 5. Podstata jej pôsobenia je v pripúšťaní resp.

vypúšťaní vzduchu do a z vzduchovej pružiny 2 (obr. č. 3.), v závislosti od zvislej výchylky podlahy kabíny 10.

Pri zjednodušenom prístupe by sa zdalo, že aj v tomto prípade možno pre výpočet priemerného výkonu, potrebného na prevádzku PNEAVIS použiť rovnicu (3.6). Ovšem



obr. 8

podstata činnosti EPAVIS je iná, ako u elektrohydraulického systému. Preto v tomto prípade je treba použiť odlišný postup.

Podstatu tohto odlišného prístupu možno objasniť pomocou obr. č. 8.

Úplný stacionárny signál, znázornený v ľavej časti obrázku, reprezentuje časový priebeh prietoku stlačeného vzduchu  $Q$  do a z vzduchovej pružiny. V elektricky riadenom proporcionálnom posúvači sa tento prietok rozdelí na dva, ako sú znázornené v pravej časti obrázku. Časť nad nulovou osou  $Q_n$  je prietok, ktorý priteká zo zdroja stlačeného vzduchu do pružiny. Časť pod nulovou osou predstavuje prietok  $Q_v$ , ktorý sa vypúšťa z pružiny do okolitej atmosféry bez toho, aby vykonal užitočnú prácu.

Rozmerové a tlakové pomery v celom systéme PNEAVIS sú volené tak, aby sa zachovali podmienky pre nadkritickú rýchlosť prúdenia vzduchu. Pri takomto type prúdenia množstvo pretečeného vzduchu nie je závislé na tlakovom spáde na posúvači, ale iba na jeho efektívnom otvore. Za týchto predpokladov možno priemerný výkon, potrebný na činnosť PNEAVIS stanoviť ako súčin prietoku  $Q_n$ , odobratého za sekundu zo zásobníka stlačeného vzduchu a absolútneho tlaku v zásobníku  $p_n$ , ktorý pokladáme za konštantný.

Celkový prietok  $Q$  do a z pružiny, ako je znázornený v ľavej časti obrázku 8, možno stanoviť ako súčin efektívneho prierezu vzduchovej pružiny  $S$  [m<sup>2</sup>] a relatívnej rýchlosti koncov pružiny  $\Delta\dot{y}$  [ms<sup>-1</sup>]:

$$Q(t) = S \cdot \Delta\dot{y} \quad (3.7)$$

Spektrálnu výkonovú hustotu (SVH) relatívnej rýchlosti koncov pružiny  $\Delta\dot{y}$  možno stanoviť pomocou údajov, obsiahnutých v spomínanom štandarde ISO 7096. Predpokladajúc konštantný efektívny prierez pružiny  $S$ , možno takto vypočítať SVH celkového prietoku  $Q$ . Pomocou integrálu po frekvencii z SVH prietoku, možno stanoviť disperziu stacionárneho náhodného prietoku  $Q$ . Za predpokladu normálneho rozdelenia hustoty pravdepodobnosti a nulovej strednej hodnoty a zo známej disperzie, možno vypočítať priebeh hustoty pravdepodobnosti celkového prietoku  $g(Q)$ .

Charakteristika elektricky riadeného proporcionálneho posúvača  $\varphi(Q)$  je nelineárna funkcia, ktorá vyberá prietok  $Q_n$  z celkového prietoku  $Q$ . Možno ju zapísať závislosťou:

$$\varphi(Q) = \begin{cases} Q & \dots Q \geq 0 \\ 0 & \dots Q < 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Z teórie náhodných procesov je známe [11], že stredná hodnota  $E_{Q_n}$  stacionárneho ergodického náhodného procesu  $Q_n$ , ktorý sa získa z procesu  $Q$  prechodom nelineárnym obvodom o charakteristike  $\varphi(Q)$ , je daný výrazom:



$$E_{Q_n} = \overline{Q_n} = \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(Q) \cdot g(Q) \cdot dQ \quad (3.9)$$

Dosadením z (3.8) a po úpravách dostaneme:

$$\overline{Q_n} = \int_0^{\infty} Q \cdot g(Q) \cdot dQ = \int_0^{\infty} Q \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_Q}} \cdot e^{-Q^2/2\sigma_Q^2} \cdot dQ = \frac{\sigma_Q}{\sqrt{2\pi}} \quad (3.10)$$

kde symbol  $\sigma_Q^2$  značí disperziu prietoku  $Q$ . Takto stredný výkon PNEAVIS, odobratý vo forme stlačeného vzduchu zo zásobníka, je daný vzťahom:

$$\overline{N_n} = \overline{Q_n} \cdot p_n \quad [W, m^3 s^{-1}, Nm^{-2}] \quad (3.11)$$

Predošlý vzorec udáva teoreticky stanovený výkon, ktorý sa odoberie zo zásobníka stlačeného vzduchu pri prevádzke PNEAVIS. Podľa tohto vzťahu sme vypočítali výkon pre viaceré typy náhodného budenia podľa spomínaného štandardu ISO 7096. Dosiagnuté výsledky sú v nasledujúcej tabuľke:

typ budenia	odobratý výkon
2. trieda zemných strojov	835 W
90 % 2. triedy zemných strojov	677 W
3. trieda zemných strojov	517 W

Výkon, potrebný na stacionárnu prevádzku reálnej PNEAVIS, nainštalovanej v laboratóriu, sme odhadli meraním príkonu elektromotora, poháňajúceho kompresor, ktorý dodával do sústavy stlačený vzduch. Na sedadle bolo nainštalované závažie o hmotnosti 75 kg a náhodné budenie zodpovedalo približne 90 % 2. triedy zemných strojov podľa ISO 7096. Takto stanovený príkon bol 955 W. Vzhľadom na pomerne hrubý spôsob merania možno pravdepodobne súhlas medzi meraním a teoretickým výpočtom akceptovať. Merania výkonu uskutočnil Dr. J. Stein.

## 4 PERSPEKTÍVY ĎALŠIEHO VÝVOJA

Rýchly, všestranný rozvoj mikroelektronických obvodov, zvyšovanie ich spoľahlivosti a znižovanie ceny zapríčinili, že sa stále vo väčšej miere uplatňujú v nových konštrukciách vozidiel a pracovných strojov. Paralelne s týmto vývojom sa zdokonaľujú aj ostatné elektronické prvky, menovite snímače mechanických, hydraulických a pneumatických veličín, ako aj najrozličnejšie prevodníky elektrických signálov, využitých na riadenie pohybu tuhých a tekutých telies. Možno očakávať, že tento trend podporí aj ďalšie zdokonalenie a širšie využívanie aktívnych vibroizolačných zariadení.

Doterajšie práce v oblasti aktívnych vibroizolačných zariadení sa sústreďovali najmä na zdokonaľovanie vibroizolačných vlastností sedadiel vodičov/operátorov dopravných a zemných strojov. Pokroky v oblasti hardvéru a softvéru vytvárajú predpoklad pre ďalšie rozširovanie oblastí využívania aktívnych sústav. Za takéto možno pokladať aj niektoré súčasne využívané sústavy, zlepšujúce ovládateľnosť vozidla, prípadne zlepšujúce efektívnosť pohonu.

Ovšem v tomto smere možno postúpiť aj ďalej. Vo vozidlách, využívajúcich na zavesenie náprav vzduchové pružiny, by bolo možné zaviesť aktívnu sústavu tak, aby celé

vozidlo malo zlepšené vibroizolačné vlastnosti. Možno významnejším efektom zavedenia takýchto sústav by bola možnosť minimalizovať dynamické sily, prenášané z náprav do vozovky. Tento dôsledok by mohol byť významný najmä u ťažkých nákladných vozidiel.

## LITERATÚRA

- [1] Ballo, I.: Vlastné ohybové kmitanie pružných štíhlych nosníkov, riešené metódou veľkých konečných prvkov. *Strojnícky časopis*, XXVI (1975), č. 6., str. 595–602.
- [2] Ballo, I.: Vyvažovanie pružných rotorov, nezávisle od okrajových podmienok. *Strojnícky časopis*, 29 (1978), č. 1., str. 5–17.  
Rozšírené a doplnené znenie uverejnené v *Ingenieur-Archiv*, 50 (1981), č. 3., str. 177–185.
- [3] Ballo, I.: Aktívna vibroizolačná sústava s kompenzáciou budiaceho signálu. In: *Zborník II. konferencie o teorii strojů a mechanismů*, Liberec 1976, str. 335–345.
- [4] Ballo, I., Stein, J., Szuttor, N.: Active Vibration Control System for Operator's Seat for Earth Moving Vehicles. In: *Proc. 2. CISM-IFTOMM Szmposium "Man under Vibration"*, Moskva 1985, str. 298–303.
- [5]. Stein, J., Ballo, I., Dalžuffo, J.: Investigation of Model of Active Vibration Isolating System on an Analogue Computer (in slovak). In *Proc. DYNAMIKA STROJOV*, Štrbské Pleso, Slovakia, Apr. 1979, str. 465–478.
- [6] Stein, J., Ballo, I., Gajarský, M.: Active vibration control system for the driver's seat. In: *Proc. 25th ISATA Silver Jubilee International Symposium on Automotive Technology and Automation*, Croydon 1992, str. 78–86.
- [7] Ballo, I.: Power Requirement of Active Vibration Control Systems. *Vehicle System Dynamics*, 24 (1995), č. 9, str. 683–691.
- [8] Ballo, I.: Properties of Air Spring as a Force Generator in Active Vibration Control Systems. *Vehicle System Dynamics*, 35 (2001), No. 1. str. 67–72.
- [9] Ballo, I.: System of Diagnostic Symptoms in the Vibration Diagnostics of Large Rotating Machines. In: *Proc. 4th International Symposium on Technical Diagnostics*, Kupari 1986, str. 3.9–3.11.
- [10] Kellenberger, W.: *Elastisches Wuchten*. Springer-Verlag 1987, str. 385, 500.
- [11] Kropáč, O.: *Náhodné jevy v mechanických soustavách*. SNTL Praha, 1987.
- [12] Bendat, J. S., Piersol, A. G.: *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*. John Wilwy & Sons New York 1980. Ruský preklad Moskva 1983.

## ABSTRACT

### Active Vibration Control Systems

Mechanical vibrations are recognized as one of important environmental pollutants. Random vibrations, acting on heavy equipment drivers/operators, can invoke severe negative health effects. Therefore any form of vibration reduction is welcome.

The main protective means against the intense mechanical vibrations in heavy-duty machines is the driver's seat suspension system. The most common systems are based on passive elements (steel, rubber and air springs, hydraulic dampers). The increase of their effectiveness is achieved by decreasing their stiffness. However the consequence is the increase in static deflection and large vertical seat movement whilst passing solitary road unevennesses. These factors decrease the comfort feeling of the driver/operator, make the seat mechanism more complicated and increases the demand on installation space.

Effective means supplying high level of protection against the mechanical vibration without the associated negative consequences are the active vibration control systems. On the one hand they are more complicated than the passive ones and for their operation some additional power is needed. On the other hand the vibration mitigation is significantly higher, than that one of the passive protective systems. Additional costs due to more complicated construction and additional power demands can be balanced out by decreasing the absence of driver/operator at work due to their vibration illness and by increasing their working productivity.

In the introduction of this contribution the activities of the author in the research of the active vibration control systems are described. In the following two parts the solution of two specific problems of vibration control systems are introduced.

The second part of this work is concerned with active electro-pneumatic vibration control systems. They are based on controlled in- and out-let of air from the air-spring. As the result of this procedure the compensation force compensating the forces acting on the seat cushion as the result of the deformation of the air-spring is generated. To guarantee the proper function of this system the characteristic of air-spring as the compensation force generator has to be established. The theoretical concept for the experimental evaluation of this characteristic mentioned is introduced in this part.

Another important problem associated with active vibration control systems is the amount of power required for their operation. Individual factors influencing this amount are of practical importance. In the third part of this work the formulas for evaluation of the power required for the operation of active vibration control systems under some simplifying conditions are derived. These formulas are different for electro-hydraulic and electro-pneumatic active systems. The theoretical results are confronted with the experimental results.