Politechnika Krakowska
Im Tadeusza Kościuszki

Wydział Mechaniczny
Instytut Mechaniki Stosowanej

Katedra Dynamiki
Układów Materialnych

Artur Janik

PRACA DOKTORSKA

Wybrane zagadnienia wibroizolacji człowieka siedzącego w pojeździe

Promotor: dr hab. inż. Marek A. Książek, prof. PK

Kraków 2005

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
D-7423

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
OWA-133/2006

Spis treści:

1. Wstęp 5
   1.1. Wprowadzenie 5
   1.2. Przegląd literatury 6
   1.3. Cel pracy 8
   1.4. Układ pracy 8

2. Wybrane problemy dotyczące wibracji ogólnej układu człowiek – siedzisko 11
   2.1. Opis wibracji ogólnej człowieka 11
      2.1.1. Przykłady wibracji ogólnej 11
      2.1.2. Skutki działania wibracji ogólnej 11
   2.2. Dyskomfort wibracyjny przy wibracji ogólnej 12
      2.2.1. Wybrane kryteria oceny dyskomfortu 13
         2.2.1.1. Krzywe wagowe 13
         2.2.1.2. Współczynnik SEAT 14

3. Opis modeli biomechanicznych ciała siedzącego człowieka używanych w pracy 16
   3.1. Cechy modeli 16
   3.2. Modele pasywne jedno i dwu masowe 16
   3.3. Modele aktywne siedzącego człowieka z oparciem i bez oparcia 17

4. Wybrane metody optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych 20
   4.1. Metoda Wienera – Hopla 20
      4.1.1. Ogólna procedura optymalizacji 20
      4.1.2. Założenia dotyczące wymuszeń 22
      4.1.3. Przykłady optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych 23
      4.1.4. Porównanie współczynnika jakości SEAT dla pasywnych i optymalnych układów wibroizolacji siedzisk 26
   4.2. Metoda oparta na aplikacji teorii „fuzzy logic" 29
      4.2.1. Układ człowiek – siedzisko jako układ aktywny sterowany kontrolerem „fuzzy logic" 29
      4.2.2. Procedura doboru kontrolera „fuzzy logic" 30
      4.2.3. Aplikacja ogólnej procedury do układu HBM+VIS 32
         4.2.3.1. Wybór kontrolerów FLC dla prezentowanego układu HBM + VIS 32
         4.2.3.2. Zapis reguł działania kontrolera FLC 33
         4.2.3.3. Kryterium efektywności działania kontrolera 33
      4.2.4. Porównanie efektywności działania wybranych kontrolerów FLC przy wymuszeniu typu biały szum 34

5. Optymalna wibroizolacja ogólnego modelu biomechanicznego siedzącego człowieka z uwzględnieniem predykcji 35
   5.1. Prezentacja problemu 35
   5.2. Ogólne rozwiązanie problemu 35
   5.3. Wpływ predykcji na układy optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka 37
      5.3.1. Proste modele biomechaniczne ciała siedzącego człowieka 37
      5.3.2. Formy kryterium wibroizolacji przyjęte do obliczeń 38
      5.3.3. Rodzaje wymuszeń przyjęte do obliczeń 39
      5.3.4. Obliczenia analityczne i numeryczne 52
   5.5. Podsumowanie 62

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

6. Dynamika układu aktywny model biomechaniczny (AHBM) – pasywny układ wibroizolacji (PVIS) 63
6.1. Dynamika układu: aktywne modele biomechaniczne (AHMB), (bez oparcia – „back – off" i z oparciem – „back – on") – pasywny liniowy układ wibroizolacji (PVIS) 63
6.1.1. Prezentacja problemu 63
6.1.2. Założenia dotyczące wymuszeń 64
6.1.3. Stabilność badanych układów AHMB + PVIS dla modeli „back – off" i „back – on" 64
6.1.4. Odpowiedzi dynamiczne na wymuszenie harmoniczne 67
6.1.5. Odpowiedzi dynamiczne na wymuszenie przypadkowe 72
6.2. Wpływ nieliniowości na dynamikę układu: aktywne modele biomechaniczne (AHBM) – pasywny nieliniowy układ wibroizolacji (PVIS) 75
6.2.1. Rodzaje nieliniowości wprowadzonych do nieliniowego układu wibroizolacji 76
6.2.2. Wpływ wybranych nieliniowości na wybrane wielkości kinematyczne układu AHMB+PVIS przy wymuszeniach harmonicznych 78
6.2.2.1.1. Wpływ nieliniowej siły sprężystości (F) 78
6.2.2.1.2. Wpływ nieliniowej siły tłumiącej (R) 80
6.2.2.1.3. Wpływ siły kulombowskiej (T) 82
6.2.3. Wpływ wybranych nieliniowości na wybrane wielkości kinematyczne układu AHMB+PVIS przy wymuszeniach przypadkowych 84
6.3. Podsumowanie 85

7. Optymalna wibroizolacja złożonych modeli aktywnych 86
7.1. Procedura doboru optymalnego układu wibroizolacji dla modeli nieminimalno-fazowych 86
7.1.1. Forma kryterium wibroizolacji 88
7.1.2. Przypadek modelu „back – off" 88
7.1.3. Przypadek modelu „back – on" 92
7.2. Optymalne układy wibroizolacji z predykcją dla modeli aktywnych 95
7.2.1. Forma kryterium wibroizolacji 96
7.2.2. Przypadek modelu „back – off" 96
7.2.3. Przypadek modelu „back – on" 100
7.3. Podsumowanie 104

8. Wrażliwość optymalnych układów wibroizolacji aktywnych modeli biomechanicznych na nieliniowe zmiany strukturalne 105
8.1. Optymalny układ wibroizolacji (OVIS) jako złożenie układów aktywnego i pasywnego 105
8.2. Badania symulacyjne wpływu elementów nieliniowych wprowadzonych dodatkowo do części pasywnej OVIS 108
8.3. Podsumowanie 110

9. Zakończenie 111
9.1. Wnioski 111
9.2. Kierunki dalszych badań 114
Literatura 115

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1. Wstęp

1.1. Wprowadzenie

Wibroizolacja ciała kierowcy podczas jazdy samochodem, transport chorego w karetce pogotowia czy też bezpieczeństwo przewożonego ładunku stanowią problemy stojące przed konstruktorami wszelkiego typu pojazdów. Aby te problemy rozwiązać niezbędne są badania doświadczalne z udziałem ludzi, pozwalające na oszacowanie wszelkiego typu zagrożeń wibracyjnych pochodzących od siedzisk, czy w dalszej kolejności od zawieszeń pojazdów.

Badania te można podzielić na trzy kategorie: 1) badania na ludziach mające na celu oszacowanie charakterystyk statycznych i dynamicznych ciała człowieka poddanego wibracjom, 2) badania siedzisk na etapie projektowania i budowania prototypów, 3) badania układów siedzisko - człowiek. Kategoria pierwsza to badania wymagające dużych nakładów finansowych oraz zgody komisji etyki lekarskiej. Wyniki tych badań sprowadzają się do wyników statystycznych opisujących charakterystyki amplitudowo - częstotliwościowe oraz fazowo - częstotliwościowe ciała siedzącego człowieka dla różnych pozycji ciała np. z oparciem lub bez oparcia. Kategoria druga dotyczy badań konstruktorskich, typowych dla wszelkiego rodzaju maszyn z tym tylko wyjątkiem, że wyniki tych badań powinny, w ostatecznym rezultacie dać takie siedzisko, które spełnia wymogi istniejących norm dotyczących wpływu wibracji na człowieka. Badania kategorii pierwszej i drugiej prowadzą bezpośrednio do trzeciej kategorii badań, gdzie zaprojektowane siedzisko czy w ogólności zawieszenie sprawdza się w określonych warunkach na pewnej grupie ludzi uważanej za grupę reprezentatywną dla potencjalnych użytkowników siedziska. Powyższe problemy są na bieżąco rozwiązywane przez przemysł motoryzacyjny, jednak ze względu na swoją złożoność stanowią niekończący się problem. Prezentowana praca dotyczy teorii optymalnej wibroizolacji ciała siedzącego człowieka, poprawienia jakości wibroizolacji poprzez wprowadzenie aktywnych układów oraz uwzględnienia czasu predykcji. Przedstawiono w niej różne sposoby analizy i syntezy optymalnych układów wibroizolacji dla różnych modeli ciała siedzącego człowieka. Analityczne i numeryczne wyniki mogą być wykorzystane w dalszych badaniach nad układem człowiek - siedzisko.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1.2. Przegląd literatury

Rozważanym w pracy zagadnieniom poświęcona jest bardzo duża opracowań, publikacji i książek. W pracy opierano się na wybranych pozycjach, mających bezpośredni związek z opracowanymi tematami. W celu lepszego omówienia literatury podzielono ją na następujące grupy tematyczne:

I) Modele biomechaniczne siedzącego człowieka.
II) Komfort siedzącego człowieka poddanego wibracjom.
III) Optymalna wibroizolacja modeli biomechanicznych siedzącego człowieka.
IV) Wpływ czasu predykcji na optymalną wibroizolację modeli biomechanicznych siedzącego człowieka.

W pierwszej grupie tematycznej można znaleźć wszystkie zagadnienia dotyczące modeli biomechanicznych ciał ludzkiego. Należą do nich zagadnienia dotyczące metod modelowania ciała ludzkiego jako układu dynamicznego, opis istniejących struktur modeli, identyfikacja nieliniowości tłumienia i sprężystości występujących w ciele ludzkim, modelowanie zmian zmęczeniowych, modelowanie sił rozwijanych przez poszczególne mięśnie, modelowanie chodu, skoków, reakcji ciała na uderzenia itd. W pracy skupiono się na modelach biomechanicznych siedzącego człowieka. Modele te możemy podzielić na liniowe [K8], nieliniowe [H3], aktywne [K4], [K5], [K6] i pasywne [K8], jednowymiarowe (osiowe) [K8], płaskie i przestrzenne [K8].

Druga grupa tematyczna opisuje zagadnienia komfortu siedzącego człowieka poddanego wibracjom ogólnym. Poza normami polskimi i międzynarodowymi takich jak np. [A2], [B3], [I1], [P8] istnieje szereg publikacji dotyczących tzw. krzywych wagowych [B3], [J2], [K8] czy współczynnika SEAT(Seat Effective Amplitude Transmissibility) [J2]. Kraje o bardzo dobrze rozwiniętym przemyśle samochodowym prowadzą szeroko zakrojone badania nad dyskomfortem wibracyjnym. Dahlberg w artykule [D2] przedstawia dla modelu o dwóch stopniach swobody dwa kryteria wibroizolacji: komfort jazdy i przyczepność samochodu do drogi przy wymuszeniu pochodzącemu od profilu drogi w postaci gaussowskiego procesu stacjonarnego. Komfort jazdy opisuje przy pomocy odpowiedzi modelu człowieka na pionowe przyspieszenie siedziska pojazdu zgodnie z normą ISO 2631 [I1], a przyczepność pojazdu do drogi przy pomocy siły pomiędzy drogą a kołem pojazdu. Układ jest optymalizowany dla ważonego kryterium wibroizolacji. W artykule [N3] zestawiono normy międzynarodowe dotyczące wibracji siedzącego człowieka-operatora oraz dawki wibracji przekazywanych na ciało siedzącego człowieka.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Problem dyskomfortu opisanego przy pomocy współczynnika SEAT poruszany jest w następujących artykułach: [J2], [L2], [N2], [P3]. Janik i Książek w artykule [J2] opisują dyskomfort ciała siedzącego człowieka poddanego wibracjom ogólnym przy wymuszeniu pochądzaccgo od drogi w postaci białego szumu i szumu kolorowego dla prostych modeli biomechnicznych siedzącego człowieka. Lewis i Griffin w artykule [L2] przedstawiają dwa aktywne układy wibroizolacji dla jedno i dwumasowego modelu człowieka siedzącego poddanego pionowym wibracjom. Dla takich modeli obliczono współczynniki SEAT związane z wartością średnią przyspieszenia oraz z wartością dawki wibracji. Neil w artykule [N2] bada przyspieszenia przy pomocy akcelerometrów umieszczonych na siedzisku samochodu a następnie oblicza dawkę wibracji i współczynnik SEAT. W artykule [K11] podano nowy sposób opisu stopnia dyskomfortu siedzącego człowieka oraz dyskomfortu i wydajności pracy operatora narzędzi ręcznych opartych na teorii zbiorów rozmytych. Paddan i Griffin w artykule [P3] badają efektywność wibroizolacji 100 siedzisk w pojazdach podzielonych na 14 ketegorii (samochody, vany, półciężarówki, traktory, koparki, walce, kosiarki, helikoptery itp.). Efektywność dyskomfortu została w tym artykule opisana za pomocą współczynnika SEAT po przez pomiar przyspieszenia pionowego na drzwiach i siedziskach pojazdów. Wartości współczynnika SEAT opisano dwoma alternatywnymi metodami: wartością r.m.s. przyspieszenia oraz wartością dawki wibracji. Do opisu dyskomfortu autorzy posłużyli się krzywymi wagowymi zawartymi w normach międzynarodowych [B3].

Trzecia grupa tematyczna obejmuje optymalną wibroizolację modeli liniowych [D1], [E2], [K8] i nieliniowych [K8], [P3]. Grupa ta zawiera zagadnienia optymalnej wibroizolacji siedzącego człowieka. Podzielono ją na wibroizolację modeli liniowych [D1], [E2] i nieliniowych [R2]. Dahlberg w artykule [D1] optymalizuje jednomasowy liniowy model człowieka siedzącego poddanego wibracjom pochodzącym od profilu drogi traktowanym jako gausowskie przypadkowe wymuszenie. Esmailzadeh i Jalili w artykule [E2] opisują oddziaływanie pojazd-pasażer-struktura podczas przejazdu pojazdu przez most. Rozpatrywali „model połowy pojazdu" o sześciu stopniach swobody. Redfield i Karnopp w publikacji [R2] opisują aktywny model pojazdu o dwóch stopniach swobody ze sprzężeniem zwrotnym o wzmocnieniu k. Badają częstotliwość rezonansową masy wibroizolowanej, przemieszczenia względne pomiędzy drogą a zawieszeniem oraz siłę kontaktu pomiędzy oponą a drogą.

W czwartej grupie tematycznej opisano wpływ czasu predykcji na układy optymalnej wibroizolacji ciała siedzącego człowieka. Wpływ czasu predykcji na układy optymalnej wibroizolacji można znaleźć na przykład w następujących pozycjach bibliograficznych: [L3], [L4], [R3], [T1] (wibroizolacja aktywna), oraz [B2], [J3], [J4], [K14] (wibroizolacja pasywna).

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Literaturę podzielono na dwie części: jedna dotyczy zawieszeń aktywnych a druga pasywnych. Bender w pracy [B2] opisuje liniowy model pojazdu, optymalizuje układ zawieszenie pojazd przy użyciu metody Wienera. Książek i Janik w artykułach [J3], [J4], [K14] opisują wpływ czasu predykcji na układy optymalnej wibroizoalacji ciała siedzącego człowieka. Rozpatrywane są dwa modele siedzącego człowieka jedno i dwu masowy z pasywnym i optymalnym układem wibroizolacji. Wymuszeniami są procesy przypadkowe typu biały szum i szum kolorowy. Założone kryteria wibroizolacji mają postać prostą i złożoną. W artykułach tych porównano między sobą kryteria wibroizolacji dla poszczególnych modeli i układów wibroizolacji. Louam et. al. w artykule [L3] przedstawiają wpływ czasu predykcji na optymalizację przemieszczenia pojazdu poruszającego się po drodze o znanym profilu. Autorzy rozpatrują dwa aktywne modele zawieszenia typu „połowy i ćwiartki" samochodu. Louam et. al. w artykule [L4] zajmuje się optymalizacją przemieszczenia przednich i tylnych kół pojazdu poruszającego się po drodze o znanym profilu, przy czym sygnał z przednich kół pojazdu jest przekazywany na koła tylne. Rozpatrują aktywny model zawieszenia typu „połowy" samochodu. Roh i Park w pracy [R3] wprowadzają zagadnienie predykcji w aktywnym zawieszeniu pojazdu. Wynikające rozwiązanie jest połączeniem deterministycznego optymalnego kontrolera predykcji i stochastycznego optymalnego estymatora. Optymalny estymator jest tam opisany jako filtr Kalmana powiększony o sygnał, jaki zbiera sensor z drogi sprzed pojazdu. Autorzy rozważyli dwumasowy model ćwiartki pojazdu by zweryfikować go z proponowaną kontrolą predykcji. Thompson et. al. w artykule [T1] optymalizują przemieszczenie aktywnego zawieszenia pojazdu na przykładzie modelu „ćwiartki" samochodu, poruszającego się po drodze o znanym profilu z uwzględnieniem czasu predykcji.

1.3. Cel pracy

Celem pracy jest analiza, synteza i porównanie optymalnych układów wibroizolacji ciała siedzącego człowieka - kierowcy przy następujących założeniach:

- Ciało człowieka jest reprezentowane przez liniowe, pasywne i aktywne modele biomechaniczne,
- Wymuszenia działające na układ złożony z modelu biomechanicznego oraz układ wibroizolacji są stacjonarnymi, ergodycznymi procesami przypadkowymi typu biały szum i szum kolorowy.
- Kryterium wibroizolacji zawiera dyspersje przemieszczeń względnych pomiędzy poszczególnymi masami układu oraz dyspersje przyspieszeń tych mas.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Cel składa się z kilku celów częściowych. Zarówno analiza układu człowiek - siedzisko jak i synteza optymalnych zawieszeń siedziska stanowią cele częściowe. W pracy, poprzez liczne aranżacje układu człowiek – siedzisko postawiono sobie także za cel pokazanie szeregu interesujących aspektów zagadnień wibroizolacji układu człowiek – siedzisko oraz metod ich konkretnego rozwiązania, bądź to w formie analitycznej bądź numerycznej. Szczególnym, najważniejszym celem częściowym, była optymalna wibroizolacja aktywnego modelu człowieka siedzącego przy uwzględnieniu czasu predykcji.

1.4. Układ pracy

Praca składa się ze wstępu, z siedmiu rozdziałów oraz z wniosków końcowych i spisu literatury.

Zawartość poszczególnych rozdziałów przedstawia się następująco:

Pierwszy rozdział zawiera wstęp, przegląd literatury, cel i układ pracy. W drugim rozdziale omówiono problem dyskomfortu wibracyjnego, sposoby jego oceny przy pomocy krzywych wagowych i współczynnika SEAT. Przeprowadzono analizę układu człowiek-układ wibroizolacji dla dwóch wybranych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka oraz obliczono współczynniki SEAT. W trzecim rozdziale omówiono i opisano modele biomechaniczne ciała siedzącego człowieka wykorzystane w pracy. Rozdział czwarty zawiera porównanie efektywności dwóch metod wibroizolacji dla liniowego modelu biomechanicznego siedzącego człowieka o 2-ch stopniach swobody. W rozdziale tym są porównane układy wibroizolacji otrzymane metodą Wienera-Hopfa oraz metodą doboru urządzenia sterującego opartego na teorii zbiorów rozmytych, czyli na doborze tzw. kontrolera „Fuzzy Logic". W rozdziale piątym przedstawiono procedurę optymalnej wibroizolacji z uwzględnieniem czasu predykcji dla ogólnego, dyskretnego modelu biomechanicznego ciała siedzącego człowieka. Podano ogólną postać kryterium wibroizolacji, ogólne rozwiązanie problemu oraz przykłady otrzymanych teoretycznych układów wibroizolacji. Rozpatrzono dwa modele człowieka-operatora z pasywnymi optymalnym układem wibroizolacji przy wymuszeniu typu biały szum i szum kolorowy dla różnych przyjętych form kryteriów wibroizolacji. Przeprowadzono analizę analityczną i numeryczną optymalnej wibroizolacji w/w modeli. Porównano zsyntetyzowane optymalne układy wibroizolacji z układami pasywnymi. Kryteria wibroizolacji przyjęto w formie dwu i cztero składnikowej. Rozdział szósty jest poświęcony dynamice układu aktywny model biomechaniczny - pasywny układ wibroizolacji. W rozdziale tym opisano stabilność badanych układów, pokazano odpowiedzi dynamiczne układu na wymuszenie

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

kinematyczne przy wymuszeniach harmonicznych i przypadkowych dla różnych amplitud wymuszenia. W rozdziale siódmym przedstawiono optymalną wibroizolację aktywnych modeli biomechanicznych typu „z oparciem" i „bez oparcia" bez i z uwzględnieniu czasu predykcji. W rozdziale tym przedstawiono procedurę optymalnej wibroizolacji w/w modeli, dla różnych postaci kryteriów wibroizolacji oraz różnych rodzajów wymuszeń. Przeprowadzono analizę numeryczną optymalnej wibroizolacji w/w modeli. W rozdziale ósmym opisano wrażliwość optymalnych układów wibroizolacji aktywnych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka na elementy nieliniowe zawarte w układzie wibroizolującym. Model ciała siedzącego człowieka wraz z układem wibroizolacji przedstawiono jako układ zamknięty, funkcję opisującą układ wibroizolacji podzielono na część pasywną i optymalną. Do części pasywnej zaaplikowano wybraną nieliniowość opisaną wcześniej w rozdziale 6. Przeanalizowano wpływ tej nieliniowości na wybrane wielkości kinematyczne modelu przy wymuszeniu przypadkowym typu szum kolorowy dla różnych amplitud wymuszenia. Rozdział 9 zawiera wnioski ogólne i kierunki dalszych badań. Praca kończy się spisem literatury.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

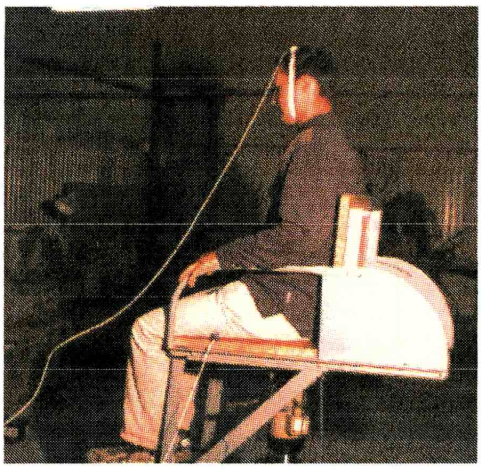
2. Wybrane problemy dotyczące wibracji ogólnej układu człowiek - siedzisko

2.1. Opis wibracji ogólnej człowieka

2.1.1. Przykłady wibracji ogólnej

Istnieje bardzo duża ilość sytuacji gdzie człowiek jest poddany tzw. wibracji ogólnej. Takiej wibracji są poddani operator kafara, jeździec na koniu, pilot helikoptera, pacjent w karetce, drużyna w transporterze opancerzonym, kierowca czy pasażer autobusu. Poniżej przedstawiono przykłady wibracji ogólnej ciała człowieka. Na rysunku 2.1. przedstawiono w sposób humorystycznych wibrację ogólną jakiej poddany jest pasażer promu, czy łodzi i jej domyślne skutki. Na rysunku 2.2. przedstawiono siedzącego człowieka poddanego wibracji ogólnej w czasie badań przeprowadzanych w Laboratorium Katedry Dynamiki Układów Dynamicznych Politechniki Krakowskiej pod kierunkiem promotora pracy.

Rys.2.1.

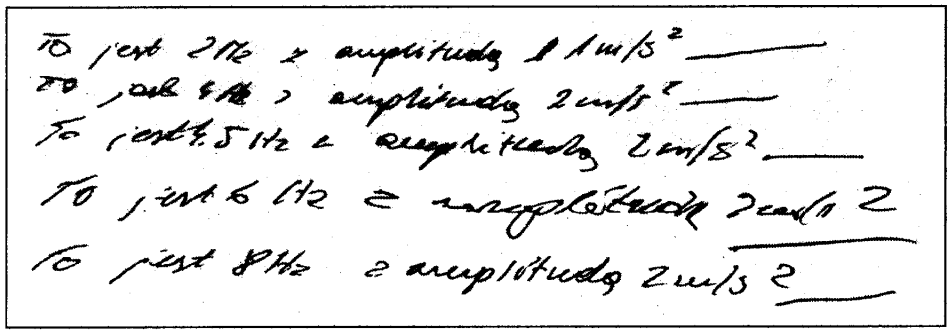


Rys.2.2.

2.1.2. Skutki działania wibracji ogólnej

Skutki działania wibracji mogą mieć różnorodny charakter. Mogą one mieć ujemny wpływ na człowieka powodując różnego typu schorzenia od dynamicznych zmianach w strukturze kręgosłupa po zmiany metaboliczne czy nadwerężenia mięśni. Wibracja może też przeszkadzać w wykonywaniu pewnych czynności. W Laboratorium Katedry Dynamiki Układów Dynamicznych Politechniki Krakowskiej pod kierunkiem promotora pracy i przy udziale autora przeprowadzono badania testowe próby pisma. Badanie to polegało na tym, że osoba, która siedziała na fotelu miała za zadanie pisać odpowiedni tekst, podczas gdy wzbudnik był uruchomiony.

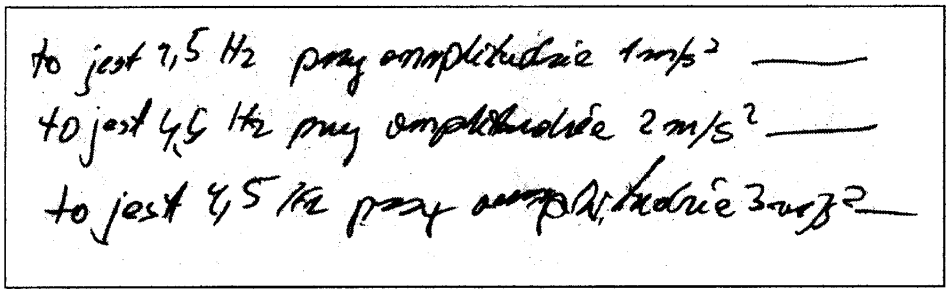
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys.2.3. Wyniki testu próby pisma w zależności od zmiany częstotliwości

W pierwszym przypadku wymuszenie na wzbudniku było typu sinusoidalnego o wartości skutecznej przyspieszenia 2[m/s^2] RMS. Zmieniała się natomiast sekwencyjnie częstotliwość: 2[Hz], 4[Hz], 4.5[Hz], 6[Hz], 8[Hz]. Wyniki testu przedstawiono na rysunku 2.3.

W drugim przypadku stała była częstotliwość, która wynosiła 4.5[Hz] a zmieniało się przyspieszenie: 1[m/s^2], 2[m/s^2], 3[m/s^2]. Wyniki testu przedstawiono na rysunku 2.4



Rys.2.4. Wyniki testu próby pisma w zależności od zmiany przyspieszenia

Wpływ wibracji ogólnej na próby pisma jest tutaj bardzo widoczny i nie wymaga dalszego komentarza.

2.2. Dyskomfort wibracyjny przy wibracji ogólnej

Pojęcie dyskomfortu jest trudne do zdefiniowania ze względu na bardzo dużą ilość czynników obiektywnych i subiektywnych go opisujących. Wśród czynników obiektywnych decydujących o dyskomforcie wibracyjnym do najważniejszych należą zakres częstotliwości wibracji przekazywanych na człowieka, amplitudy przyspieszeń i przemieszczeń siedziska oraz dawki energii dostarczonej do ciała człowieka w danym okresie czasu. W pracy [K9], [K10] zaproponowano nową skalę oraz metodę oceny dyskomfortu wibracyjnego. Wprowadzono obiektywną i subiektywną definicję dyskomfortu. Metodę oceny dyskomfortu oparto na teorii zbiorów rozmytych. Istnieje wiele kryteriów oceny wpływu wibracji na człowieka. Część z nich

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

jest uznawana za obowiązujące przez daną federację krajowe lub międzynarodowe. Są one używane do oceny stopnia narażenia na wibrację ogólną. Większość z tych kryteriów są to kryteria jednoparametrowe takie jak doza drgań, moc absorbowana przez ciało ludzkie, czy przyspieszenie jedno lub trójkierunkowe mierzone na maszynie w miejscu jej kontaktu z człowiekiem. Poniżej zamieszczono dwa wybrane kryteria a mianowicie krzywe wagowe i współczynnik SEAT. Drugie z nich zostało użyte w dalszej części pracy.

2.2.1. Wybrane kryteria oceny dyskomfortu

2.2.1.1. Krzywe wagowe

Czułość człowieka na wibracje w poszczególnych pasmach częstotliwości jest opisywana za pomocą tzw. krzywych wagowych [I1], [B3]. Spośród istniejących krzywych wagowych w niniejszym opracowaniu uwzględniono krzywe W_b i W_f. Krzywa wagowa W_b, jest stosowana do oceny jakości siedzisk w zakresie częstotliwości 0,5 ÷ 80 [Hz] przy wymuszeniach pionowych w kierunku osi z układu bazycentrycznego ciała człowieka, zaś krzywa W_f używana jest do oceny choroby lokomocyjnej przy wibracjach o częstotliwościach od 0,1 do ok. 0,5 [Hz]. Analityczne krzywe wagowe są opisane następującymi wzorami:

$$W_i(s)=H_{f_i}(s)\,H_i(s) \tag{1}$$

$$i=b,f \tag{2}$$

$$s=j2\pi f \tag{3}$$

$$H_{f_i}(s)=\frac{s^2 4\pi^2 f_2^2}{\left(s^2+\frac{2\pi f_1 s}{Q_1}+4\pi^2 f_1^2\right)\left(s^2+\frac{2\pi f_2 s}{Q_1}+4\pi^2 f_2^2\right)} \tag{4}$$

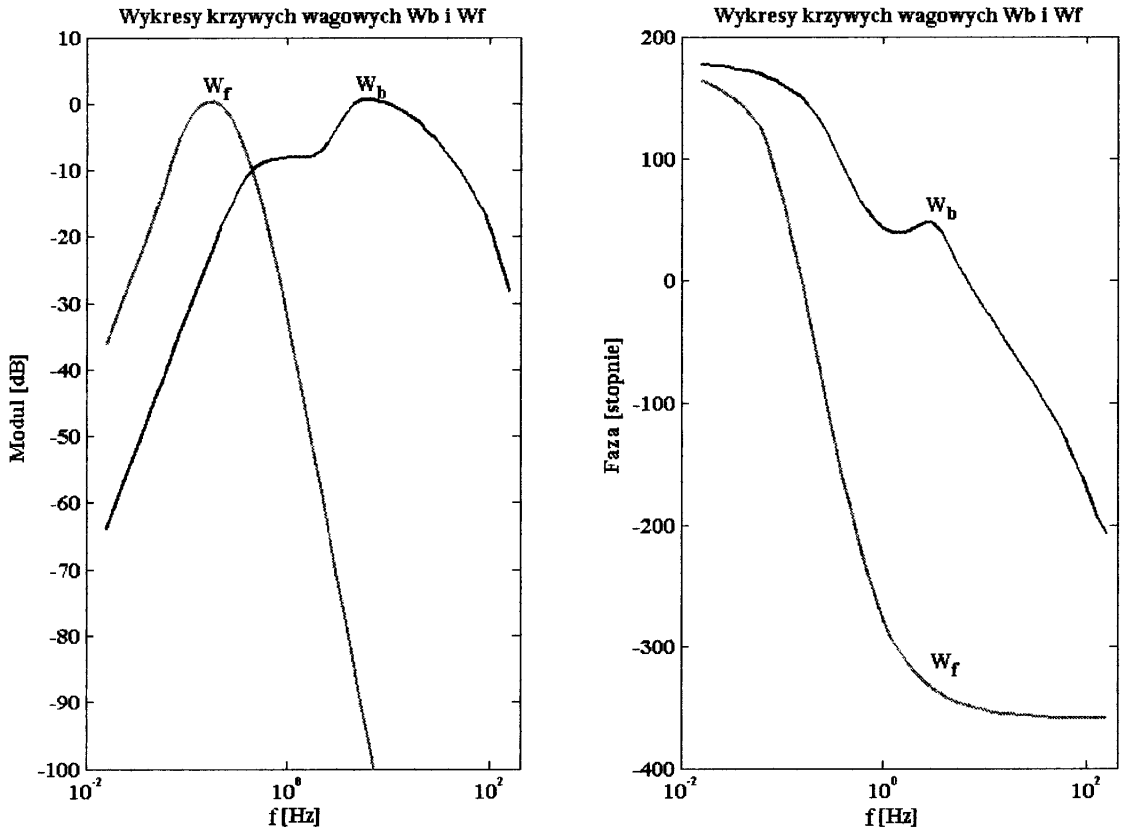
$$H_i(s)=\frac{\left(s+2\pi f_3\right)\left(s^2+\frac{2\pi f_5 s}{Q_3}+4\pi^2 f_5^2\right)2\pi K f_4^2 f_6^2}{\left(s^2+\frac{2\pi f_4 s}{Q_2}+4\pi^2 f_4^2\right)\left(s^2+\frac{2\pi f_6 s}{Q_4}+4\pi^2 f_6^2\right)f_3 f_5^2} \tag{5}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

gdzie wartości poszczególnych parametrów we wzorach (4) i (5) zamieszczono w tabeli 2.1. Charakterystyki amplitudowo - częstotliwościowe i fazowo - częstotliwościowe omawianych krzywych wagowych przedstawiono na rys. 2.5.

Tabela 2.1. Parametry krzywych wagowych W_b i W_f

Krzywe wagowe	f_1 [1/s]	f_2 [1/s]	f_3 [1/s]	f_4 [1/s]	f_5 [1/s]	f_6 [1/s]	Q_1 [-]	Q_2 [-]	Q_3 [-]	Q_4 [-]	K [-]
W_b	0,4	100	16	16	2,5	4	0,71	0,55	0,90	0,95	0,4
W_f	0,08	0,63	∞	0,25	0,0625	0,1	0,71	0,86	0,8	0,8	0,4



Rys. 2.5. Krzywe wagowe W_b, W_f

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Z rysunku 2.5 wynika, że wrażliwość człowieka na wibracje ogólną istotny sposób zależy od częstotliwości. Dla bardzo niskich częstotliwości największa jest w paśmie 0.2 - 0.8 [Hz], zaś dla siedzącego człowieka w paśmie 3.5 - 8 [Hz].

2.2.1.2. Współczynnik SEAT

Najbardziej rozpowszechnionym obecnie wskaźnikiem wibracyjnej oceny jakości siedziska jest współczynnik SEAT [G3]. Jest to bezwymiarowy stosunek ważonych częstotliwościowo wg krzywych wagowych oraz uśrednionych po czasie przyspieszeń mierzonych na siedzisku i w miejscu mocowania siedziska do karoserii.

$$SEAT = 100 \left(\frac{\int H^2_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s)\, W_i^2(s)\, S_{ff}(s) ds}{\int W_i^2(s)\, S_{ff}(s) ds} \right)^{0.5} \tag{6}$$

gdzie $H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}$ jest funkcją transmitancji przyspieszenia pomiędzy zamocowaniem fotela i siedziskiem, W_i przyjętymi przez projektanta krzywymi wagowymi W_b lub W_f, zaś $S_{ff}(s)$ jest gęstością widmową mocy przyspieszenia miejsca zamocowania fotela.

Dalej w pracy użyto złożonych kryteriów wieloskładnikowych, lepiej opisujących wymagania projektanta danego układu wibroizolacji i lepiej uwzględniających właściwości ciała ludzkiego.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

3. Opis modeli biomechanicznych ciała siedzącego człowieka używanych w pracy

3.1. Cechy modeli

Modele biomechaniczne ciała siedzącego człowieka używane w pracy są to modele:

- liniowe,
- pasywne lub aktywne
- o parametrach skupionych
- jednowymiarowe (osiowe)

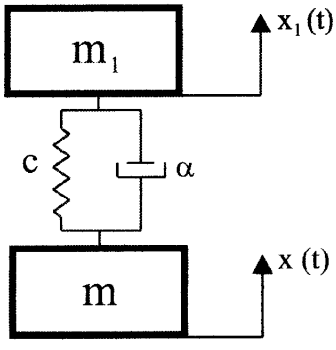
O modelach tych zakładamy, że są modelami stabilnymi, realizowalnymi fizycznie. Funkcje transmitancji opisujące poszczególne modele czy to pasywne czy to aktywne nie mają biegunów o częściach rzeczywistych dodatnich. W niniejszej pracy przedstawiono modele jedno, dwu oraz trój-masowe, pasywne i aktywne.

3.2. Modele pasywne jedno i dwu masowe

Poniżej zestawiono modele pasywne jedno i dwu masowe.

W tabeli 3.1. zestawiono parametry modeli jedno i dwu masowych.

Rys. 3.1. Model jednomasowy



Rys. 3.2. Model dwumasowy

Tabela 3.1. Parametry modeli jedno i dwumasowych

parametry	m	m_1	c	α
jednostki	[kg]	[kg]	[N/m]	[Ns/m]
model jednomasowy	57	-	-	-
model dwumasowy	29,5	27,5	22955,4	353,16

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

3.3. Modele aktywne siedzącego człowieka z oparciem i bez oparcia

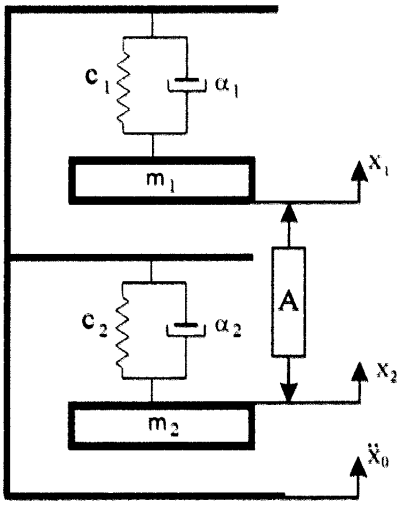
Poniżej zestawiono modele aktywne siedzącego człowieka (AHBM) typu „back-off" (bez oparcia) i typu „back-on" (z oparciem) otrzymane i opisane w pracach [K6], [K8], [K13]. Element aktywny każdego z modeli jest oznaczony literą A. Każdy z modeli posiada inną charakterystykę elementu aktywnego opisaną siłą F.

Siła rozwijana przez element aktywny modelu „back-off" jest opisana wzorem

$$F_A = -k_{11}(x_1 - x) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_{13}(x_2 + x) - k_{14}(\dot{x}_2 + \dot{x}) \tag{3.1}$$

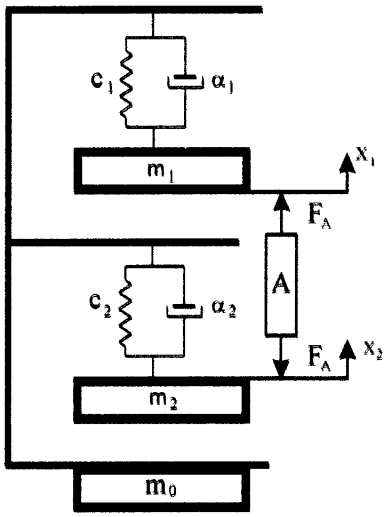
zaś siła rozwijana przez element aktywny modelu „back-on" wzorem

$$F_A = -k_{11}(x_1 + x) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_{13}(x_2 + x) - k_{14}(\dot{x}_2 - \dot{x}) \tag{3.2}$$



AHBM

Rys. 3.3. Struktura modeli aktywnych "back-off" i „back-on"



AHBM

Rys. 3.4. Struktura modeli aktywnych "back-off" i „back-on" wraz z masą siedziska

KRAKOWSKA POLITECHNIKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W tabeli 3.2. zestawiono parametry modeli „back-off" i „back-on".

Tabela 3.2. parametry modeli „back-off" i „back-on"

Parametry modelu	„back-off" (z=3,p=4), m_1+m_2=70.8[kg]	Parametry modelu	„back-on" (z=3,p=4), m_1+m_2=70.8 [kg]
m_1 [kg]	9.1	m_1 [kg]	66
c_1 [N/m]	11972.5557	c_1 [N/m]	51189.32
α_1 [Ns/m]	3251.9783	α_1 [Ns/m]	1704.17
m_2 [kg]	61.7	m_2 [kg]	4.8
c_2 [N/m]	22456.7485	c_2 [N/m]	63335.50
α_2 [Ns/m]	519.0440	α_2 [Ns/m]	1262.59
m_0 [kg]	35	m_0 [kg]	35
c_m [N/m]	9950	c_m [N/m]	9950
α_m [Ns/m]	260	α_m [Ns/m]	260
k_{11} [N/m]	97323.2354	k_{11} [N/m]	123251.32
k_{12} [Ns/m]	-2226.0653	k_{12} [Ns/m]	-1781.04
k_{13} [N/m]	-1960.5176	k_{13} [N/m]	-104227.69
k_{14} [Ns/m]	1164.3525	k_{14} [Ns/m]	759.69

Tabela 3.3. Zestawienie częstotliwości rezonansowych dla modeli „back-off" i „back-on"

Model	r_1	ω_0 $\omega_{tł}$	r_2	ω_0 $\omega_{tł}$	r_3	ω_0 $\omega_{tł}$
		[1/s]		[1/s]		[1/s]
Back-off m[kg] m_1=9.1, m_2=61.7	-46.62-i51.83 -46.62+i51.83	69.71 51.83	-4.52-i29.79 -4.52+i29.79	30.13 29.79	- -	- -
Back-off+Mitschke m_0=35, m1=9.1, m_2=61.7	-99.29-i74.39 -99.29+i74.39	124.07 74.39	-8.34-i28.17 -8.34+i28.17	29.38 28.17	-1.09-i9.66 -1.09+i9.66	9.72 9.66
Back-on m[kg] m_1=66, m_2=4.8	-34.66-i166.73 -34.66+i166.73	170.29 166.73	-17.14-i38.59 -17.14+i38.59	42.23 38.59	- -	- -
Back-on + Mitschke m_0=35, m_1=66, m_2=4.8	-91.40-i11.71 -91.40+i11.71	92.14 11.71	-5.25-i132.58 -5.25+i132.58	132.69 132.58	-1.26-i9.84 -1.26+i9.84	9.92 9.84

W tabeli 3.3 pokazano częstości rezonansowe obu modeli „back-off" i „back-on" oraz tychże modeli ale zmodyfikowanych poprzez dodanie do nich masy siedziska m_0 oraz

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

posadowienie całego układu na standardowym układzie Kelvina - Voigta reprezentującego zawieszenie najprostszego siedziska o parametrach tłumienia α=260[Ns/m] i sztywności c=9950 [N/m], [M2]. Dodanie masy siedziska m_0 oraz sprężyny i tłumika zamieniło układ z układu o 2-ch stopniach swobody na układ o 3-ch stopniach swobody co pociągnęło za sobą zmianę rozkładu częstości rezonansowych układu. Zestawienie pierwiastków równania charakterystycznego układu wraz z częstościami rezonansowymi układu nie tłumionego i tłumionego.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4. Wybrane metody optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych

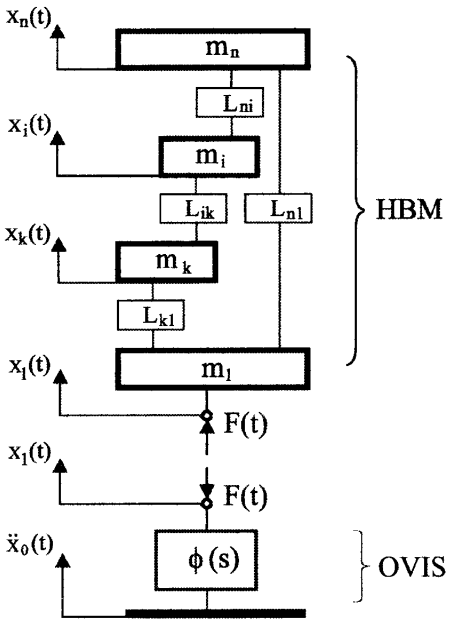
4.1. Metoda Wienera - Hopfa

4.1.1. Ogólna procedura optymalizacji

Schemat ogólnego modelu ciała siedzącego człowieka (HBM) wraz z optymalnym układem wibroizolacji (OVIS) pokazano na rysunku 4.1. F(t) jest to siła działająca pomiędzy ciałem siedzącego człowieka (HBM) a optymalnym układem wibroizolacji (OVIS). Zależność pomiędzy tą siłą a przyspieszeniem podłoża dana jest wzorem (4.1)

$$\varphi(s) = F(s) / \ddot{x}_0(s) \tag{4.1}$$

gdzie $\varphi(s)$ jest realizowalną fizycznie funkcją transmitancji opisującą optymalny układ wibroizolacji o nieznanej a priori strukturze. Funkcja ta nie posiada biegunów o częściach rzeczywistych dodatnich.



Rys. 4.1. Ogólny n-masowy model ciała siedzącego człowieka (HBM) z optymalnym układem wibroizolacji (OVIS)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W celu obliczenia optymalnej funkcji transmitancji zastosowano teorię Wienera - - Hopfa. Założono, że ogólna postać kryterium wibroizolacji podana wzorem (4.2) przyjmuje wartość minimalną.

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \sigma^2_{\ddot{x}_i} + \sum_{i,k=1}^{n} \chi_{ik} \sigma^2_{x_i - x_k} = \min \tag{4.2}$$

gdzie poszczególne składniki oznaczają wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń zaś λ_i oraz χ_{ik} są tzw. mnożnikami wagowymi, które można zapisać za pomocą bezwymiarowego współczynnika ρ tak, jak to podano we wzorach (4.3)

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \frac{\rho}{1-\rho}, \quad \chi_{ik} = \chi_{0ik} \frac{\rho}{1-\rho}, \quad \lambda_{0i} = 1, \quad \chi_{0ik} = 1, \quad \rho \in (0;1) \tag{4.3}$$

Na podstawie struktury modelu, układając równania różniczkowe ruchu i wykonując odpowiednie operacje matematyczne, można obliczyć poszczególne wariancje wchodzące w skład kryterium (4.2)wyrażając je za pomocą funkcji (4.1). Poniżej zestawiono wzory na wariancje wchodzące w skład kryterium:

$$\sigma^2_{x-x_0} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{\varphi(s)G(s) - 1}{s^2} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{4.4}$$

$$\sigma^2_{x_i - x_k} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{(L_{i1}(s) - L_{k1}(s))\varphi(s)G(s)}{s^2} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{4.5}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_i} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| L_{i1}(s)\varphi(s)G(s) \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{4.6}$$

gdzie (4.4 ÷ 4.6) są odpowiednio wariancjami przemieszczeń względnych i przyspieszeń, $\varphi(s)$ jest funkcją opisującą optymalny układ wibroizolacji (OVIS), L_{ik} - funkcją transmitancji pomiędzy przemieszczeniami poszczególnych mas, a $S_{\ddot{x}_0}(s)$ jest gęstością widmową mocy przyspieszenia podłoża, $G(s)$ jest funkcją opisującą model (HBM) podaną wzorem (4.7)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$G(s) = s^2 L^{-1}(s) \tag{4.7}$$

gdzie $L(s)$ jest funkcją transmitancji pomiędzy siłą $F(s)$ a i przemieszczeniem $x_1(s)$.

Posługując się rachunkiem wariacyjnym otrzymano taką wartość funkcji *φ(s)*, dla której kryterium (4.2) przyjmuje wartość minimalną.

W wyniku dość złożonych obliczeń [K8] można funkcję $\varphi(s)$ zapisać wzorem (4.8)

$$\varphi(s) = \frac{1}{R(s)G(s)\Psi(s)} \left\{ \frac{\Psi(s)}{R(-s)} \right\}_+ \tag{4.8}$$

gdzie symbol $\{\}_+$ oznacza ten składnik funkcji w nawiasie, który ma bieguny o częściach rzeczywistych ujemnych. Jak już wspomniano funkcja $\varphi(s)$ posiada bieguny o częściach rzeczywistych ujemnych i jest realizowalna fizycznie, $\Psi(s)$ jest funkcja związana z gęstość widmową mocy wymuszenia.

Funkcje $R(s)$ i $R(-s)$ otrzymamy po sfaktoryzowaniu poniższego wyrażenia:

$$R(s)R(-s) = 1 + \sum_{i=1}^{n} \lambda_i s^4 L_{i1}(s) L_{i1}(-s) + \sum_{i,k=1}^{n} \chi_{ik} (L_{i1}(s) - L_{k1}(s))(L_{i1}(-s) - L_{k1}(-s)) \tag{4.9}$$

Im bardziej złożona jest postać kryterium wibroizolacji J, postać funkcji $G(s)$ oraz wymuszenia opisanego po przez funkcję $\Psi(s)$ tym bardziej złożona jest funkcja $\varphi(s)$.

4.1.2. Założenia dotyczące wymuszeń

W pracy założono, że przyspieszenie miejsca zamocowania siedziska jest ergodycznym procesem przypadkowym o gęstości widmowej mocy $S_{\ddot{x}_0}(s)$. Przyjęto dwie następujące formy gęstości widmowej mocy przyspieszenia podłoża:

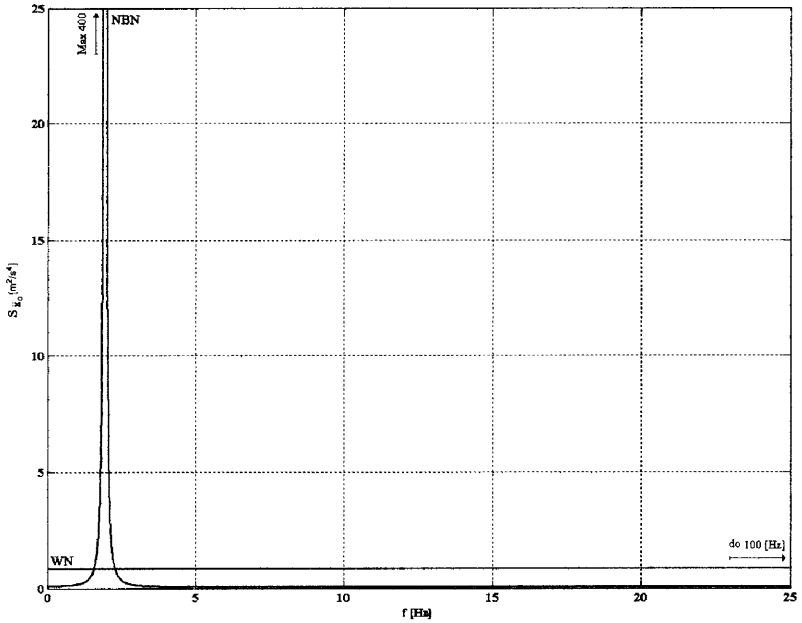
1) gęstość widmową mocy przyspieszenia typu „biały szum" (WN)

$$S_{\ddot{x}_0}(s) = \frac{1}{2} \frac{\sigma_0^2}{\pi} \tag{4.10}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

2) gęstość widmową mocy przyspieszenia typu „szum kolorowy" (NBN)

$$S_{\ddot{x}_0}(s) = \frac{\gamma \sigma_{01}^2 (\Omega - s)(\Omega + s)}{\pi (\Omega^2 + s^2 - 2\gamma s)(\Omega^2 + s^2 + 2\gamma s)} \tag{4.11}$$



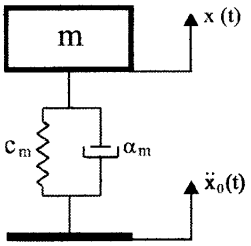
Rys. 4.2. Wykresy wymuszeń danych wzorami 4.10 i 4.11

Wartości współczynników σ_0^2, γ oraz σ_{01}^2 we wzorach (4.10) i (4.11) dobrano tak, aby pole powierzchni pod wykresem gęstości widmowej mocy $S_{\ddot{x}_0}(s)$ przedstawionych na rys. 4.2. dla szumu białego (WN) i kolorowego (NBN) miało tą samą wartość dla przyjętego zakresu częstotliwości 0 - 100 [Hz]. Takie przyjęcie wartości współczynników pozwala na dalsze porównanie poszczególnych układów wibroizolacji.

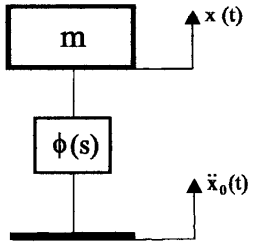
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4.1.3. Przykłady optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych

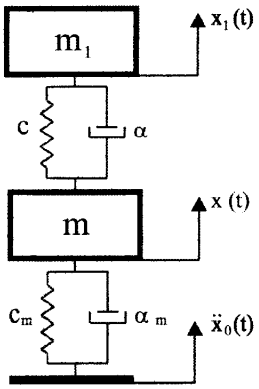
W niniejszym rozdziale poddano analizie dwa modele jednomasowe (z pasywnym - rys. 4.3 i optymalnym układem wibroizolacji - rys. 4.4) oraz dwa modele dwumasowe (z pasywnym - rys. 4.5 i optymalnym układem wibroizolacji - rys. 4.6).



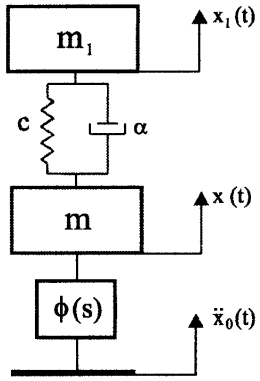
Rys. 4.3. Model jednomasowy z pasywnym układem wibroizolacji



Rys. 4.4. Model jednomasowy z optymalnym układem wibroizolacji



Rys. 4.5. Model dwumasowy z pasywnym układem wibroizolacji



Rys. 4.6. Model dwumasowy z optymalnym układem wibroizolacji

Dla prostych modeli ciała siedzącego człowieka kryterium wibroizolacji (4.2) przyjęto w postaci:

$$J = \sigma^2_{x-x_o} + \lambda\sigma^2_{\ddot{x}} = \min \tag{4.12}$$

gdzie poszczególne składniki kryterium są odpowiednio wariancjami przemieszczenia względnego i przyspieszenia masy m, zaś λ współczynnikiem danym wzorem wyrażonym poprzez bezwymiarowy współczynnik ρ tak jak to podano wzorem (4.13)

$$\lambda = \lambda_0 \rho/(1-\rho)\,, \rho \in (0;1) \tag{4.13}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Przy powyższych założeniach, wykorzystując zależności podane w punkcie 4.1.1 okazało się, że dla modelu jednomasowewgo i dwumasowego funkcja transmitancji opisująca optymalny układ wibroizolacji przy wymuszeniu typu biały szum (WN) dana jest wzorem (4.14) a przy wymuszeniu typu szum kolorowy (NBN) wzorem (4.15):

$$\varphi(s) = \frac{(Ks + L)}{G(s)(as^2 + bs + c)} \tag{4.14}$$

$$\varphi(s) = \frac{(Ms^3 + Ns^2 + Ps + Q)}{G(s)(\Omega + s)(as^2 + bs + c)} \tag{4.15}$$

gdzie: $a = \lambda^{0,5}$, $b = 2^{0,5}\lambda^{0,25}$, $c = 1$, $L = 1$, $K = b$ (4.16)

współczynniki *a, b i c* obliczono z faktoryzacji wyrażenia $R(s)R(-s) = 1 + \lambda s^4$ odpowiadającego formie przyjętego kryterium (4.12), a funkcje *G(s)* opisujące układ HBM podano wzorami dla modelu jednomasowego (4.17) oraz dla modelu dwumasowego (4.18).

$$G(s) = \frac{1}{m} \tag{4.17}$$

$$G(s) = \frac{m_1 s^2 + \alpha s + c}{m m_1 s^2 + (m + m_1)\alpha s + (m + m_1)c} \tag{4.18}$$

współczynniki *L, K, U, W* występujące we wzorze (4.14) należy obliczyć z układu równań (4.19)

$$\begin{aligned} Ka + U &= 0 \\ -Kb + W + La &= 0 \\ Kc - Lb &= 0 \\ Lc &= 1 \end{aligned} \tag{4.19}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

zaś współczynniki *M, N, P, Q, V, T* występujące we wzorze (4.15) należy obliczyć z układu równań (4.20)

$$\begin{aligned} &Ma + V = 0 \\ &-Mb + Na + 2\alpha V + T = 0 \\ &Mc - Nb + Pa + V\Omega^2 + 2\alpha T = 0 \\ &Nc - Pb + Qa + T\Omega^2 = 0 \\ &Pc - Qb = 1 \\ &Qc = \Omega \end{aligned} \tag{4.20}$$

W tabelach 4.1 oraz 4.2 zestawiono wartości wariancji przemieszczeń względnych oraz przyspieszeń dla modeli modeli jedno i dwumasowych z pasywnym i optymalnym układem wibroizolacji, dla modeli z optymalnym układem wibroizolacji wariancje przedstawiono w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-].

Tabela 4.1. Zestawienie wartości wariancji przemieszczeń względnych

$\sigma^2_{x-x_O}[m^2]$	Model jednomasowy				Model dwumasowy			
	pasywny układ	optymalny układ wibroizolacji			pasywny układ	optymalny układ wibroizolacji		
ρ [-]	-	0,05	0,5	0,95	-	0,05	0,5	0,95
szum biały	$0{,}55^{-5}$	0,002	0,018	0,16	$0{,}371^{-5}$	0,002	0,018	0,16
szum kolorowy	$0{,}838^{-4}$	$0{,}517^{-3}$	$0{,}519^{-3}$	$0{,}508^{-3}$	0,00006	$0{,}22^{-3}$	0,0013	0,0032

Tabela 4.2. Zestawienie wartości wariancji przyspieszeń.

$\sigma^2_{\ddot{x}}\left[\frac{m^2}{s^4}\right]$	Model jednomasowy				Model dwumasowy			
	pasywny układ	optymalny układ wibroizolacji			pasywny układ	optymalny układ wibroizolacji		
ρ [-]	-	0,05	0,5	0,95	-	0,05	0,5	0,95
szum biały	0,1	0,037	0,017	0,0084	0,088	0,037	0,017	0,0085
szum kolorowy	1,15	1,2	0,9	0,6	1,875	0,68	0,34	0,12

Wartości wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń dla modelu z optymalnym układem wibroizolacji silnie zależą od bezwymiarowego współczynnika ρ.
Im większą karę (większy wsp. ρ) nałożymy na wariancję tym ona jest mniejsza.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4.1.3. Porównanie współczynnika jakości SEAT dla pasywnych i optymalnych układów wibroizolacji

W tym podrozdziale obliczono wartości współczynnika SEAT dla dwóch wybranych gęstości widmowych przyspieszenia miejsca mocowania siedziska, oraz dwóch krzywych wagowych W_b i W_f. Wartości te porównano z wartościami obliczonymi dla jedno i dwumasowych modeli ciała człowieka-operatora siedzącego na siedziskach przedstawionych odpowiednio za pomocą modelu Kelvina-Voigta i optymalnego modelu Wienera-Hopfa.

Dla modelu jednomasowego funkcja transmitancji przyspieszenia pomiędzy miejscem zamocowania siedziska i siedziskiem ma dla pasywnego układu wibroizolacji Kelvina-Voigta postać

$$H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s) = \frac{\alpha s + c}{ms^2 + \alpha s + c} \tag{4.21}$$

gdzie: m - masa ciała kierowcy i fotela, α i c parametry zawieszenia fotela, zaś funkcja transmitancji dla modelu dwumasowego pasywnego układu wibroizolacji przedstawia się następująco:

$$H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s) = \frac{(m_1 s^2 + \alpha_1 s + c_1)(\alpha_m s + c_m)}{(ms^2 + (\alpha_m + \alpha_1)s + (c_m + c_1))(m_1 s^2 + \alpha_1 s + c_1) - (\alpha_1 s + c_1)^2} \tag{4.22}$$

Dla modelu jednomasowego funkcja transmitancji przedstawia się wzorem:

$$H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s) = \frac{Ks + L}{as^2 + bs + c} \tag{4.23}$$

Funkcje transmitancji dla dwumasowego modelu ciała człowieka siedzącego i optymalnego układu wibroizolacji są opisane dla szumu białego i kolorowego odpowiednio wzorami (4.24) i (4.25).

$$H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s) = \frac{Ks + L}{as^2 + bs + c} \tag{4.24}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$H_{\ddot{x}/\ddot{x}_0}(s) = \frac{(Ms^3 + Ns^2 + Ps + Q)}{(as^2 + bs + cs)(\Omega + s)} \tag{4.25}$$

W tabelach 4.3. oraz 4.4. zestawiono wartości SEAT-a dla modeli modeli jedno i dwumasowych z pasywnym i optymalnym układem wibroizolacji dla dwóch krzywych wagowych W_b oraz W_f, dla modeli z optymalnym układem wibroizolacji wartości SEAT-a przedstawiono w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-].

Tabela 4.3. Zestawienie wartości SEAT-a dla modeli jednomasowych

SEAT [-]	Model jednomasowy ciała kierowcy-operatora							
	pasywny układ wibroizolacji typu tłumik sprężyna		optymalny układ wibroizolacji					
krzywe wagowe	W_b	W_f	W_b			W_f		
ρ [-]	-	-	0,05	0,5	0,95	0,05	0,5	0,95
biały szum	39,8	98,5	26,7	14	6,9	40,5	60	53,5
szum kolorowy	45,5	98,6	61,6	53,1	43,7	103,5	97,8	80,3

Tabela 4.4. Zestawienie wartości SEAT-a dla modeli dwumasowych

SEAT [-]	Model dwumasowy ciała kierowcy-operatora							
	pasywny układ wibroizolacji typu tłumik sprężyna		optymalny układ wibroizolacji					
krzywe wagowe	W_b	W_f	W_b			W_f		
ρ [-]	-	-	0,05	0,5	0,95	0,05	0,5	0,95
biały szum	40,7	98,6	26,7	14	6,9	40,5	60	53,5
szum kolorowy	95	98,6	75	53,2	32,4	89,8	54,3	17,3

Jak widać z tabelach 4.1., 4.2. oraz w 4.4. dla modelu dwumasowego kierowcy współczynnik SEAT jest dla każdej z rozważanych krzywych wagowych większy dla układu pasywnego Kelvina -Voigta niż dla układu optymalnego. Dla modelu jednomasowego kierowcy współczynnik SEAT jest porównywalny pomiędzy układami: pasywnym i optymalnym. Różnice widać wraz ze wzrostem współczynnika wagowego λ reprezentowanego przez jego bezwymiarowy odpowiednik ρ. Najważniejszą z krzywych wagowych przy ocenie danego

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

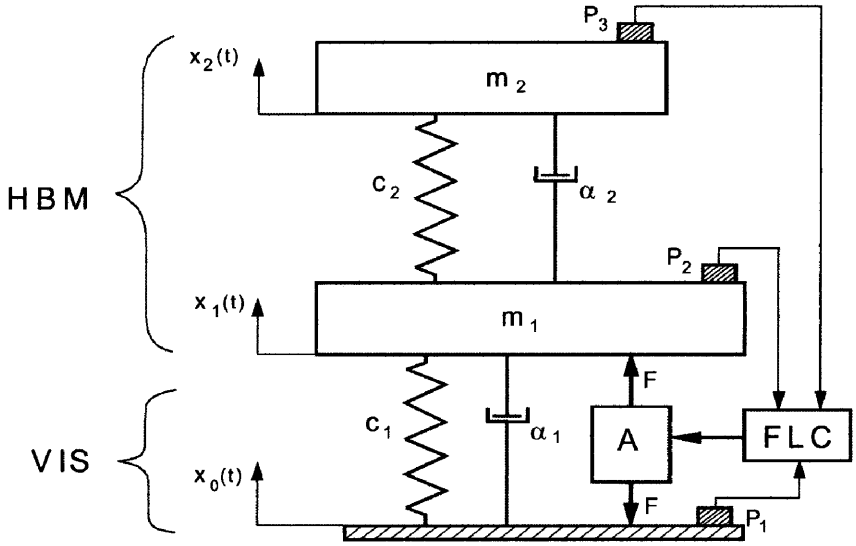
siedziska jest krzywa W_b. Dla tej krzywej wartość SEAT'a dla układu pasywnego jest większa od ok. 1.5 do 6 razy większa dla wymuszenia typu biały szum a dla szumu kolorowego jest porównywalna. Dla optymalnych układów wibroizolacji największe wartości SEAT'a otrzymujemy dla małych wartości ρ, najmniejsze zaś dla dużych wartości ρ. Jest to słuszne dla obu rodzajów wymuszeń. Wysokie wartości współczynnika SEAT dla krzywej wagowej W_f przy wymuszeniu typu biały szum świadczą o tym, że przy projektowaniu siedziska nie należy się ograniczać do uwzględniania tylko do głównej częstotliwości rezonansowej ciała człowieka siedzącego t.j. do obszaru od ok. 3.5 do 7 [Hz] . Jak widać częstotliwości sprzyjające chorobie lokomocyjnej odgrywają też bardzo dużą rolę w ocenie jakości siedziska.

Z tabel 4.1., 4.2. i 4.4. wynika że dużym wartością SEAT'a odpowiadają małe wartości przemieszczenia oraz duże wartości przyspieszenia. Kierowca-operator na fotelu doznaje dużych przemieszczeń o małym przyspieszeniu co jest logiczne z fizyką zjawiska.

4.2. Metoda oparta na aplikacji teorii „fuzzy logic"

4.2.1. Układ człowiek - siedzisko jako układ aktywny sterowany kontrolerem „Fuzzy Logic"

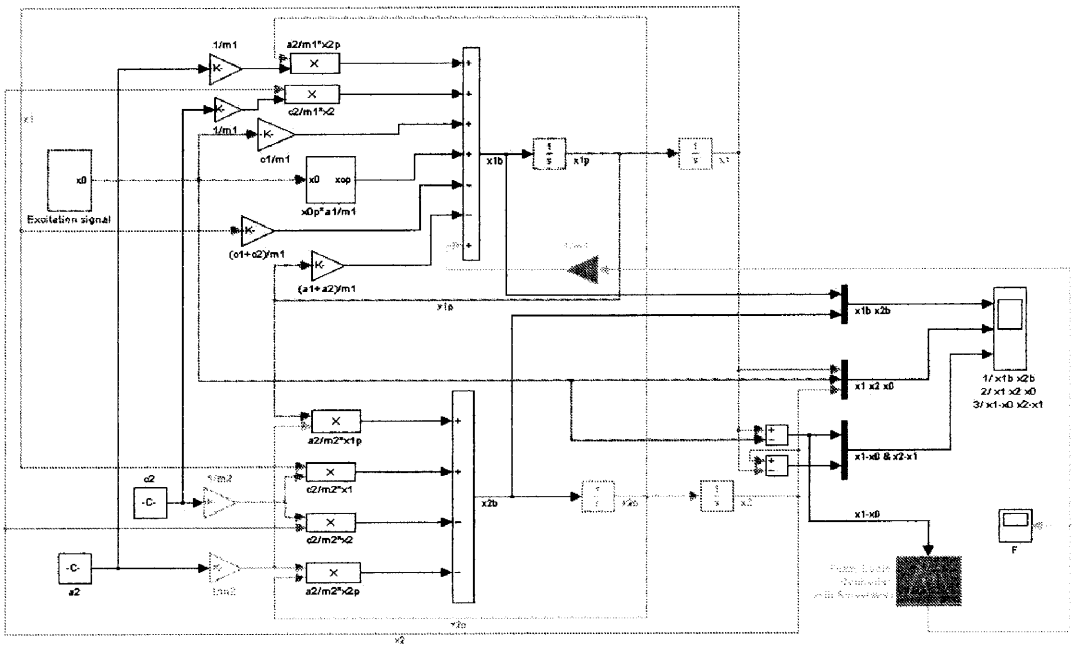
Układ złożony z modelu ciała siedzącego człowieka (HBM) i układu wibroizolacji (VIS) przedstawiono na rysunku 4.7.



Rys.4.7. Modelu ciała siedzącego człowieka (HBM) i układu wibroizolacji (VIS)

Założono, że układ A jest urządzeniem aktywnym rozwijającym siłę sterowaną za pomocą kontrolera fuzzy logic (FLC). O czujnikach P_1, P_2 i P_3 założono, że mogą one mierzyć odpowiednie sygnały wchodzące do kontrolera.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys.4.8. Schemat blokowy aktywnego układu wibroizolacji z kontrolerem fuzzy logic

Schemat blokowy aktywnego układu wibroizolacji z wykorzystaniem kontrolera fuzzy logic przedstawiono na rysunku 4.8.

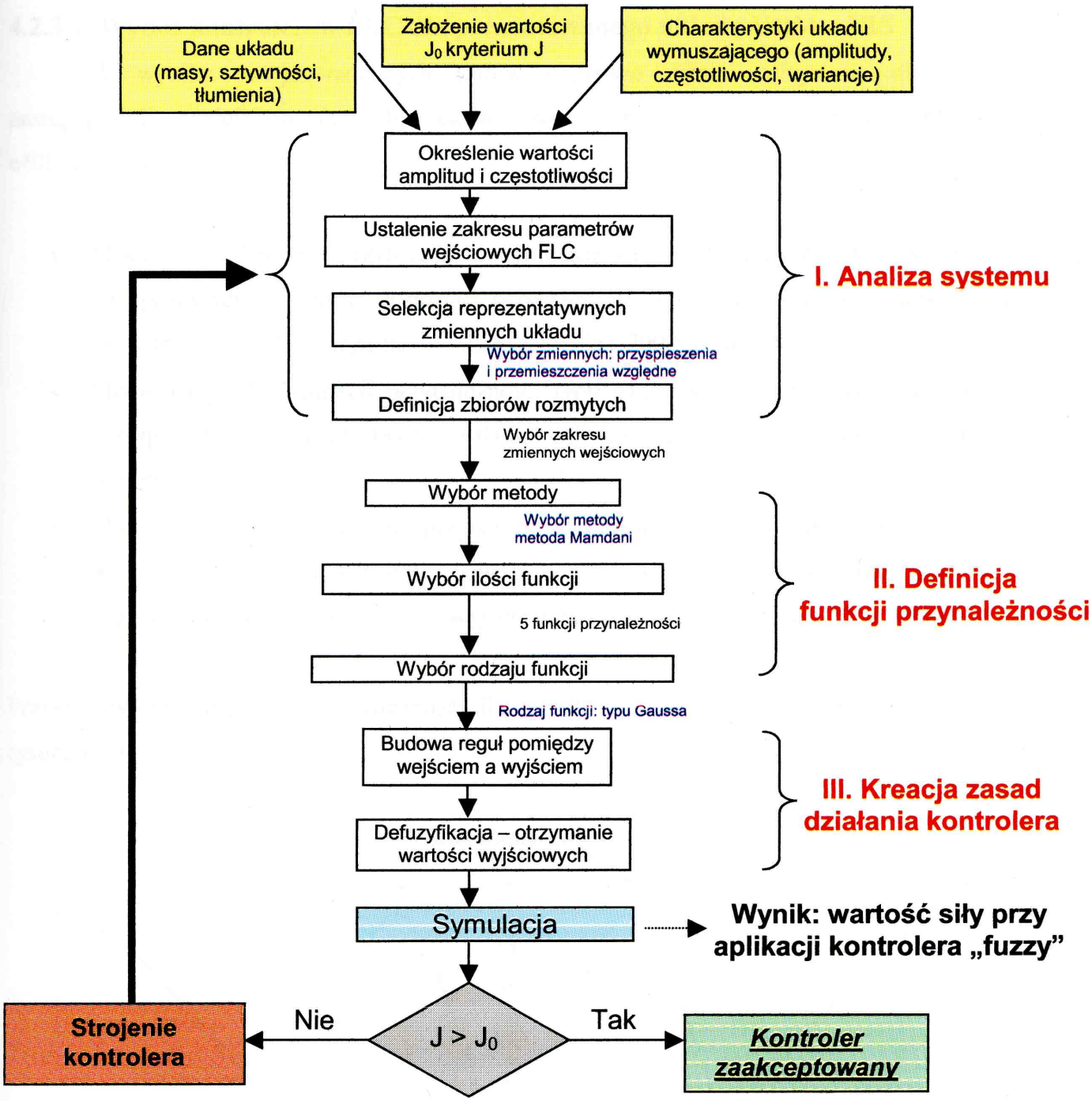
4.2.2. Procedura doboru kontrolera fuzzy logic

Kontroler FLC połączony z odpowiednim urządzeniem wykonawczym ma za zadanie poprawić własności wibroizolacyjne układu pasywnego wibroizolacji. Logika rozmyta, na zasadzie której kontroler działa wydaje się być zbliżona do sposobu ludzkiego reagowania na pewne bodźce zewnętrzne. Do takich bożców można zaliczyć przemieszczenia względne siedziska i podłoża oraz przyspieszenia poszczególnych partii ciała i siedziska. Cztery podstawowe czynniki decydują o działaniu urządzenia sterującego bazującego na logice zbiorów rozmytych. Są to:

1) Sygnały wymuszające działające na układ - niezależne od projektującego układ sterujący FLC,
2) Sygnały wejściowe i wyjściowe kontrolera – zależne od wyboru projektującego FLC,
3) Funkcje przynależności kontrolera, których kształt i parametry zależą od stopnia wzajemnej zależności przyjętych do opisu sygnałów wejściowych i wyjściowych,
4) Zestawu reguł ilustrujących wymagania projektanta napisanych na podstawie założonych kryteriów.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W schematyczny sposób procedurę doboru kontrolera FLC przedstawiono na rys. 4.9.



Rys. 4.9. Procedura doboru kontrolera fuzzy logic

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

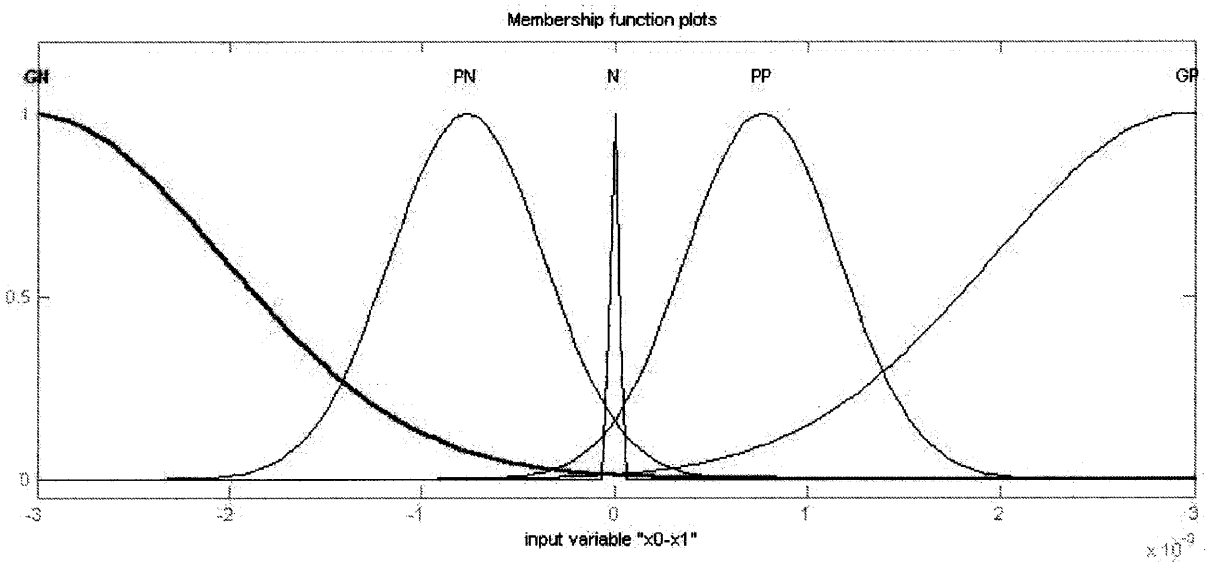
4.2.3. Aplikacja ogólnej procedury do układu HBM+VIS

4.2.3.1. Wybór kontrolerów FLC dla prezentowanego układu HBM – VIS

W wyniku przeprowadzonych testów najlepsze wyniki otrzymano dla trzech następujących modeli kontrolera FLC oznaczonych odpowiednio umownymi symbolami e40f , e1b_40f , e2_10b:

- Model e40f : 5 funkcji przynależności typu gaussowskiego dla sygnałów wejściowych i wyjściowych, 1 wejście w postaci przyspieszenia górnej masy x_{2b} w zakresach od [-0.8 do 0.8] [m/s^2] , 1 wyjście - siła w zakresie [-2000 ;2000] [N].
- Model e1b_40f: 5 funkcji przynależności typu gaussowskiego, 1 wejście w postaci przyspieszenia masy m_2 (x_{2b}) - [-0.08;0.08] [m.s^{-2}], 1 wyjście - siła w zakresie [-2000 ; 2000] [N].
- Model e2_10b: 5 funkcji przynależności typu gaussowskiego dla sygnałów wejściowych i wyjściowych, 2 wejścia w postaci przyspieszenia górnej masy x_{2b} w zakresach od [-1 do 1] [m/s^2], 1 wyjście w postaci siły w zakresie [-2000 ;2000][N].

Przykładowy kształt funkcji przynależności dla sygnału wejściowego $x_0 - x_1$ przedstawiono na rysunku 4.11.



Rys. 4.11. Przykładowy kształt funkcji przynależności dla sygnału wejściowego $x_0 - x_1$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4.2.3.2. Zapis reguł działania kontrolera FLC

W prezentowanym opracowaniu wykonano szereg licznych, pracochłonnych testów symulacyjnych. Były one przeprowadzane przy różnego rodzaju wymuszeniach i różnego rodzaju kryteriach wibroizolacji osobno dla podukładów HBM_1, HBM_2 i całego układu HBM. Na podstawie tych testów wybrano sygnały wejściowe oraz kształt i parametry funkcji przynależności opisujących działanie kontrolera FLC. Jako najlepsze sygnały wejściowe wybrano sygnały przemieszczenia względnego $(x_1 - x_0)$ oraz przyspieszenia x_2b masy m_2. Jako sygnał wyjściowy wybrano siłę działającą pomiędzy masą m_1 a podłożem.

Tabela 4.5. Zestawu reguł napisanych na podsatwie założonych kryteriów

		Przemieszczenie względne (x_1-x_0) masy m_1				
		GN	**PN**	**N**	**PP**	**GP**
Pryzspieszenie x_2b masy m_2	**GN**	GP	PP	PP	PN	PN
	PN	GP	PP	N	N	GN
	N	PP	PP	N	PN	PN
	PP	GP	N	N	PN	GN
	GP	PP	PP	PN	PN	GN

Kierując się przyjętymi apriori kryteriami wibroizolacji zapisano zestaw 25 reguł bazując na tabeli 4.5., gdzie odpowiednio umieszczono zbiory lingwistyczne wartości siły rozmytej wyrażonej w niutonach oraz zakres jej zmian od –2000[N] do +2000[N]. Przyjęto następujące oznaczenia tej siły: GN - duża ujemna, PN - mała ujemna, N - obojętna, bliska zeru, PP - mała dodatnia, GP - duża dodatnia.

4.2.3.3. Kryterium efektywności działania kontrolera

Przyjęto następujące kryterium efektywności działania kontrolera:

$$J = \frac{W_P - W_A}{W_P} * 100\% \tag{4.26}$$

gdzie : W_P - badana wielkość układu pasywnego, W_A - badana wielkość układu aktywnego

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

4.2.4. Porównanie efektywności działania wybranych kontrolerów FLC przy wymuszeniu typu biały szum

W tym paragrafie przedstawiono porównanie jakości trzech modeli kontrolera FLC, wybranych jako najlepszych na podstawie licznych testów wstępnych, przy wymuszeniu przypadkowym typu "biały szum". Przyjęto, że wartość RMS „białego szumu" odpowiada wartości RMS sygnału sinusoidalnego o amplitudzie 0.04 [m] równej 0.0283 [m]. Wyniki przedstawiono w tabeli 4.6.

Tabela 4.6. Porównanie jakości modeli kontrolera FLC

	Nazwa modelu	**pasywny**	**e40f**	**e1b_40f**	**e2_10b**
Wymuszenie "biały szum"	rms x_0	0.0268	0.0276	0.027	0.027
	rms x_1-x_0	0.0297	0.0247	0.0271	0.0243
	rms x_2-x_1	0.0046	0.015	2.00E-06	1.95E-06
	rms x_1b	12.1843	71.4196	0.29308	0.1938
	rms x_2b	3.9293	13.4143	0.0023	0.0019
Porównanie układu wibroizolacji pasywnej i aktywnej przy udziale kontrolera FLC	x_0		-2.99%	-0.75%	-0.75%
	x_1-x_0		16.84%	8.75%	18.18%
	x_2-x_1		-226.09%	99.96%	99.96%
	x_1b		-486.16%	97.59%	98.41%
	x_2b		-241.39%	99.94%	99.95%

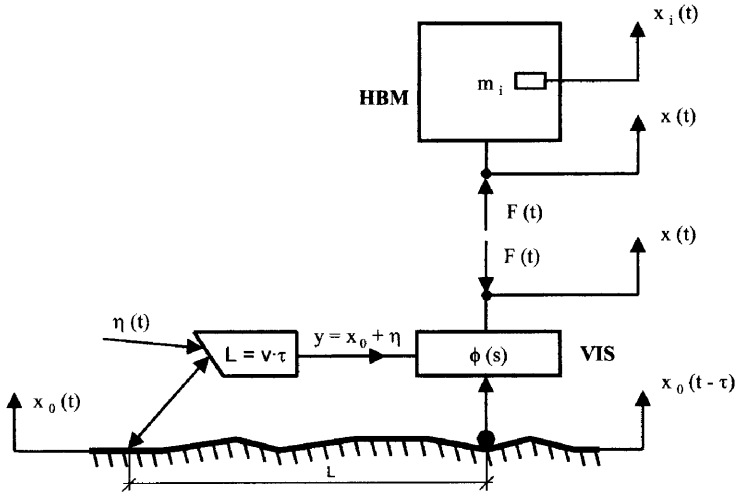
W tabeli 4.6. przedstawiono stosunki kryteriów wibroizolacji układu HBM+VIS z kontrolerem i bez kontrolera FLC dla przypadku gdy układ poddany jest wymuszeniu typu biały szum. Model e40f wzmaga wibracje w porównaniu z układem pasywnym, podczas gdy modele e1b_40f oraz e2_10b zmniejszają o prawie 100% poziom wibracji zarówno jeżeli chodzi o przemieszczenia względne (x_2-x_1) jak i przyspieszenia poszczególnych mas (x_{1b}) i (x_{2b}). Sprawdzono, że w podobny jakościowo sposób działają kontrolery e1b_40f oraz e2_10b przy wymuszeniu poliharmonicznym zawierającym częstotliwości rezonansowe modelu HBM +VIS. Tak więc modele kontrolerów FLC e1b_40f oraz e2_10b można uznać za najlepsze spośród testowanych.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

5. Optymalna wibroizolacja ogólnego modelu biomechanicznego siedzącego człowieka z uwzględnieniem predykcji

5.1. Prezentacja problemu

W tym rozdziale przedstawiono wpływ predykcji na własności optymalnych i pasywnych układów wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka - - operatora. Założono, że istnieje możliwość apriorycznej oceny wymuszenia (np. poprzez pomiar mikroprofilu drogi przy wykorzystaniu lasera) na układ wibroizolacji i siedzącego na nim człowieka - operatora. Postawiono tezę, że zebrane i przekazane z wyprzedzeniem do układu wykonawczego informacje o wymuszeniu pozwalają na zwiększenie jakości układu wibroizolacji. Ogólny schemat układu człowiek - operator (HBM), urządzenie wibroizolujące (VIS) i urządzenie lokalizujące przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Ogólny model człowieka siedzącego z urządzeniem lokalizującym. HBM model ciała siedzącego człowieka, VIS - urządzenie wibroizolujące, L - urządzenie lokalizujące

5.2. Ogólne rozwiązanie problemu

W celu dobrania optymalnego układu wibroizolacji należy założyć postać kryterium, według którego optymalizacja będzie przeprowadzona. W dalszych rozważaniach przyjęto założenia analogiczne jak miało to miejsce w rozdziale 4, ogólna postać kryterium jest sumą wielkości kinematycznych takich jak przyspieszenia i przemieszczenia względne mas układu reprezentującego kierowcę i układ zawieszenia fotela. Zawarte w kryterium składniki występują z pewnymi mnożnikami wagowymi odzwierciedlającymi udział danego składnika

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

w kryterium. Dla ogólnego, n-masowego układu tak zdefiniowane kryterium można zapisać w formie:

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \sigma^2_{\ddot{x}_i} + \sum_{i,k=1}^{n} \chi_{ik} \sigma^2_{x_i - x_k} = \min \tag{5.1}$$

gdzie poszczególne wariancje wyrażają się tym razem wzorami (5.2), (5.3), (5.4)

$$\sigma^2_{x-x_0} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{\varphi(s) G(s)\, e^{-s\tau} - 1}{s^2} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{5.2}$$

$$\sigma^2_{x_i - x_k} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{(L_{i1}(s) - L_{k1}(s)) \varphi(s) G(s)\, e^{-s\tau}}{s^2} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{5.3}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_i} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| L_{i1}(s) \varphi(s) G(s) \right|^2 S_{\ddot{x}_0}\, ds \tag{5.4}$$

zaś mnożniki wagowe mają identyczną postać ze wzorami (4.3)

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \frac{\rho}{1-\rho}, \quad \chi_{ik} = \chi_{0ik} \frac{\rho}{1-\rho}, \quad \lambda_{0i} = 1, \quad \chi_{0ik} = 1, \quad \rho \in (0;1) \tag{5.5}$$

Wykorzystując związki(5.2 – 5.5) kryterium (5.1) przyjmuje postać:

$$J = \frac{1}{i} \int_{-j\infty}^{j\infty} \left\{ \begin{array}{l} \left| \left(\varphi(s) G(s) e^{-s\tau} - 1 \right) s^{-2} \right|^2 + \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \left| L_{i1}(s) \varphi(s) G(s) \right|^2 + \\ + \sum_{i,k=1}^{n} \chi_{ik} \left| (L_{i1}(s) - L_{k1}(s)) \varphi(s) G(s)\ e^{-s\tau} s^{-2} \right|^2 \end{array} \right\} s^{-4} S_0 \psi(s) \psi(-s) ds \tag{5.6}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W powyższym wyrażeniu na kryterium wibroizolacji celem obliczeń jest funkcja $\varphi(s)$ Posługując się rachunkiem wariacyjnym otrzymano taką wartość funkcji $\varphi(s)$, dla której kryterium (5.6) przyjmuje wartość minimalną. Po wykonaniu odpowiednich obliczeń funkcja $\varphi(s)$ ostatecznie przyjmie postać:

$$\varphi(s)=\frac{1}{R(s)G(s)\Psi(s)}\left\{\frac{e^{-\tau s}\Psi(s)}{R(-s)}\right\}_{+} \tag{5.7}$$

gdzie: rozwinięcie wyrażenia $e^{-s\tau}$ wg. Padee (dla pierwszych dwóch wyrazów) podane jest wzorem (5.8), $G(s)$ opisuje model ciała siedzącego człowieka, $\Psi(s)$ charakter wymuszenia, a $R(s)R(-s)$ otrzymujemy z faktoryzacji następującego wyrażenia (5.9), zaś symbol $\{\}_{+}$ oznacza ten składnik funkcji w nawiasie, który ma bieguny o częściach rzeczywistych ujemnych.

$$e^{-s\tau} \approx \frac{1-\frac{1}{2}s\tau}{1+\frac{1}{2}s\tau} \tag{5.8}$$

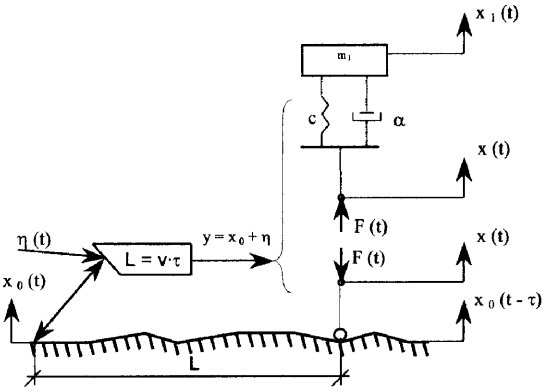
$$R(s)R(-s)=1+\sum_{i=1}^{n}\lambda_i s^4 L_i(s)L_i(-s)+\sum_{i,k=1}^{n}\chi_{ik}(L_{i1}(s)-L_{k1}(s))(L_{i1}(-s)-L_{k1}(-s)) \tag{5.9}$$

5.3. Wpływ predykcji na układy optymalnej wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka

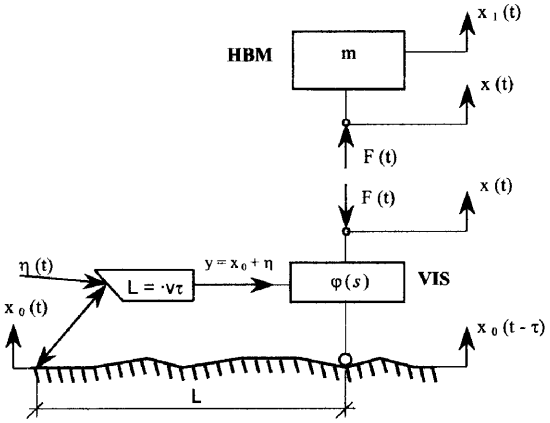
5.3.1. Proste modele biomechaniczne ciała siedzącego człowieka

Rozpatrzono dwa modele człowieka siedzącego (jedno i dwumasowy). Modele te, wraz z pasywnymi lub optymalnymi układami wibroizolacji przedstawiono na rysunkach (5.2), (5.4), (5.3), (5.5) odpowiednio dla przypadków z predykcją i bez predykcji.

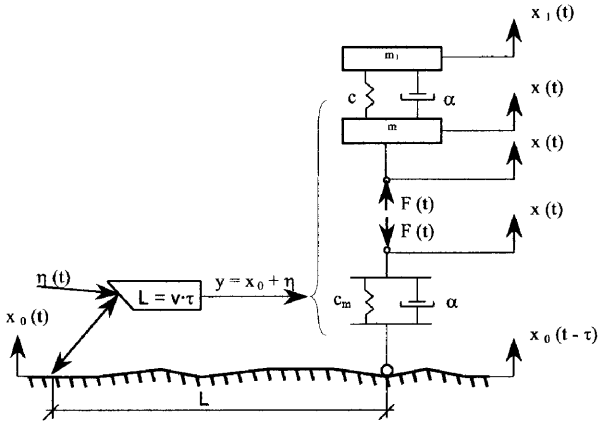
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



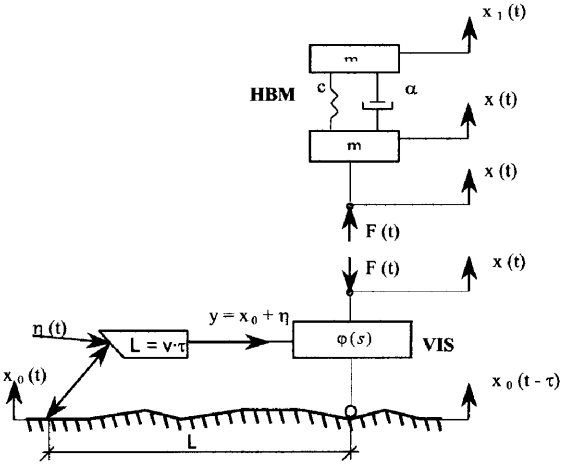
Rys. 5.2. Model pasywny jednomasowy



Rys. 5.3. Model optymalny jednomasowy



Rys. 5.4. Model pasywny dwumasowy



Rys. 5.5. Model optymalny dwumasowy

5.3.2. Formy kryterium wibroizolacji przyjęte do obliczeń

W przypadku prostych modeli biomechanicznych rozpatrywanych w tym rozdziale przyjęto następujące formy kryterium wibroizolacji (5.10), (5.11) i (5.12).

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \lambda \sigma^2_{\ddot{x}} = \min \tag{5.10}$$

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \lambda_1 \sigma^2_{\ddot{x}_1} = \min \tag{5.11}$$

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \lambda \sigma^2_{\ddot{x}} + \lambda_1 \sigma^2_{\ddot{x}_1} + \chi \sigma^2_{x_1-x} = \min \tag{5.12}$$

W przypadku modelu jednomasowego kryterium (5.10) jest kryterium pełnym zawierające wszystkie wariancje przyspieszenia i przemieszczenia względnego masy modelu.

W przypadku modelu dwumasowego kryterium (5.10) jest nałożone na masę dolną modelu biomechanicznego, (5.11) na masę górną, a (5.12) jest kryterium pełnym nałożone na obydwie masy modelu.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

5.3.3. Rodzaje wymuszeń przyjęte do obliczeń

Przyjęto tak jak poprzednio następujące dwa wymuszenia przyspieszenia biały szum (WN) i szum kolorowy (NBN). Wymuszenia te podane są wzorami (4.10) i (4.11) z rozdziału 4.1.2. Tamże, podano założenia dotyczące tych wymuszeń.

Przypadek wymuszenia typu biały szum

W tym przypadku dla modelu jednomasowego z pasywnym układem wibroizolacji funkcja $\varphi(s)$ dana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{m(\alpha s+c)}{ms^2+\alpha s+c} \tag{5.13}$$

poniżej zestawiono wzory na wariancje przemieszczenia względnego (5.14) oraz przyspieszenia (5.15)

$$\sigma^2_{x-x_0}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{\frac{(\alpha s+c)(2-s\tau)}{(ms^2+\alpha s+c)(2+s\tau)}-1}{s^2}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.14}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{\alpha s+c}{ms^2+\alpha s+c}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.15}$$

Dla modelu dwumasowego z pasywnym układem wibroizolacji funkcja $\varphi(s)$ podana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{(\alpha_m s+c_m)(mm_1s^2+\alpha(m+m_1)s+c(m+m_1))}{mm_1s^4+(m+m_1)(\alpha s+c)s^2+(\alpha_m s+c_m)(m_1s^2+\alpha s+c)} \tag{5.17}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wzory na wariancję przemieszczeń względnych i przyspieszeń podano wzorami (5.18÷5.21)

$$\sigma^2_{x-x_0} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(\alpha_m s+c_m)(m_1 s^2+\alpha s+c)(2-s\tau)}{(mm_1 s^4+(m+m_1)(\alpha s+c)s^2+(\alpha_m s+c_m))(m_1 s^2+\alpha s+c)(2+s\tau)}-1\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \quad (5.18)$$

$$\sigma^2_{x_1-x} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|-\frac{m_1(\alpha_m s+c_m)(2-s\tau)}{(mm_1 s^4+(m+m_1)(\alpha s+c)s^2+(\alpha_m s+c_m))(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \quad (5.19)$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(\alpha_m s+c_m)}{mm_1 s^4+(m+m_1)(\alpha s+c)s^2+(\alpha_m s+c_m)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}\,ds \quad (5.20)$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(\alpha_m s+c_m)(\alpha s+c)}{(mm_1 s^4+(m+m_1)(\alpha s+c)s^2+(\alpha_m s+c_m))(m_1 s^2+\alpha s+c)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \quad (5.21)$$

Dla modelu jednomasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium wibroizolacji (5.10) funkcja $\varphi(s)$ dana jest wzorem:

$$\varphi(s) = \frac{m\omega_0^2((B\tau+C)s^2+(2B+A\tau)s+2A)}{(as^2+bs+c)(2+s\tau)} \quad (5.22)$$

gdzie: $a=\lambda^{0,5}$, $b=2^{0,5}\lambda^{0,25}$, $c=1$, $\omega_0=\left(\sqrt[4]{\lambda}\right)^{-1}$

(5.23)

współczynniki *a, b i c* obliczono z faktoryzacji wyrażenia $R(s)R(-s)=1+\lambda s^4$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

odpowiadającego formie przyjętego kryterium (5.10), a współczynniki *A, B, C, D, E* z układu równań (5.24)

$$
\begin{aligned}
&C + B\frac{\tau}{2} + D\tau = 0 \\
&A\frac{\tau}{2} + B\left(1 - \sqrt{2}\omega_0\frac{\tau}{2}\right) - C\sqrt{2}\omega_0 + D + E\frac{\tau}{2} = 0 \\
&A\left(1 - \frac{\tau}{2}\sqrt{2}\omega_0\right) + B\left(-\sqrt{2}\omega_0 + \frac{\tau}{2}\omega_0^2\right) + C\omega_0^2 + E = 0 \\
&A\left(-\sqrt{2}\omega_0 + \frac{\tau}{2}\omega_0\right) + B\omega_0^2 = -\omega_0^2\frac{\tau}{2} \\
&A\omega_0^2 = \omega_0^2
\end{aligned}
\tag{5.24}
$$

który otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.25)

$$
\frac{\omega_0^2\left(1 - \frac{1}{2}s\tau\right)}{s^2\left(1 + \frac{1}{2}s\tau\right)\left(s^2 - \sqrt{2}\omega_0 s + \omega_0^2\right)} = \frac{A + Bs}{s^2} + \frac{C}{1 + \frac{1}{2}s\tau} + \frac{Ds + E}{s^2 - \sqrt{2}\omega_0 s + \omega_0^2} \tag{5.25}
$$

rozwiązując układ równań (5.24) otrzymamy (5.26)

$$
A = 1, \quad B = \frac{2\sqrt{2} - \tau\left(1 + \omega_0\right)}{\omega_0}, \quad C = \frac{\omega_0^2\tau^4}{2\left(\omega_0^2\tau^2 + 2\sqrt{2}\omega_0\tau + 4\right)} \tag{5.26}
$$

Poniżej zestawiono wzory na wariancje przemieszczenia względnego (5.27) i przyspieszenia (5.28)

$$
\sigma_{x-x_0}^2 = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\tau s^3 + ((B\tau + 2C)\omega_0^2 + \tau\sqrt{2}\omega_0 - 2)s^2 + ((A\tau + 2B + \tau)\omega_0^2 - 2\sqrt{2}\omega_0)s + 2\omega_0^2(A-1)}{s^2(2 - s\tau)(s^2 + \sqrt{2}\omega_0 s + \omega_0^2)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.27}
$$

$$
\sigma_{\ddot{x}}^2 = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2((B\tau + 2C)\ s^2 + (A\tau + 2B)\ s + 2A}{(2 + s\tau)(s^2 + \sqrt{2}\omega_0 s + \omega_0^2)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.28}
$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Dla modelu dwumasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium wibroizolacji (5.10), funkcja $\varphi(s)$ podana jest wzorem (5.29), współczynniki *A, B, C* oraz ω_0 obliczone są z tych samych równań co dla modelu jednomasowego z optymalnym układem wibroizolacji, ponieważ forma kryterium jest taka sama.

$$\varphi(s)=\frac{\omega_0^2\left((B\tau+C)s^2+(2B+A\tau)s+2A\right)\left(mm_1s^2+(m+m_1)\alpha s+(m+m_1)c\right)}{\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)\left(m_1s^2+\alpha s+c\right)} \tag{5.29}$$

Wzory na wariancję przemieszczeń względnych i przyspieszeń podano wzorami (5.30÷5.33)

$$\sigma^2_{x-x_0}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\tau s^3+((B\tau+2C)\omega_0^2+\tau\sqrt{2}\omega_0-2)s^2+((A\tau+2B+\tau)\omega_0^2-2\sqrt{2}\omega_0)s+2\omega_0^2(A-1)}{s^2(2-s\tau)(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.30}$$

$$\sigma^2_{x_1-x}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{m_1\omega_0^2\left((B\tau+2C)s^2+(A\tau+2B)s+2A\right)}{\left(s^2+\sqrt{2}0\omega_0 s+\omega_0^2\right)\left(m_1s^2+\alpha s+c\right)(2-s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.31}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2\left((B\tau+C)s^2+(A\tau+2B)s+2A\right)}{\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.32}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2\left((B\tau+C)s^2+(A\tau+2B)s+2A\right)(\alpha s+c)}{\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)\left(m_1s^2+\alpha s+c\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.33}$$

Dla modelu dwumasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium (5.11), funkcja $\varphi(s)$ podana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{\left(mm_1s^2+(m+m_1)\alpha s+(m+m_1)c\right)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)s+2A\right)}{\left(as^3+bs^2+es+f\right)(2+s\tau)} \tag{5.34}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Współczynniki *a, b, e, f* otrzymamy rozwiązując układ równań (5.36), który powstał z faktoryzacji wyrażenia (5.35) odpowiadającego formie przyjętego kryterium (5.11)

$$R(s)R(-s)=\frac{(as^3+bs^2+es+f)(-as^3+bs^2-es+f)}{(m_1s^2+\alpha s+c)(m_1s^2-\alpha s+c)} \tag{5.35}$$

$$\begin{aligned} &a=\alpha\sqrt{\lambda_2}\\ &b^2-2ae=m_1^2+\lambda_2 c^2\\ &2fb-e^2=2m_1c-\alpha^2\\ &f=c \end{aligned} \tag{5.36}$$

współczynniki *A, B, C, D, E, F* z układu równań (5.37)

$$\begin{aligned} &-B\frac{\tau}{2}a-Ca+D\frac{\tau}{2}=0\\ &-A\frac{\tau}{2}a+B\frac{\tau}{2}b-Ba+Cb+D+E\frac{\tau}{2}=0\\ &A\frac{\tau}{2}b-Aa-B\frac{\tau}{2}e+Bb-Ce+E+F\frac{\tau}{2}=-\frac{1}{2}m_1\tau\\ &Ab-A\frac{\tau}{2}e+B\frac{\tau}{2}f-Be+Cf+F=m_1+\frac{1}{2}\alpha\tau\\ &A\frac{\tau}{2}f-Ae+Bf=-\alpha-\frac{1}{2}c\tau\\ &Af=c \end{aligned} \tag{5.37}$$

który otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.38)

$$\frac{\left(1-\frac{1}{2}s\tau\right)(m_1s^2-\alpha s+c)}{s^2\left(1+\frac{1}{2}s\tau\right)(-as^3+bs^2-es+f)}=\frac{A+Bs}{s^2}+\frac{C}{1+\frac{1}{2}s\tau}+\frac{Ds^2+Es+F}{(-as^3+bs^2-es+f)} \tag{5.38}$$

rozwiązując układ równań (5.37) otrzymamy (5.39)

$$A=1,\quad B=-\frac{\alpha+c\tau-e}{c},\quad C=\frac{1}{2}\frac{\tau^3(c\tau^2+2\alpha\tau+4m_1)}{\tau^3c+2e\tau^2+4b\tau+8a} \tag{5.39}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wzory na wariancję przemieszczeń względnych i przyspieszeń podano wzorami (5.40÷5.43)

$$\sigma^2_{x-x_0}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{\begin{array}{l}(B\tau m_1+Cm_1+a\tau)\,s^4+(A\tau m_1+C\alpha+B(2m_1+\alpha\tau)-2a-b\tau+C\alpha)\,s^3+\\+(B(2\alpha+c\tau)+A(2m_1+\alpha\tau)+Cc-2b+e\tau)\,s^2+(2Bc+A(2\alpha+c\tau)-2e+f\tau)\,s+2Ac\end{array}}{s^2((2-s\tau)\,(as^3+bs^2+es+f)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.40}$$

$$\sigma^2_{x_1-x}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{m_1\left((B\tau+C)\,s^2+A\tau+2B\right)s+2A}{((2-s\tau)\,(as^3+bs^2+es+f)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.41}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(m_1s^2+\alpha s+c)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)\,s+2A\right)}{(as^3+bs^2+es+f)\,(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.42}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(\alpha s+c)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)\,s+2A\right)}{(as^3+bs^2+es+f)\,(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.43}$$

Dla modelu optymalnego dwumasowego oraz dla kryterium wibroizolacji (5.12), funkcja $\varphi(s)$ podana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{\left(mm_1s^2+(m+m_1)\,\alpha s+(m+m_1)c\right)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)\,s+2A\right)}{(as^4+bs^3+es^2+fs+g)\,(2+s\tau)} \tag{5.44}$$

Współczynniki *a, b, e, f, g* otrzymamy rozwiązując układ równań (5.46), który powstał z faktoryzacji wyrażenia (5.45) odpowiadającego formie przyjętego kryterium (5.12)

$$R(s)R(-s)=\frac{(as^4+bs^3+es^2+fs+g)\,(as^4-bs^3+es^2-fs+g)}{(m_1s^2+\alpha s+c)\,(m_1s^2-\alpha s+c)} \tag{5.45}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$
\begin{aligned}
&a = m_1\sqrt{\lambda_1} \\
&2ae - b^2 = 2m_1^2 c\lambda_1 - \alpha^2(\lambda_1 + \lambda_2) \\
&2ag - 2bf + e^2 = m_1^2(1+\chi) + c^2(\lambda_1 + \lambda_2) \\
&2eg - f^2 = 2m_1 c - \alpha^2 \\
&g = c
\end{aligned}
\tag{5.46}
$$

współczynniki *A, B, C, D, E, F, G* obliczamy z układu równań (5.47)

$$
\begin{aligned}
&B\frac{\tau}{2}a + Ca + D\frac{\tau}{2} = 0 \\
&B\frac{\tau}{2}b + \left(A\frac{\tau}{2} + B\right)a - Cb + D + E\frac{\tau}{2} = 0 \\
&Aa - B\frac{\tau}{2}e - \left(A\frac{\tau}{2} + B\right)b + Ce + E + F\frac{\tau}{2} = 0 \\
&\left(A\frac{\tau}{2} + B\right)e - Ab - B\frac{\tau}{2}f - Cf + F + G\frac{\tau}{2} = -\frac{1}{2}m_1\tau \\
&B\frac{\tau}{2}g - \left(A\frac{\tau}{2} + B\right)f + Ae + Cg + G = m_1 + \frac{1}{2}\alpha\tau \\
&\left(A\frac{\tau}{2} + B\right)g - Af = -\alpha - \frac{1}{2}c\tau \\
&Ag = c
\end{aligned}
\tag{5.47}
$$

który otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.48)

$$
\frac{\left(1-\frac{1}{2}s\tau\right)\left(m_1 s^2 - \alpha s + c\right)}{s^2\left(1+\frac{1}{2}s\tau\right)\left(as^4 - bs^3 + es^2 - fs + g\right)} = \frac{A+Bs}{s^2} + \frac{C}{1+\frac{1}{2}s\tau} + \frac{Ds^3 + Es^2 + Fs + G}{as^4 - bs^3 + es^2 - fs + g} \tag{5.48}
$$

rozwiązując układ równań (5.47) otrzymamy wyrażenia na współczynniki *A, B, C* dane wzorem (5.49)

$$
A = 1,\ B = -\frac{c\tau + \alpha - f}{c},\ C = \frac{1}{2}\frac{\tau^4\left(c\tau^2 + 2\alpha\tau + 4m_1\right)}{2\tau^4 c + 2\tau^3 f + 4\tau^2 e + 8\tau b + 16a} \tag{5.49}
$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wzory na wariancję przemieszczeń względnych i przyspieszeń podano zworami (5.50÷5.53)

$$\sigma^2_{x-x_0}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{a\tau s^5+(m_1B\tau+2m_1C-2a+b\tau)\,s^4+(m_1A\tau+B(\alpha\tau+2m_1)+2aC-2b+e\tau)\,s^3+}{+(A(\alpha\tau+2m_1)+B(c\tau+2\alpha)+-2e+2Cc+f\tau)\,s^2+(A(2\alpha+c\tau)+2Bc-2f+g\tau)\,s+2(Ac+g)}{s^2(2-s\tau)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.50}$$

$$\sigma^2_{x_1-x}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{m_1\left((B\tau+2C)\,s^2+(A\tau+2B)\,s+2A\right)}{(2-s\tau)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.51}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(m_1s^2+\alpha s+c)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)\,s+2A\right)}{\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.52}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{(\alpha s+c)\left((B\tau+2C)s^2+(2B+A\tau)\,s+2A\right)}{\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.53}$$

Przypadek wymuszenia typu szum kolorowy

W tym przypadku dla modeli pasywnych jedno i dwumasowych wzory na funkcje $\varphi(s)$ nie ulegną zmianie, jedynie we wzorach na wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń zmieni się charakter funkcji $S_{\ddot{x}_0}(s)$ z wymuszenia typu biały szum (WN) na wymuszenie typu szum kolorowy (NBN). Dla modelu jednomasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium wibroizolacji (5.10) funkcja $\varphi(s)$ dana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{m\omega_0^2s^2\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)}{\left(s^2+\sqrt{2}\,\omega_0 s+\omega_0^2\right)(\Omega+s)}\left(\frac{As^3+Bs^2+Cs+D}{s^2\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)}+\frac{E}{1+\frac{1}{2}s\tau}\right) \tag{5.54}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

współczynniki *A, B, C, D, E* obliczamy z układu równań (5.55)

$$
\begin{aligned}
&(A+F)\frac{\tau}{2}+E=0\\
&A\left(1-\frac{\tau}{2}\sqrt{2}\omega_0\right)+B\frac{\tau}{2}+E\left(2\gamma+\sqrt{2}\omega_0\right)+F(1+\gamma\tau)+G\frac{\tau}{2}=0\\
&A\left(\frac{\tau}{2}\omega_0^2+\sqrt{2}\omega_0\right)+B\left(1+\frac{\tau}{2}\sqrt{2}\omega_0\right)+C\frac{\tau}{2}+E\left(\omega_0^2+\Omega^2-2\sqrt{2}\gamma\omega_0\right)+G(1+\gamma\tau)+F\left(\frac{\tau}{2}\Omega^2+2\gamma\right)=0\\
&B\left(\frac{\tau}{2}\omega_0^2-\sqrt{2}\omega_0\right)+E\left(2\gamma\omega_0^2-\Omega^2\sqrt{2}\omega_0\right)+G\left(2\gamma\frac{\tau\Omega^2}{2}\right)=0\\
&\frac{\tau}{2}C\omega_0^2+D\left(1-\frac{\tau}{2}\sqrt{2}\omega_0\right)+B\omega_0^2-C\sqrt{2}\omega_0+E\Omega^2\omega_0+G\Omega^2=-\frac{\tau}{2}\omega_0^2\\
&C\omega_0^2+D\omega_0\left(\frac{\tau}{2}\omega_0-\sqrt{2}\right)=\omega_0^2\left(1-\frac{\tau}{2}\Omega\right)\\
&D=\Omega
\end{aligned}
\tag{5.55}
$$

gdzie $\omega_0=\left(\sqrt[4]{\lambda}\right)^{-1}$

który to układ równań otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.56)

$$
\frac{\omega_0^2\left(1-\frac{1}{2}s\tau\right)(\Omega+s)}{\left(1+\frac{1}{2}s\tau\right)\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)s^2\left(s^2-\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)}=\frac{As^3+Bs^2+Cs+D}{s^2\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)}+\frac{E}{1+\frac{1}{2}s\tau}+\frac{Fs+G}{s^2-\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2} \tag{5.56}
$$

Wzory na wariancję przemieszczenia względnego i przyspieszenia podano zworami (5.57) i (5.58)

$$
\sigma_{x-x_0}^2=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2Q(s)(2-s\tau)}{\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(\Omega+s)(2+s\tau)}-1\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.57}
$$

$$
\sigma_{\ddot{x}}^2=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2Q(s)}{\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(\Omega+s)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.58}
$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

gdzie:

$$Q(s) = (A\tau + 2E)s^4 + (B\tau + 2A + 4E\gamma)s^3 + (C\tau + 2E\Omega^2 + 2B)s^2 + (2C + D\tau)s + 2D \qquad (5.59)$$

Dla modelu dwumasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium (5.10) funkcja $\varphi(s)$ przyjmuje postać

$$\varphi(s) = \frac{\omega_0^2 Q(s)\left(mm_1 s^2 + (m+m_1)\alpha s + (m+m_1)c\right)}{(\Omega+s)\left(s^2 + \sqrt{2}\omega_0 s + \omega_0^2\right)(2+s\tau)\left(m_1 s^2 + \alpha s + c\right)} \qquad (5.60)$$

gdzie $Q(s)$ dane jest wzorem (5.59), a współczynniki *A, B, C, D, E* oblicza się z tego samego układu równań co dla modelu jednomasowego (5.55), ponieważ forma kryterium jest taka sama.

Wzory na wariancję przemieszczenia względnych i przyspieszenia podano zworami (5.61÷5.64)

$$\sigma^2_{x-x_0} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2 Q(s)(2-s\tau) - (\Omega+s)\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)^2}{s^2(\Omega+s)\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)^2}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.61)$$

$$\sigma^2_{x_1-x} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{-m_1\omega_0^2 Q(s)(2-s\tau)}{s^2(\Omega+s)\left(m_1 s^2+\alpha s+c\right)\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)^2}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.62)$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2 Q(s)}{(\Omega+s)\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.63)$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{j\infty}\left|\frac{\omega_0^2 Q(s)(\alpha s+c)}{(\Omega+s)\left(s^2+\sqrt{2}\omega_0 s+\omega_0^2\right)(2+s\tau)\left(m_1 s^2+\alpha s+c\right)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.64)$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Dla modelu dwumasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium (5.11) funkcja $\varphi(s)$ dana jest wzorem

$$\varphi(s)=\frac{Q(s)\left(mm_1s^2+(m+m_1)\,\alpha s+(m+m_1)\,c\right)}{(\Omega+s)\left(as^3+bs^2+es+f\right)(2+s\tau)} \tag{5.65}$$

Współczynniki *a, b, e, f* otrzymamy rozwiązując układ równań (5.36) ten sam, który powstał z faktoryzacji wyrażenia (5.35) odpowiadającego formie przyjętego kryterium (5.11) dla szumu białego, a współczynniki *A, B, C, D, E, F, J, K* z układu równań (5.66).

$$\begin{aligned}
&-A\frac{\tau}{2}a-Ea+F\frac{\tau}{2}=0\\
&-A\left(a+b\frac{\tau}{2}\right)-Ba\frac{\tau}{2}+E(b+2a\gamma)+F(1+\gamma\tau)+K\frac{\tau}{2}=0\\
&A\left(e\frac{\tau}{2}+b\right)+B\left(b\frac{\tau}{2}-a\right)-Ca\frac{\tau}{2}+E(2b\gamma-e-a\Omega^2)+F\left(2\gamma+\frac{\tau}{2}\Omega^2\right)+K(1+\gamma\tau)+J\frac{\tau}{2}=0\\
&A\left(f\frac{\tau}{2}-e\right)+B\left(b-e\frac{\tau}{2}\right)+C\left(b\frac{\tau}{2}-a\right)+Da\frac{\tau}{2}+E(b\Omega^2+f-2e\gamma)+F\Omega^2+K\left(2\gamma+\frac{\tau}{2}\Omega^2\right)+J(1+\gamma\tau)=\frac{\tau}{2}m_1\\
&Af+B\left(f\frac{\tau}{2}-e\right)+C\left(b-e\frac{\tau}{2}\right)+D\left(b\frac{\tau}{2}-a\right)+E(2f\gamma-e\Omega^2)+K\Omega^2+J\left(\frac{\tau}{2}\Omega^2+2\gamma\right)=\left(\frac{\tau}{2}\Omega-1\right)m_1-\alpha\frac{\tau}{2}\\
&Bf+C\left(f\frac{\tau}{2}-e\right)+D\left(b-e\frac{\tau}{2}\right)+Ef\Omega^2+J\Omega^2=c\frac{\tau}{2}+\frac{\alpha(2-\tau\Omega)}{2}-\Omega m_1\\
&D\left(f\frac{\tau}{2}-e\right)+Cf=\alpha\Omega-\frac{2-\tau\Omega}{2}c\\
&D=\Omega
\end{aligned} \tag{5.66}$$

który otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.67)

$$\frac{\left(1-\frac{1}{2}s\tau\right)(\Omega+s)\left(m_1s^2-\alpha s+c\right)}{\left(1+\frac{1}{2}s\tau\right)\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)s^2\left(-as^3+bs^2-es+f\right)}=\frac{As^3+Bs^2+Cs+D}{\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)s^2}+\frac{E}{1+\frac{1}{2}s\tau}+\frac{Fs^2+Js+K}{\left(-as^3+bs^2-es+f\right)} \tag{5.67}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wzory na wariancję przemieszczenia względnych i przyspieszenia podano wzorami (5.68÷5.71)

$$\sigma^2_{x-x_0} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{Q(s)\left(m_1 s^2 + \alpha s + c\right)(2-s\tau)}{(\Omega+s)\left(as^3+bs^2+es+f\right)(2+s\tau)} - 1 \right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.68}$$

$$\sigma^2_{x_1-x} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{-m_1 Q(s)(2-s\tau)}{s^2\left(as^3+bs^2+es+f\right)(\Omega+s)(2+s\tau)^2} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.69}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{Q(s)\left(m_1 s^2 + \alpha s + c\right)}{\left(as^3+bs^2+es+f\right)(\Omega+s)(2+s\tau)} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.70}$$

$$\sigma^2_{\ddot{x}_1} = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty} \left| \frac{Q(s)(\alpha s + c)}{\left(as^3+bs^2+es+f\right)(\Omega+s)(2+s\tau)} \right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.71}$$

Dla modelu dwumasowego z optymalnym układem wibroizolacji oraz dla kryterium (5.12) funkcja $\varphi(s)$ dana jest wzorem

$$\varphi(s) = \frac{Q(s)\left(mm_1 s^2 + (m+m_1)\alpha s + (m+m_1)c\right)}{(\Omega+s)(2+s\tau)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)} \tag{5.72}$$

gdzie $Q(s)$ dane jest wzorem (5.59),

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

współczynniki *a, b, e, f, g* z układu równań (5.46) dla szumu białego, współczynniki *A, B, C, D, E, M, N, O , P* oblicza się z układu równań (5.73)

$$
\begin{aligned}
&\frac{A\tau a}{2}+Ea+\frac{M\tau}{2}=0\\
&\left(\frac{B\tau}{2}+A\right)a-\frac{A\tau b}{2}+E(2\gamma a-b)+\frac{N\tau}{2}+M(1+\gamma\tau)=0\\
&\left(\frac{C\tau}{2}+B\right)a-\left(\frac{B\tau}{2}+A\right)b+\frac{A\tau f}{2}+E\left(\Omega^2 a-2\gamma b+f\right)+\frac{O\tau}{2}+N(1+\tau\gamma)+M\left(2\gamma+\frac{\Omega^2\tau}{2}\right)=0\\
&\frac{P\tau}{2}+O(1+\tau\gamma)+N\left(2\gamma+\frac{\Omega^2\tau}{2}\right)+M\Omega^2+\left(\frac{D\tau}{2}+C\right)a-\left(\frac{C\tau}{2}+B\right)b+\left(\frac{B\tau}{2}+A\right)f-\frac{A\tau g}{2}-E\left(\Omega^2 b+2\gamma f-g\right)=0\\
&E\left(\Omega^2 f-2\gamma g+e\right)+P(1+\tau\gamma)+2O(\gamma+\tau\Omega^2)+N\Omega^2+Da-\left(\frac{D\tau}{2}+C\right)b+\left(\frac{C\tau}{2}+B\right)f-\left(\frac{B\tau}{2}+A\right)g+\frac{Ae\tau}{2}=-\frac{m_1\tau}{2}\\
&-Db+\left(\frac{D\tau}{2}+C\right)f-\left(\frac{C\tau}{2}+B\right)g+\left(\frac{B\tau}{2}+A\right)e-E\left(\Omega^2 g+2\gamma e\right)+2P\gamma+\left(\frac{P\tau}{2}+O\right)\Omega^2=\frac{\alpha\tau}{2}+m_1-\frac{\tau m_1\Omega}{2}\\
&Df-\left(\frac{D\tau}{2}+C\right)g+\left(\frac{C\tau}{2}+B\right)e+\Omega^2(Ee+P)=-\frac{e\tau}{2}-\alpha+\left(\frac{\alpha\tau}{2}+m_1\right)\Omega\\
&-Dg+\left(\frac{D\tau}{2}+C\right)e=e+\left(-\frac{e\tau}{2}-\alpha\right)\Omega\\
&Dg=\Omega c
\end{aligned}
\qquad (5.73)
$$

który otrzymano z faktoryzacji wyrażenia (5.74)

$$
\begin{aligned}
&\frac{\left(1-\frac{1}{2}s\tau\right)(\Omega+s)\left(m_1 s^2-\alpha s+c\right)}{s^2\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)\left(1+\frac{1}{2}s\tau\right)\left(as^4-bs^3+es^2-fs+g\right)}=\\
&=\frac{As^3+Bs^2+Cs+D}{s^2\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)}+\frac{E}{1+\frac{1}{2}s\tau}+\frac{Ms^3+Ns^2+Os+P}{\left(as^4-bs^3+es^2-fs+g\right)}
\end{aligned}
\qquad (5.74)
$$

Wzory na wariancję przemieszczenia względnych i przyspieszenia podano wzorami (5.75÷5.78)

$$
\sigma^2_{x-x_0}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\frac{\left|\frac{Q(s)\left(m_1 s^2+\alpha s+c\right)(2-s\tau)}{(\Omega+s)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)^2}-1\right|^2}{s^2}S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.75)
$$

$$
\sigma^2_{x_1-x}=\frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|-\frac{Q(s)m_1(2-s\tau)}{s^2(\Omega+s)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)^2}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \qquad (5.76)
$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$\sigma_{\ddot{x}}^2 = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{Q(s)\left(m_1 s^2+\alpha s+c\right)}{(\Omega+s)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.77}$$

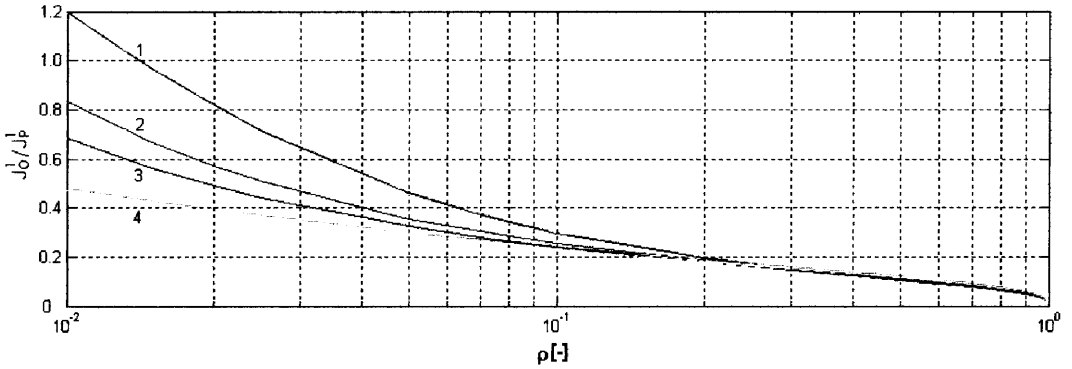
$$\sigma_{\ddot{x}_1}^2 = \frac{1}{2\pi j}\int_{-j\infty}^{+j\infty}\left|\frac{Q(s)(\alpha s+c)}{(\Omega+s)\left(as^4+bs^3+es^2+fs+g\right)(2+s\tau)}\right|^2 S_{\ddot{x}_0}(s)ds \tag{5.78}$$

5.3.4. Obliczenia numeryczne

Przypadek wymuszenia typu biały szum, model jednomasowy

W tym przypadku dla kryterium podanego wzorem (5.10) (kryterium pełne) oraz dla wymuszenia typu biały szum dla modelu jednomasowego przyjęto następujące dane liczbowe: m = 57[kg], α = 260[kg/s], c = 9950[kg/s^2], σ_0^2=1.0 [m^2/s^4], $\rho \in [0,1)$.

Porównanie stosunku kryteriów wibroizolacji danego wzorem (5.10) przedstawiono na rysunku (5.6).



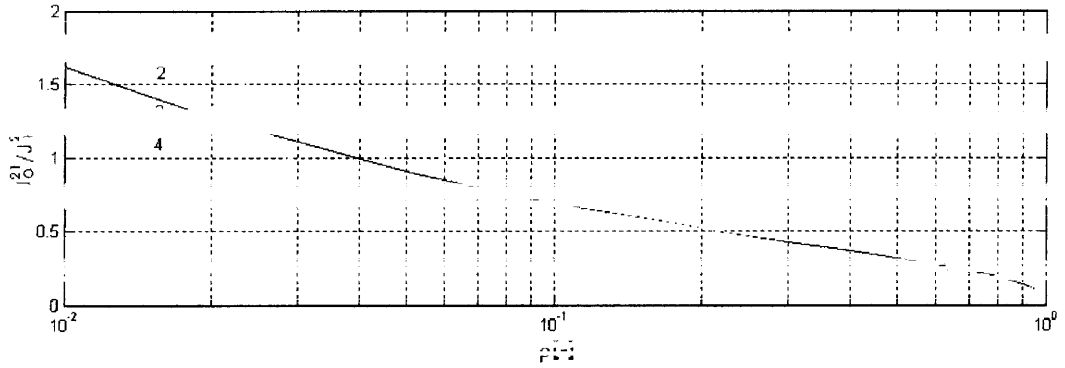
Rys. 5.6. Wykresy stosunku kryteriów J_O^1 / J_P^1 dla modelu jednomasowego w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]
1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

Przypadek wymuszenia typu biały szum, model dwumasowy

W tym przypadku dla kryteriów podanych wzorami (5.10) kryterium nałożone na dolną masę modelu, (5.11) na górną masę oraz (5.12) na obydwie masy dla wymuszenia typu biały szum, dla modelu dwumasowego przyjęto następujące dane liczbowe: m = 29.5 [kg], m_1 = 27.5 [kg], α_m = 260 [kg/s], α = 353.16 [kg/s], c_m = 9950 [kg/s^2], c = 22955.4 [kg/s^2], σ_0^2=1.0 [m^2/s^4], $\rho \in [0,1)$.

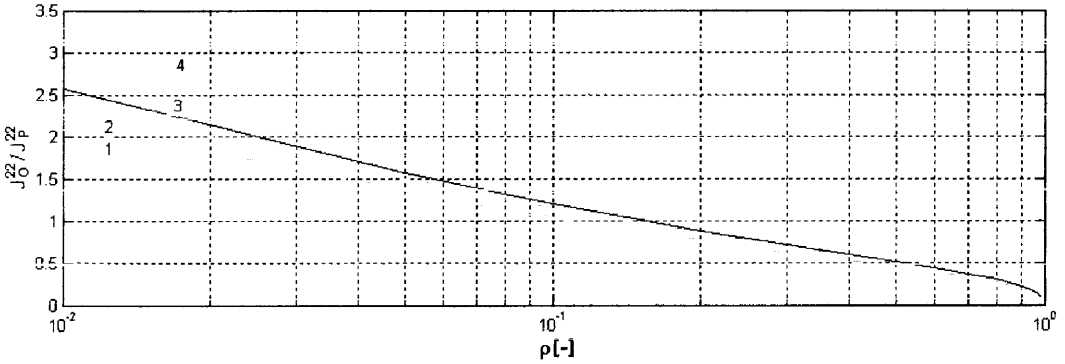
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Porównanie stosunku kryteriów wibroizolacji danego wzorem (5.10) przedstawiono na rysunku (5.7) a wzorem (5.11) na rysunku (5.8).



Rys. 5.7. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{21} / J_P^{21} dla modelu dwumasowego w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]



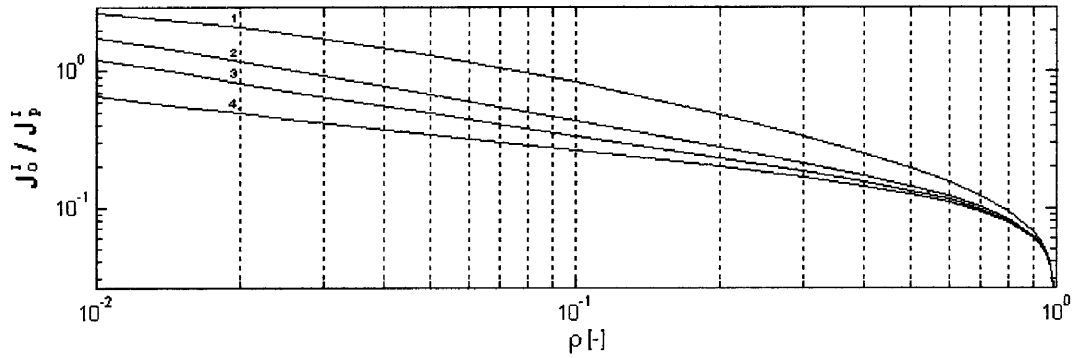
Rys. 5.8. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{22} / J_P^{22} dla modelu dwumasowego w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Przypadek wymuszenia typu wąskopasmowy szum kolorowy, model jednomasowy

Porównanie stosunku kryteriów wibroizolacji danego wzorem (5.10) przedstawiono na rysunku (5.9).



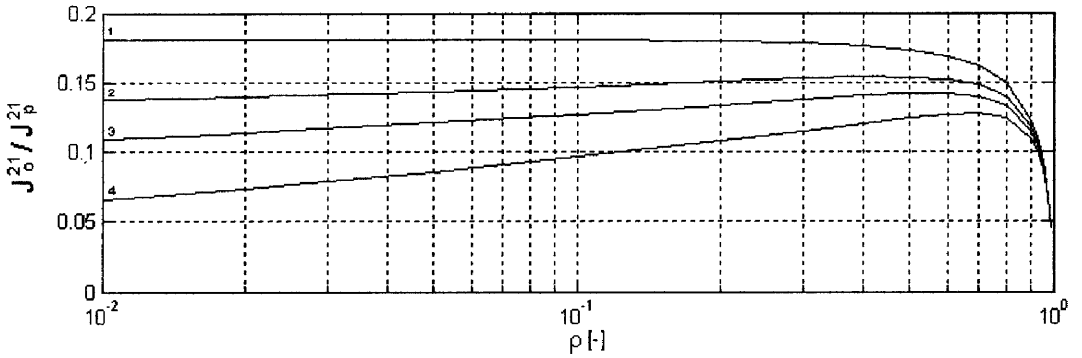
Rys. 5.9. Wykresy stosunku kryteriów J_O^I / J_P^I dla modelu jednomasowego

w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

Przypadek wymuszenia typu wąskopasmowy szum kolorowy, model dwumasowy

Porównanie stosunku kryteriów wibroizolacji danego wzorem (5.10) przedstawiono na rysunku (5.10), wzorem (5.11) na rysunku (5.11) a wzorem (5.12) na rysunku (5.12).

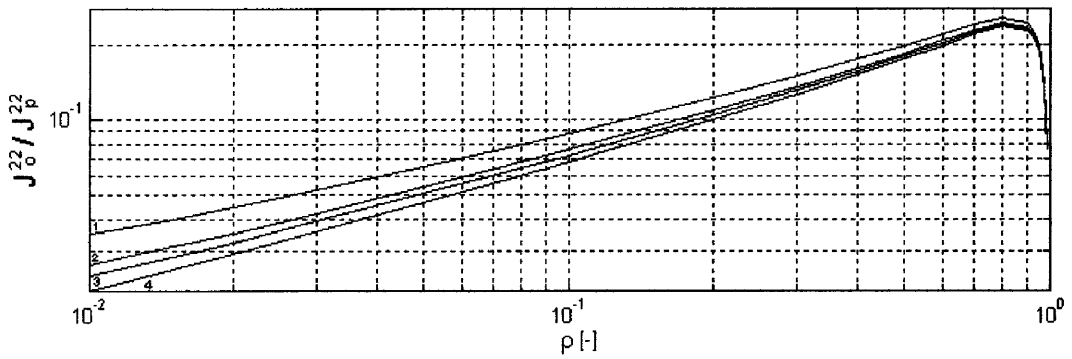


Rys. 5.10. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{21} / J_P^{21} dla modelu dwumasowego

w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

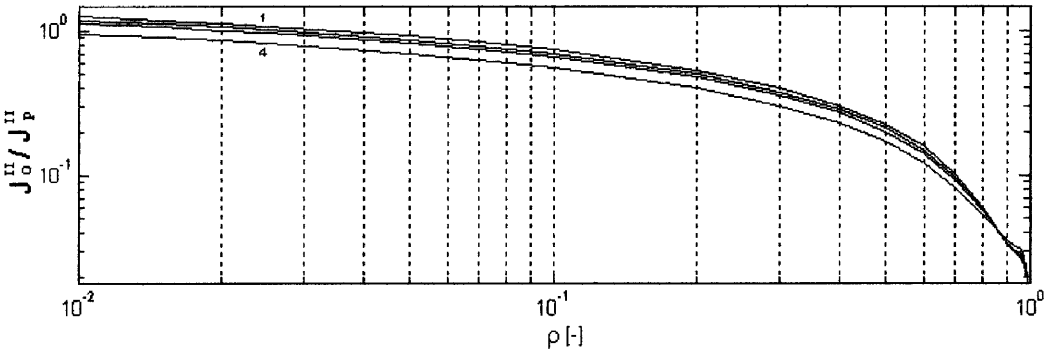
1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.11. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{22} / J_P^{22} dla modelu dwumasowego w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]



Rys. 5.9. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{II} / J_P^{II} dla modelu dwumasowego w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-]

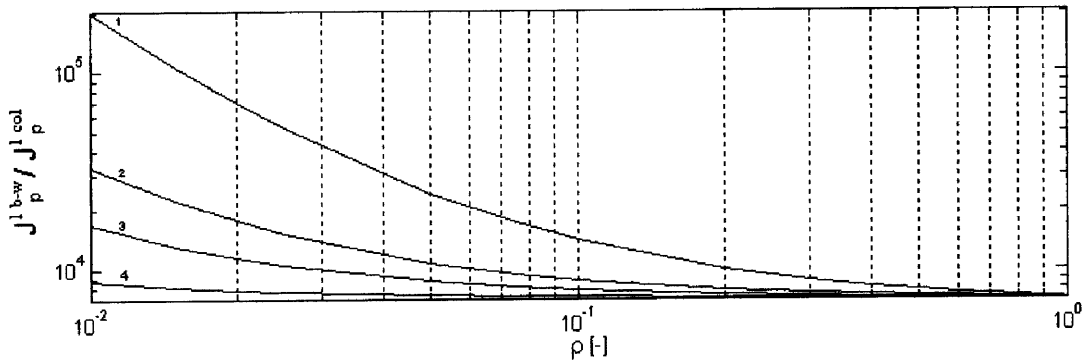
1 - v =10 [m/s], 2 - v = 20 [m/s], 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

Całkowano w granicach od 0.1 do 25 [Hz]. W celu porównania kryteriów poszczególne wariancje doprowadzono do postaci bezwymiarowej. Wariancje przyspieszenia wydzielono przez σ_0^2, a wariancje przemieszczenia względnego przez $\lambda\ \sigma_0^2$. Porównanie kryteriów przedstawiono na rysunkach (5.6), (5.7) oraz (5.8).

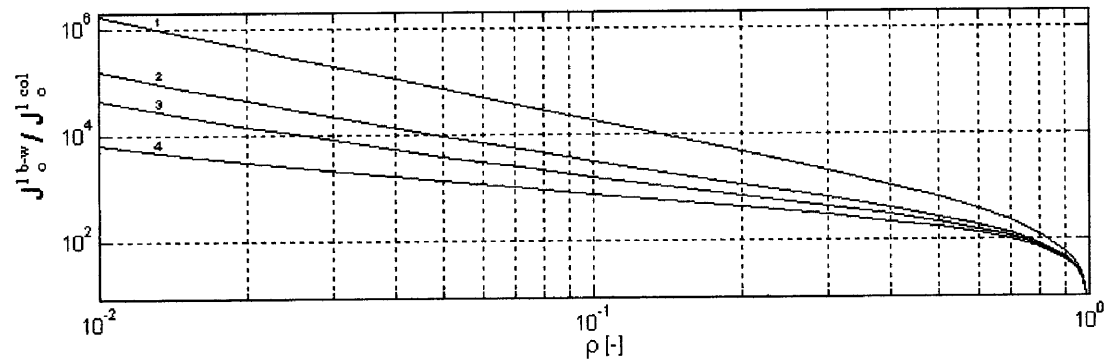
Wpływ rodzaju wymuszeń na wartość kryterium wibroizolacji, model jednomasowy

Na rysunkach (5.10) i (5.11) pokazano stosunki kryteriów wibroizolacji podanego wzorem (5.10) przy wymuszeniu typu biały szum (WN) i szum kolorowy (NBN) dla modelu jednomasowego z pasywnym układem VIS (rys. 5.10) i optymalnym układem VIS (rys. 5.11) w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-] dla czterech wartości prędkości.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.10. Porównanie kryteriów dla modelu jednomasowego
z pasywnym układem wibroizolacji Kelvina-Voigta
w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]



Rys. 5.11. Porównanie kryteriów dla modelu jednomasowego z optymalnym układem wibroizolacji w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]

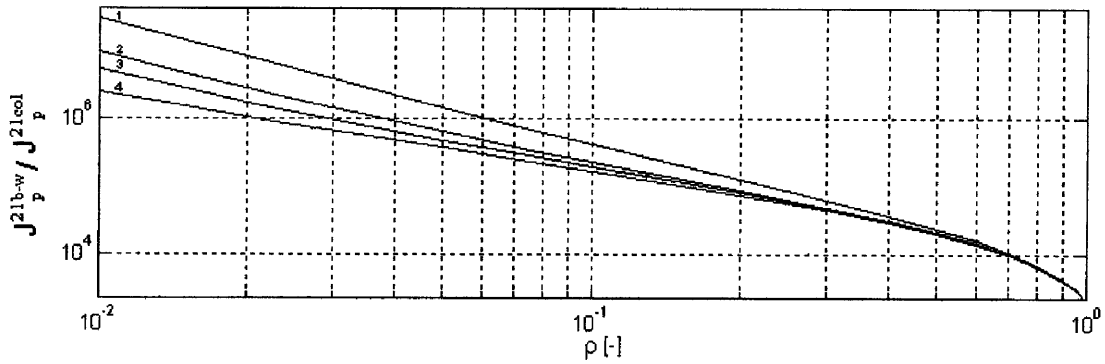
Pasywny układ wibroizolacji Kelvina-Voigta z rys. 5.10. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest ok. 7000 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu szumem białym.

Optymalny układ wibroizolacji z rys. 5.11. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest od 10 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu szumem białym. Wszystkie wartości podane są dla współczynnika ρ = 0.99 [-].

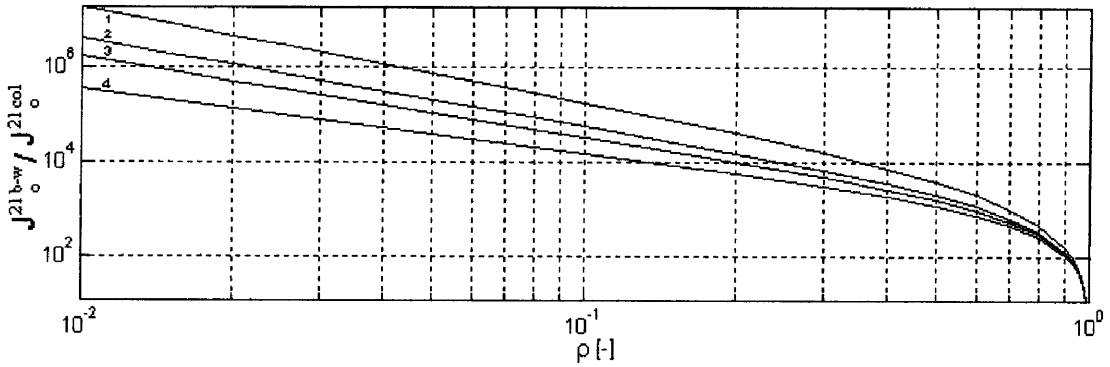
Wpływ rodzaju wymuszeń na wartość kryterium wibroizolacji, model dwumasowy

Na rysunkach (5.12) i (5.13) pokazano stosunki kryteriów wibroizolacji nałożonego na dolną masę modelu podanego wzorem (5.10) przy wymuszeniu typu biały szum (WN) i szum kolorowy (NBN) dla modelu dwumasowego z pasywnym układem VIS (rys. 5.12) i optymalnym układem VIS (rys. 5.13) w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-] dla czterech wartości prędkości.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



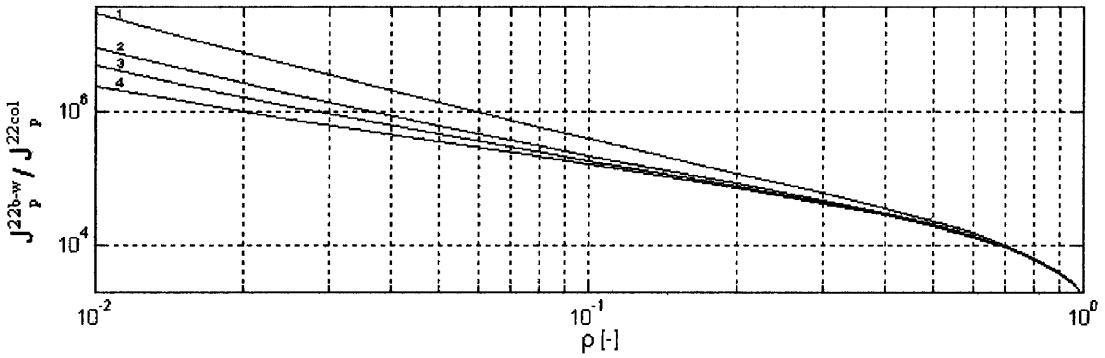
Rys. 5.12. Porównanie kryteriów dla modelu dwumasowego
z pasywnym układem wibroizolacji Kelvina-Voigta
w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]



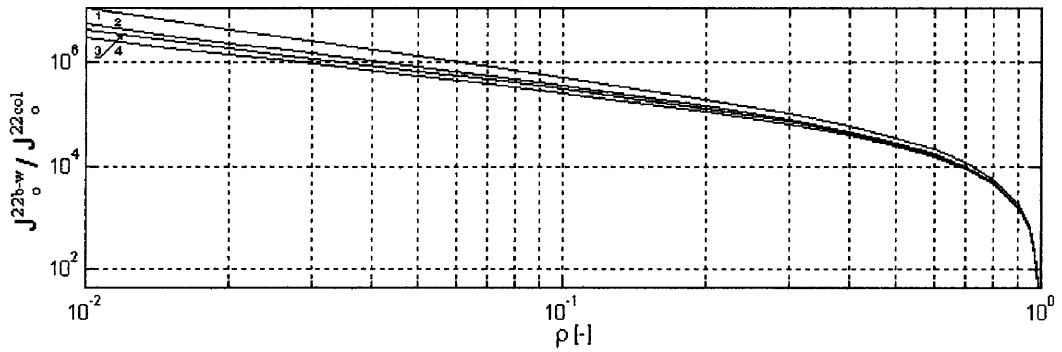
Rys. 5.13. Porównanie kryteriów dla modelu dwumasowego
z optymalnym układem wibroizolacji
w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]

Na rysunkach (5.14) i (5.15) pokazano stosunki kryteriów wibroizolacji nałożonego na górną masę modelu podanego wzorem (5.11) przy wymuszeniu typu biały szum (WN) i szum kolorowy (NBN) dla modelu dwumasowego z pasywnym układem VIS (rys. 5.14) i optymalnym układem VIS (rys. 5.15) w funkcji bezwymiarowego współczynnika ρ [-] dla czterech wartości prędkości.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.14. Porównanie kryteriów dla modelu dwumasowego
z pasywnym układem wibroizolacji Kelvina-Voigta
w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]



Rys. 5.15. Porównanie kryteriów dla modelu dwumasowego
z optymalnym układem wibroizolacji
w funkcji ρ dla prędkości : 1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30, 4 - v = ∞ [m/s]

Pasywny układ wibroizolacji Kelvina – Voigta z rys. 5.12. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest 2300 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu białym szumem.

Optymalny układ wibroizolacji z rys. 5.13. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest 12 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu białym szumem.

Pasywny układ wibroizolacji Kelvina-Voigta z rys. 5.14. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest 2000 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu białym szumem

Optymalny układ wibroizolacji z rys. 5.15. przy wymuszeniu typu szum kolorowy jest 50 razy lepszy od tegoż samego modelu przy wymuszeniu białym szumem.

Wszystkie wartości podane są dla współczynnika ρ = 0.99 [-].

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Analiza numeryczna, wymuszenie typu szum kolorowy, model dwumasowy

Analizę jakościową przeprowadzono dla kryterium wibroizolacji podanego wzorem (5.12) dla modelu dwumasowego, dla zestawów współczynników wagowych λ, λ_1, χ zestawionych w tabeli 5.1. W tym przypadku wymuszenie jest wąskopasmowym szumem kolorowym.

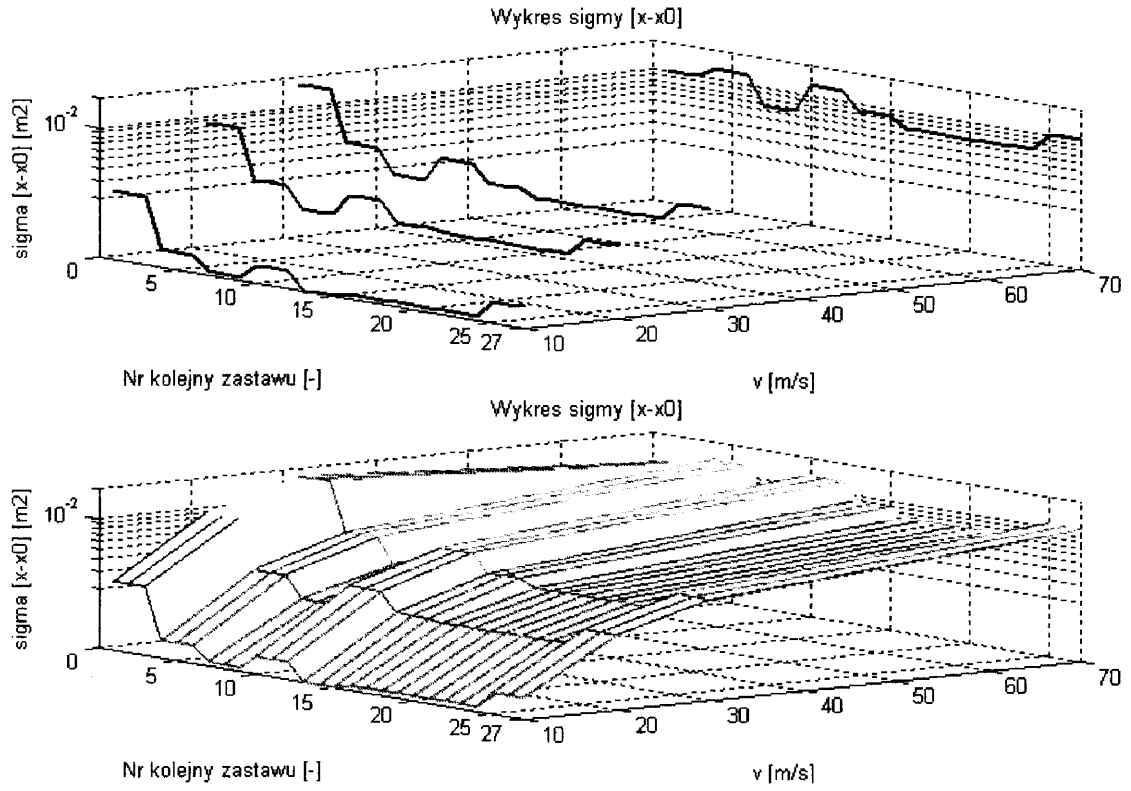
Table 5.1. Zestawienie współczynników wagowych w chodzących w skład kryterium

Nr zestawu	Współczynnik wagowy			Nr zestawu	Współczynnik wagowy			Nr zestawu	Współczynnik wagowy		
	λ $[s^4]$	λ_1 $[s^4]$	χ $[s^4]$		λ $[s^4]$	λ_1 $[s^4]$	χ $[s^4]$		λ $[s^4]$	λ_1 $[s^4]$	χ $[s^4]$
1	0.01	0.01	0.01	10	1	0.01	0.01	19	99	0.01	0.01
2	0.01	0.01	1	11	1	0.01	1	20	99	0.01	1
3	0.01	0.01	99	12	1	0.01	99	21	99	0.01	99
4	0.01	1	0.01	13	1	1	0.01	22	99	1	0.01
5	0.01	1	1	14	1	1	1	23	99	1	1
6	0.01	1	99	15	1	1	99	24	99	1	99
7	0.01	99	0.01	16	1	99	0.01	25	99	99	0.01
8	0.01	99	1	17	1	99	1	26	99	99	1
9	0.01	99	99	18	1	99	99	27	99	99	99

Na rysunkach 5.16, 5.17, 5.18, 5.19, pokazano wariancje przemieszczeń względnych przyspieszeń wchodzących w skład kryterium (5.12) w funkcji numeru zestawu współczynników wagowych z tabeli 5.1. oraz w funkcji prędkości.

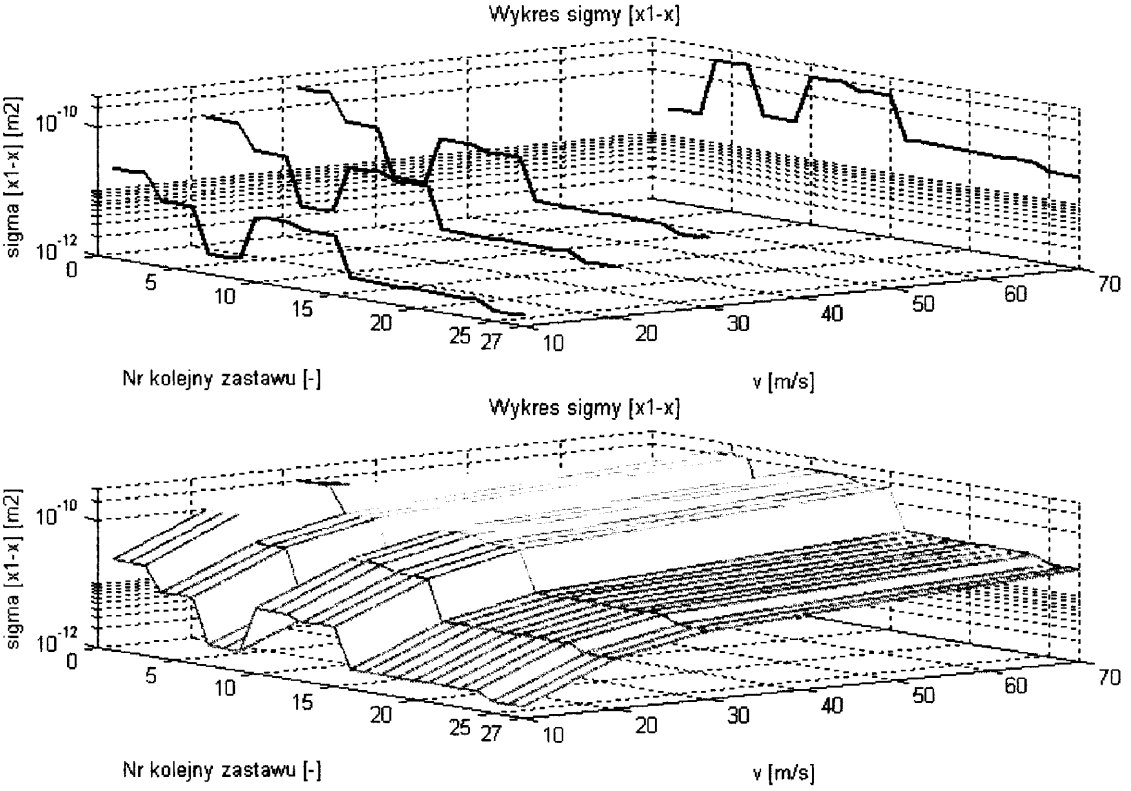
Na rysunku 5.20 pokazano stosunek kryterium J_O^{II} / J_P^{II} w funkcji numeru zestawu współczynników wagowych oraz w funkcji prędkości.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.16. Wykresy wariancji przemieszczenia względnego $\sigma^2_{x-x_0}$

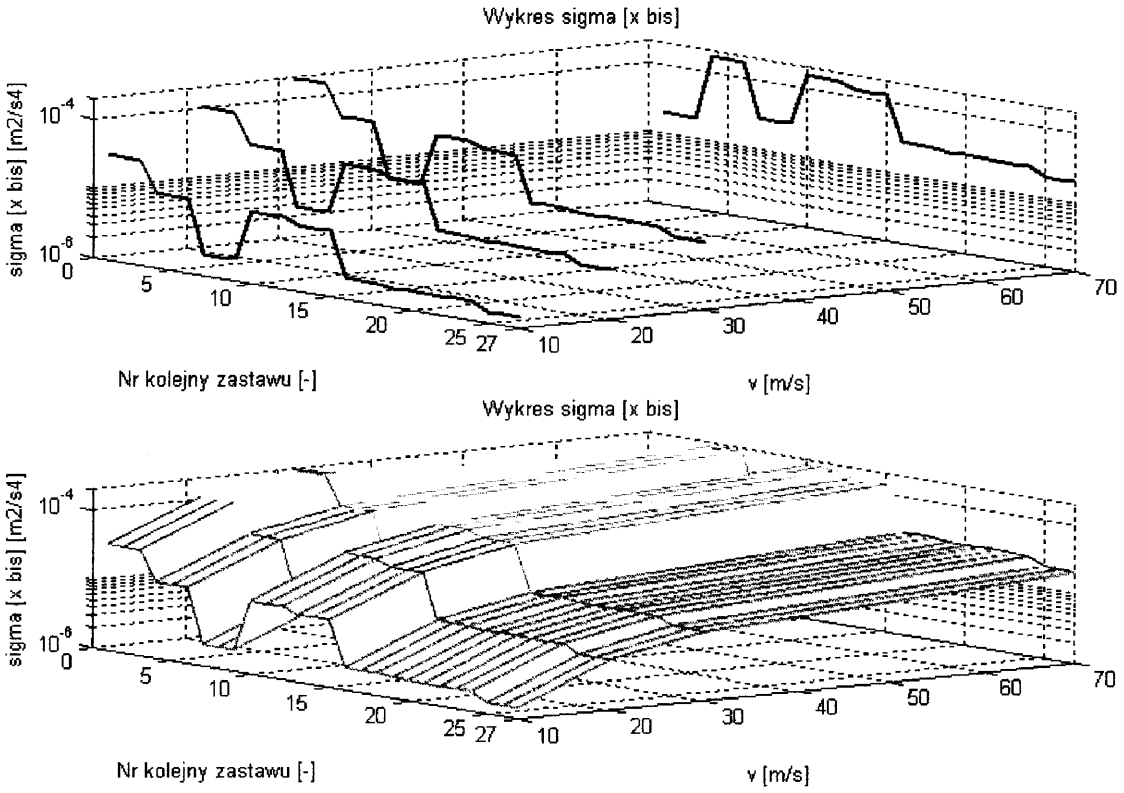
dla modelu dwumasowego oraz dla wymuszenia (NBN) dla 4 wartości prędkości



Rys. 5.17. Wykresy wariancji przemieszczenia względnego $\sigma^2_{x_1-x}$

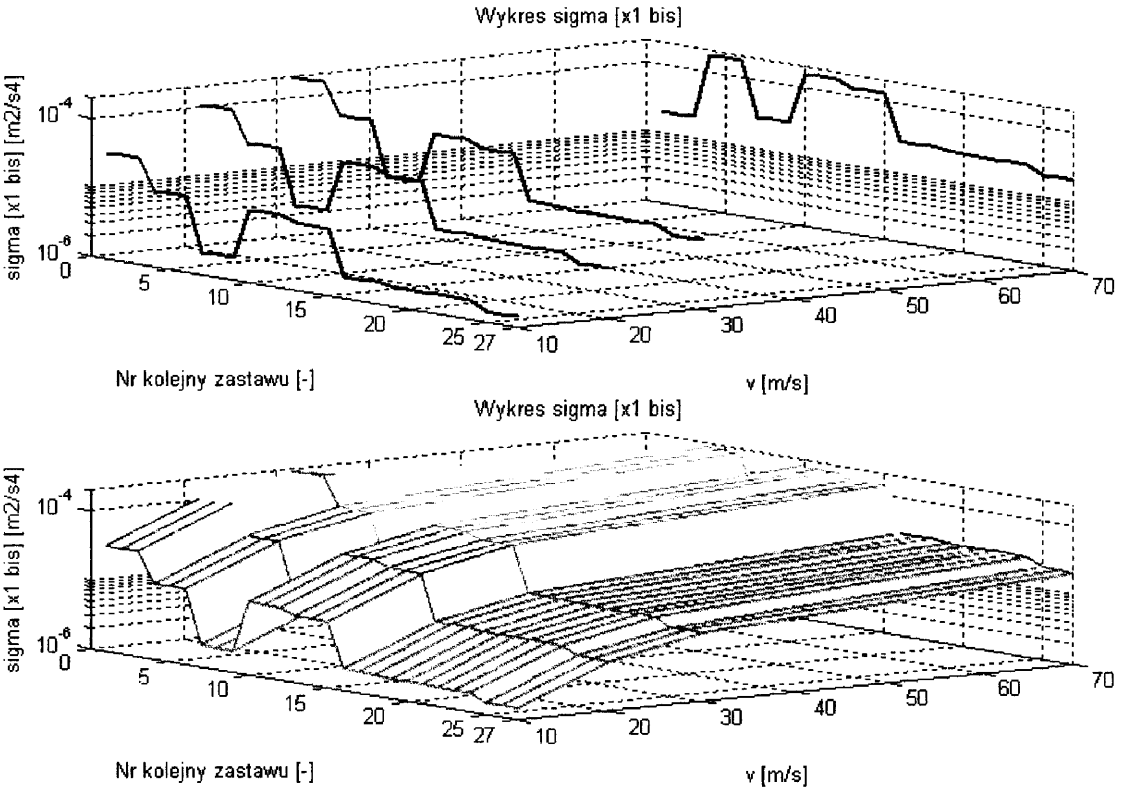
dla modelu dwumasowego oraz dla wymuszenia (NBN) dla 4 wartości prędkości

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.18. Wykresy wariancji przyspieszenia σ_x^2

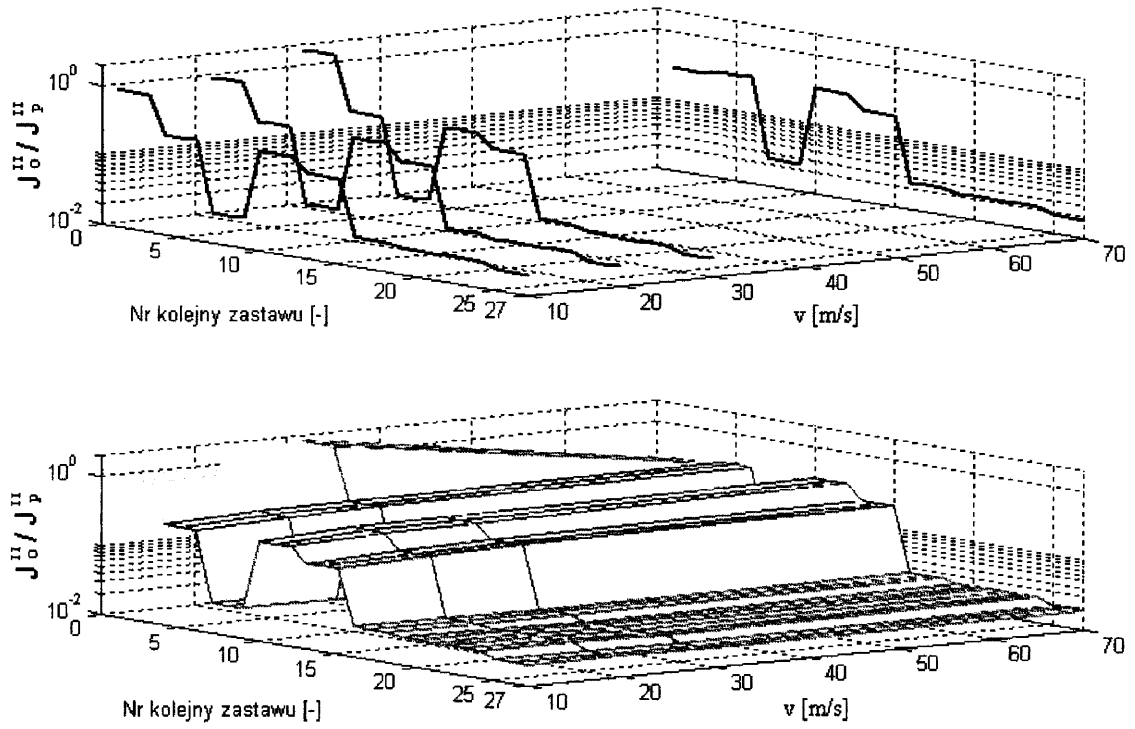
dla modelu dwumasowego oraz dla wymuszenia (NBN) dla 4 wartości prędkości



Rys. 5.19. Wykresy wariancji przyspieszenia $\sigma_{x_1}^2$

dla modelu dwumasowego oraz dla wymuszenia (NBN) dla 4 wartości prędkości

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5.20. Wykresy stosunku kryteriów J_O^{II} / J_P^{II} dla modelu dwumasowego oraz dla wymuszenia (NBN) dla 4 wartości prędkości

5.4. Podsumowanie

Jak widać na rysunkach 5.9. ÷ 5.15. rodzaj wymuszenia ma istotny wpływ na kryteria wibroizolacji mimo, że energia, jaka jest pochłaniana przez ciało siedzącego człowieka dla każdego z rodzajów wymuszeń jest taka sama. Modele, w których do obliczeń przyjęto wymuszenie typu szum kolorowy są od kilku razy do kilku tysięcy razy lepsze niż przy wymuszeniu typu biały szum.

Z analizy numerycznej wynika, że dla pewnych wartości zestawu współczynników wagowych model z pasywnym układem VIS jest lepszy od modelu z optymalnym VIS, gdy zwiększymy wartości kary (wartości współczynników wagowych) nałożonej na poszczególne wariancje to model z optymalnym VIS jest lepszy od modelu z pasywnym VIS około 100 razy. Pokazano to na rysunku 5.20.

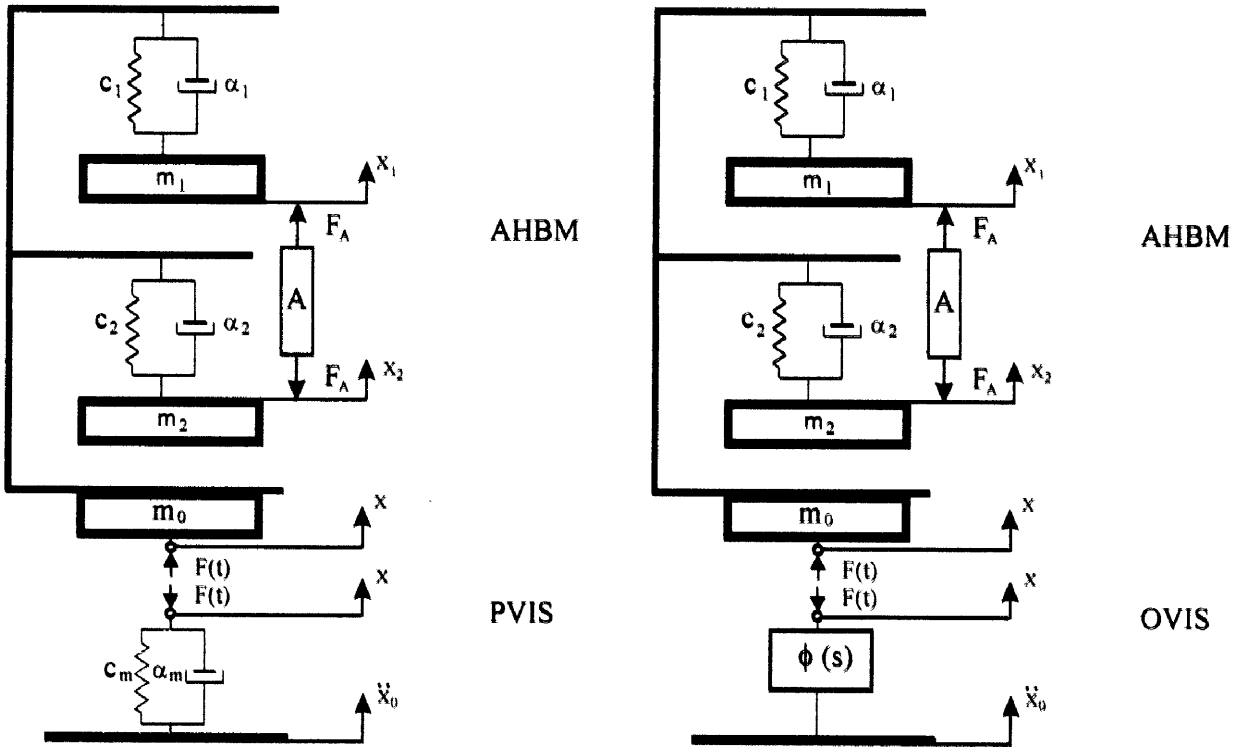
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

6. Dynamika układu aktywny model biomechaniczny (AHBM) - - pasywny układu wibroizolacji (PVIS)

6.1. Dynamika układu: AHBM, (bez oparcia - „back-off" i z oparciem „back-on") - liniowy (PVIS)

6.1.1. Prezentacja problemu

Na rysunkach 6.1. i 6.2. przedstawiono model ciała siedzącego człowieka back-off i back-on z pasywnym (PVIS) oraz z (OVIS) układem wibroizolacji . Masy m_1 oraz m_2 reprezentują model AHBM a masa m_0 siedzisko - fotel kierowcy.



Rys. 6.1. Model back-off i back-on optymalnym układem wibroizolacji (PVIS)

Rys. 6.2. Model back-off i back-on optymalnym układem wibroizolacji (OVIS)

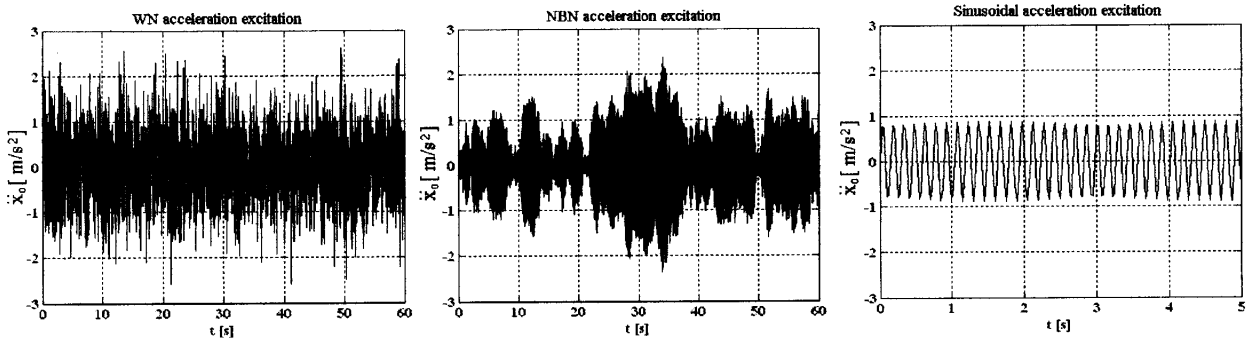
W tym rozdziale przedstawiono dynamikę układu (AHBM) ciała siedzącego człowieka z pasywny (PVIS) i optymalnym (OVIS) układem wibroizolacji. Pokazano wpływ masy m_0 na stabilność modeli back-off i back-on. Zaprezentowano odpowiedzi dynamiczne na wymuszenia harmoniczne i przypadkowe. W dalszej części tego rozdziału przedstawiono wpływ trzech rodzajów nieliniowości na dynamikę układu przy wymuszeniach: harmonicznym i przypadkowym.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

6.1.2. Założenia dotyczące wymuszeń

Symulacje zostały wykonane dla trzech typów wymuszenia: WN - białego szumu, NBN - szumu kolorowego wąskopasmowego oraz sygnału sinusoidalnego przyspieszenia. Przebiegi czasowe wymuszeń przedstawiono na rysunkach rys. 6.3. a, b, c. Dla wszystkich trzech typów wymuszeń założono ta sama wartość r.m.s. przyspieszenia równą 0.6276 [m/s^2]. Przyspieszenia typu biały szum (WN) i wąskopasmowy szum kolorowy (NBN) odpowiadają wyrażeniom analitycznym gęstości widmowej mocy przyspieszenia wykorzystanym przy syntezie optymalnych układów wibroizolacji OVIS opisanych w rozdziale 4.1.2. Wymuszenie sinusoidalne zostało wprowadzone jako sygnał testowy, pozwalający na porównanie optymalnych i pasywnych układów wibroizolacji (OVIS) i (PVIS).

Dla każdego typu wymuszenia zostały dodatkowo policzone wartości RMS sygnałów wyjściowych dla układu złożonego z modelu ciała ludzkiego (AHBM) oraz układu wibroizolacji (OVIS), pokazanych na rysunku 6.2. Wartości te zostały porównane z wartościami RMS obliczonymi dla układu złożonego z modelu ciała ludzkiego (AHBM) oraz pasywnego układu wibroizolacji (PVIS), pokazanych na rysunku 6.1.



a) b) c)

Rys. 6.3. Przebiegi czasowe wymuszeń a - (WN), b - (NBN), c - (sinusoidalne)

6.1.3. Stabilność badanych układów AHMB + PVIS dla modeli „back-off" i „back-on"

Badanie układu człowiek - maszyna należą do najtrudniejszych i najbardziej kosztownych. Wymagają one wielu doświadczeń na reprezentatywnych grupach zawodowych zarówno w warunkach laboratoryjnych jak i rzeczywistych. W poniższym paragrafie pracy przedstawiono numeryczne badania stabilności układu człowiek siedzący - siedzisko (fotel).

Pierwsze aktywne modele ciała siedzącego człowieka dla dwóch pozycji "back-off" - - bez oparcia i "back-on" - z oparciem zostały przedstawione w pracy [K5], [K6].

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W pracy [K20] przedstawiono kolejne modele dla pozycji siedzącej bez oparcia. Badania układu: biomechaniczny model pasywny - pasywny fotel (układ wibroizolacji) są teoretycznie łatwe do przeprowadzenia. W przypadku aktywnych modeli biomechanicznych problem jest o wiele bardziej złożony.

W prezentowanym rozdziale pokazano, że dla określonych zbiorów parametrów opisujących badany układ wibroizolacji (fotel) (PVIS) i aktywnych stabilnych modeli biomechanicznych ciała siedzącego człowieka - operatora (AHMB) cały układ (AHMB+PVIS) może być układem niestabilnym. Wyznaczono obszary stabilności takich układów dla modeli podanych w pracy [K16].

Mianownik dla wszystkich funkcji transmitancji dla modelu bez masy m_0 z rys. 6.1.

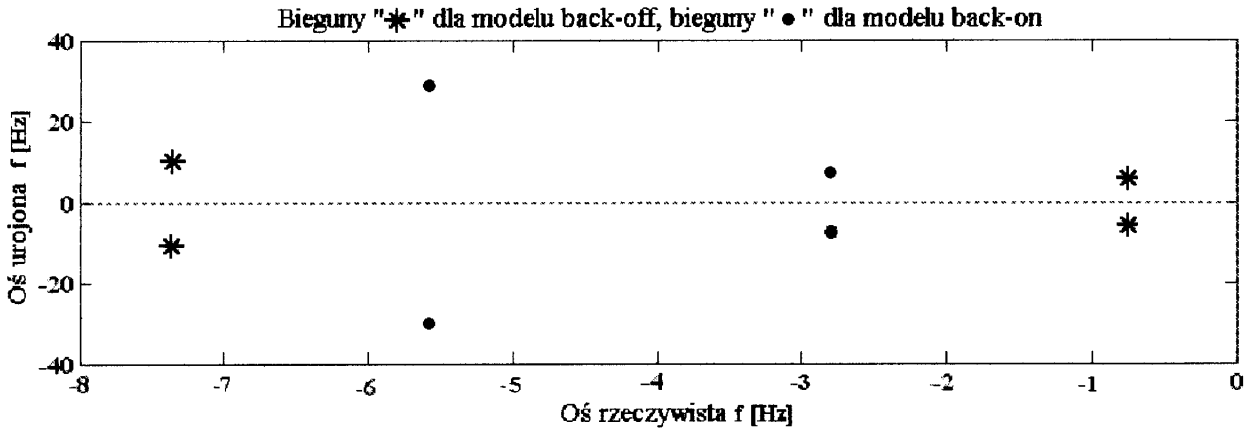
$$
\begin{aligned}
b_4 &= m_1 m_2 \\
b_3 &= m_1(\alpha_2 - k_{14}) + m_2(\alpha_2 + k_{14}) \\
b_2 &= m_1(c_2 - k_{13}) + m_2(c_1 + k_{11}) + \alpha_1(\alpha_2 - k_{14}) + \alpha_2 k_{12} \\
b_1 &= \alpha_1(c_2 - k_{13}) + \alpha_2(c_1 + k_{11}) + c_2 k_{12} - c_1 k_{14} \\
b_0 &= c_1(c_2 - k_{13}) + c_2 k_{11}
\end{aligned}
\tag{6.1}
$$

Mianownik dla wszystkich funkcji transmitancji dla modelu z masą m_0 z rys. 6.1.

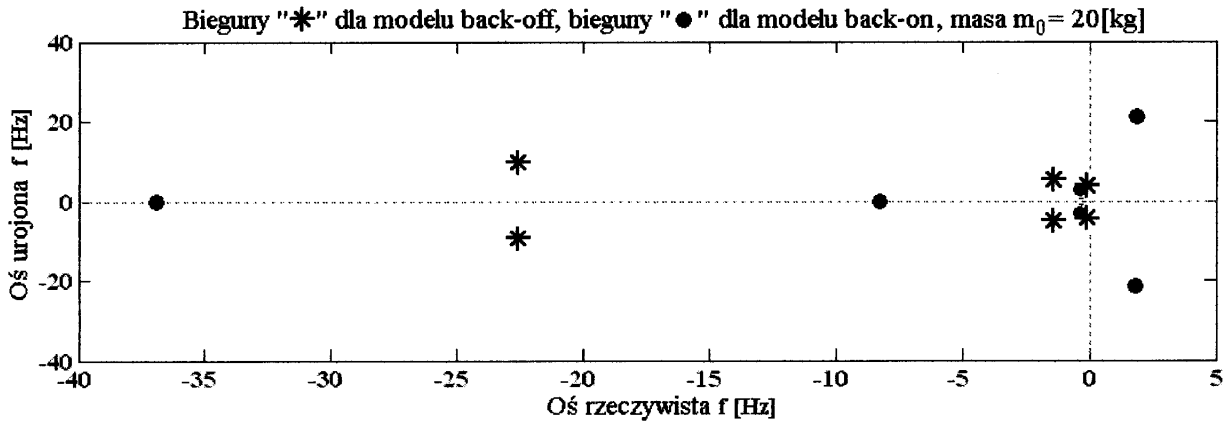
$$
\begin{aligned}
b_6 &= m_0 m_1 m_2 \\
b_5 &= m_0(m_1(\alpha_2 - k_{14}) + m_2(\alpha_1 + k_{12})) + m_1 m_2(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_m) \\
b_4 &= m_1 m_2(c_1 + c_2 + c_m) + m_2(\alpha_1(\alpha_2 + \alpha_m + k_{14}) + k_{12}(\alpha_2 + \alpha_m)) + m_0(\alpha_1(\alpha_2 - k_{14}) + \alpha_2 k_{12} + c_1 m_2) + \\
&+ m_1(m_0(c_2 + k_{11} - k_{13}) + \alpha_1(\alpha_2 + \alpha_m) - k_{14}(\alpha_1 + \alpha_m) + \alpha_2(k_{12} - 2k_{14})) \\
b_3 &= m_0(\alpha_1(c_2 - k_{13}) + \alpha_2(c_1 + k_{11}) + c_1(k_{12} - k_{14})) + \alpha_m(\alpha_1(\alpha_2 - k_{14}) + \alpha_2 k_{12} + c_1 k_{14}) + \\
&+ m_1(\alpha_m(c_2 - k_{13}) + \alpha_1(c_2 - k_{13}) + \alpha_2(c_1 + c_m + k_{11} - 2k_{13}) - k_{14}(c_1 + c_m) + c_2(k_{12} - 2k_{14})) + \\
&+ m_2((c_1 + k_{11})(\alpha_2 + \alpha_m) + \alpha_1(c_2 + c_m + k_{13}) + k_{12}(c_2 + c_m)) \\
b_2 &= m_0(-c_1(c_2 + k_{13}) + 2c_2 k_{11}) + m_1(c_2(c_1 + k_{11} - 2k_{13}) - k_{13}(c_1 + c_m)) + m_2(c_1(c_2 + k_{13}) + 2c_m k_{11}) + \\
&+ \alpha_1(\alpha_2 c_m + \alpha_m(c_2 + k_{11} - k_{13}) - c_m k_{14}) + \alpha_2(\alpha_m c_1 + c_m k_{12}) + \alpha_m(c_2 k_{12} - c_1 k_{14}) + c_m(c_2 m_1 + c_1 m_2) \\
b_1 &= c_1(c_m(\alpha_2 - k_{14}) + \alpha_m(c_2 - k_{13})) + \alpha_m c_2 k_{11} + c_m(\alpha_2 k_{11} + \alpha_1(c_2 - k_{13}) + c_2 k_{12}) \\
b_0 &= c_m(c_1(c_2 - k_{13}) + c_2 k_{11})
\end{aligned}
\tag{6.2}
$$

Poniżej na rys. 6.4. pokazano rozkład biegunów modeli z rys. 6.1. bez masy m_0, a na rys. 6.5. oraz 6.6. rozkład biegunów modeli dla dwóch różnych mas $m_0 = 20$ i 35 [kg].

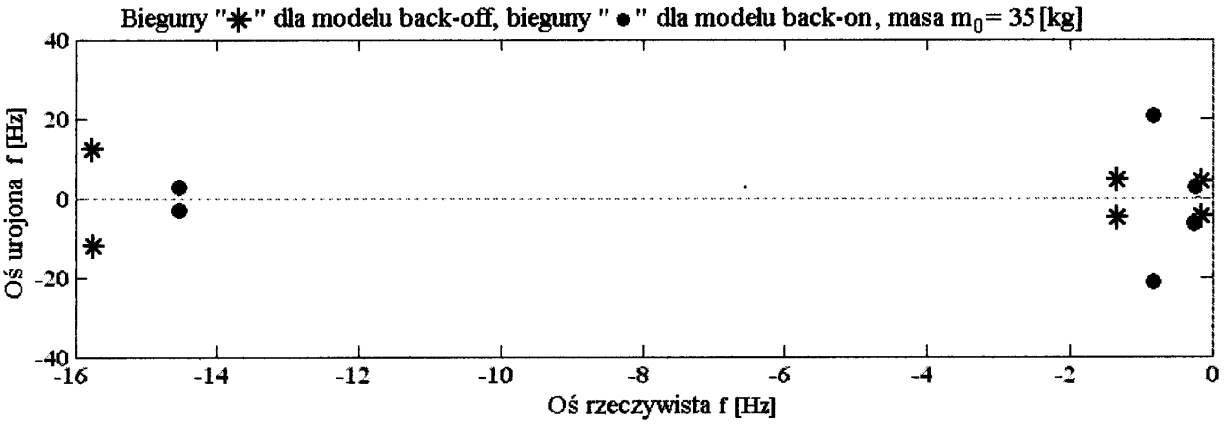
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.4. Rozkład biegunów mianownika (6.1) funkcji transmitancji dla modelu back-off i back-on



Rys. 6.5. Rozkład biegunów mianownika (6.2) funkcji transmitancji dla modelu „back-on", m_0=20 [kg]

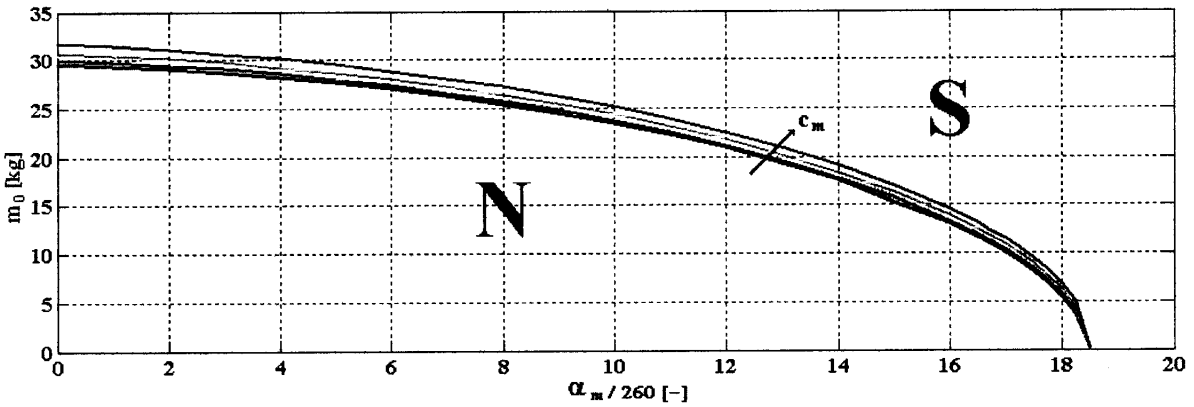


Rys. 6.6. Rozkład biegunów mianownika (6.2) funkcji transmitancji dla modelu „back-on", m_0=35 [kg]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Stabilność funkcji transmitancji zależy od pierwiastków mianownika, który jest tym samym wyrażeniem dla wszystkich funkcji transmitancji dla konkretnego modelu (dwu lub trójmasowego) Mianownik ten można zapisać w postaci: (6.1) dla modeli dwumasowych a (6.2.) dla modeli trójmasowych. Jego pierwiastki zależą od znaków minorów wyznacznika Hurwitza, [P9]. Aby układ (AHMB+PVIS) z rys. 6.1. wraz z masą m_0 był układem stabilnym pierwiastki (6.2) muszą mieć części rzeczywiste ujemne.

Po wykonaniu odpowiednich obliczeń numerycznych otrzymano zakres stabilności układu (AHMB+PVIS). Wykres sporządzono w funkcji masy m_0, tłumienie α_m, sztywności c_m fotela. Zakres ten przedstawiony jest na rysunku 6.7.



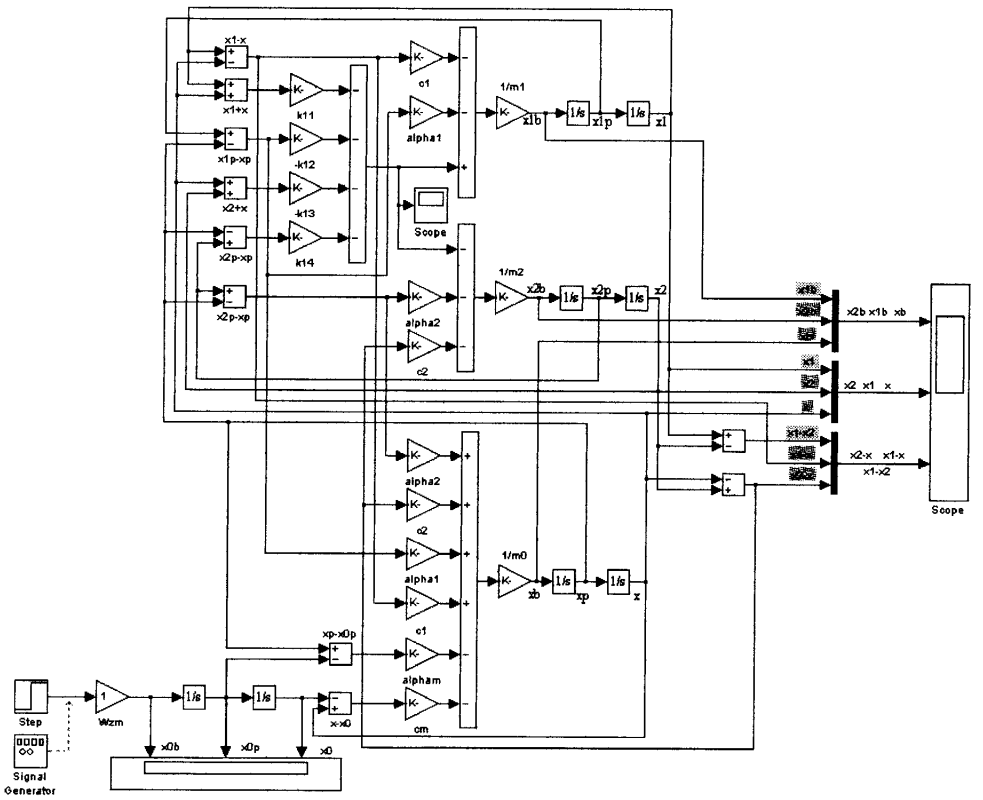
Rys. 6.7. Obszar stabilności dla modelu „back-on", N obszar niestabilny, S obszar stabilny

Stabilny model aktywny ciała siedzącego człowieka posadzony na pasywnym fotelu może stać się układem niestabilnym dla pewnych zbiorów parametrów m_0, c_m i α_m pokazano na rys. 6.7. (Obszar N dla modelu "back-on"). Największy wpływ na stabilność układu (AHBM+PVIS) mają masa m_0 i tłumienie α_m. Wpływ sztywności c_m fotela na stabilność jest mały. Duże zmiany parametru c_m od 0.1 c_m do 4 c_m powodują małe zmiany obszaru stabilności.

6.1.4. Odpowiedzi dynamiczne na wymuszenia harmoniczne

Dla obydwóch modeli z rys. 6.1 oraz 6.2. przeprowadzono symulacje w programie Matlab - Simulink. Na rysunku 6.8. przedstawiono przykładowy schemat blokowy modelu back-on z pasywnym układem wibroizolacji (PVIS) wraz z wymuszeniami typu: biały szum, skokowego i harmonicznego.

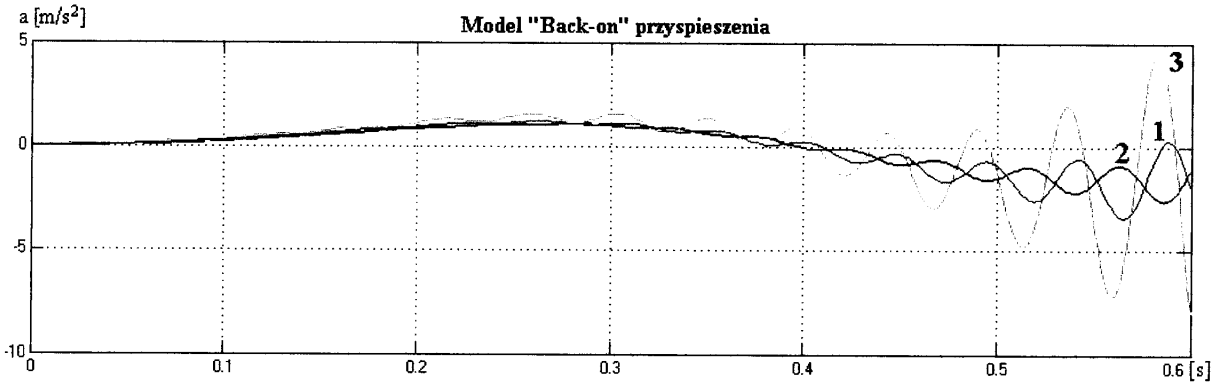
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.8. Schemat blokowy modelu „back-on" + PVIS

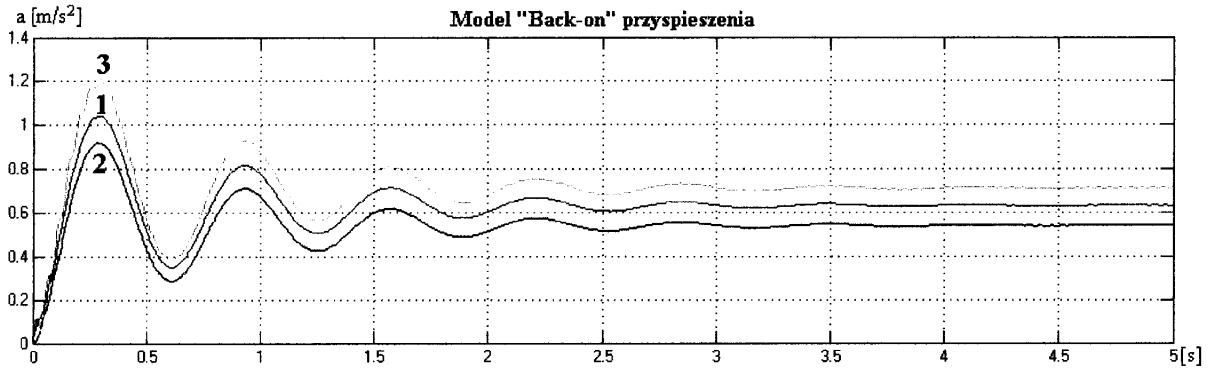
Przyjęto dwa rodzaje wymuszeń: skokowe i harmoniczne, r.m.s. sinusa i skoku wynosi 0.6276 [m/s^2]. Model „back-on" z masą m_0=20[kg] jest niestabilny, przyspieszenia $\ddot{x}$, $\ddot{x}_1$, $\ddot{x}_2$ rozbiegają się, pokazano to na rys. 6.9. wymuszenie skokowe oraz na rys. 6.11. wymuszenie harmoniczne.

Jeżeli zwiększymy masę m_0 do 35 [kg] to układ „back-on" staje się stabilny widać to na rys. 6.10. wymuszenie skokowe oraz na rys. 6.12. wymuszenie harmoniczne. Model „back-off" jest stabilny dla obydwóch mas 20 i 35 [kg], pokazano to na rysunkach od 6.13. do 6.15.

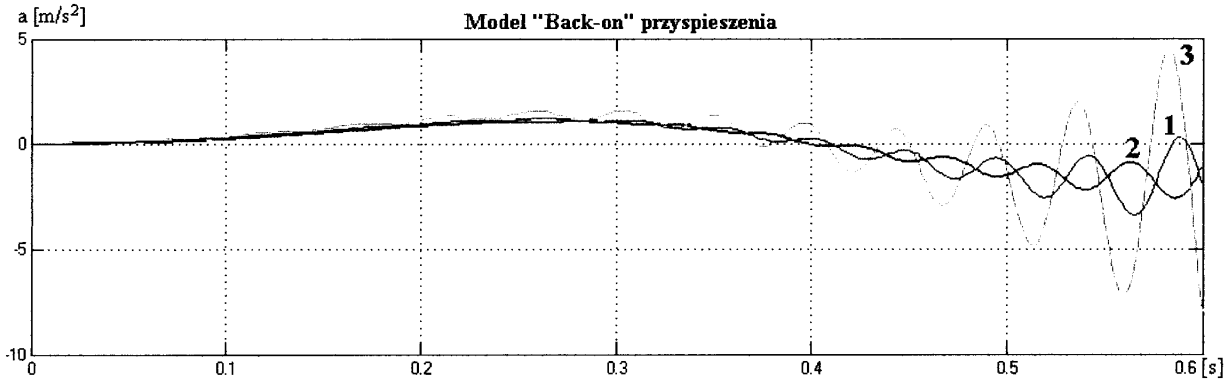


Rys. 6.9. Odpowiedź modelu „back-on" na wymuszenie typu skokowego dla masy m_0=20 [kg]

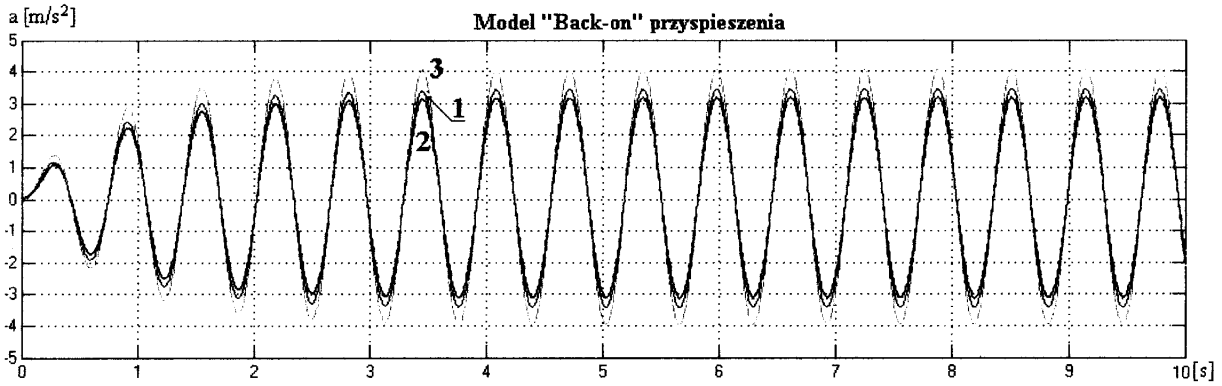
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.10. Odpowiedź modelu „back-on" na wymuszenie typu skokowego dla masy m_0=35 [kg]



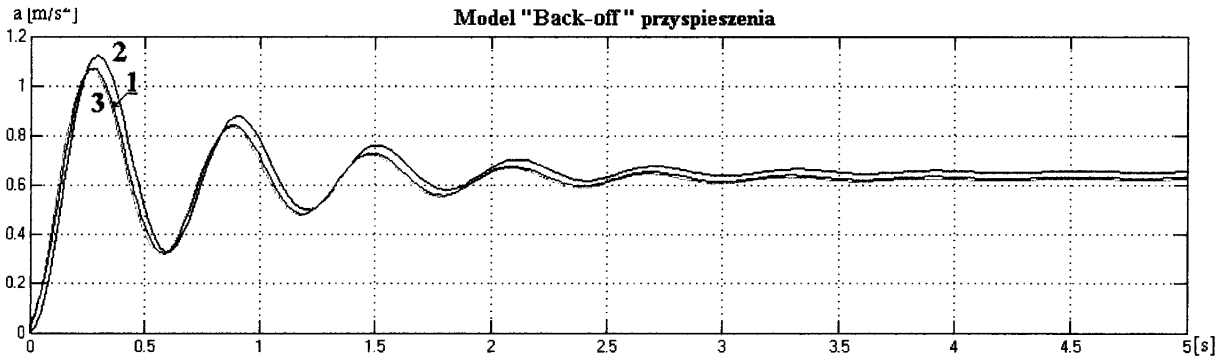
Rys. 6.11. Odpowiedź modelu „back-on" na wymuszenie harmoniczne dla masy m_0=20 [kg]



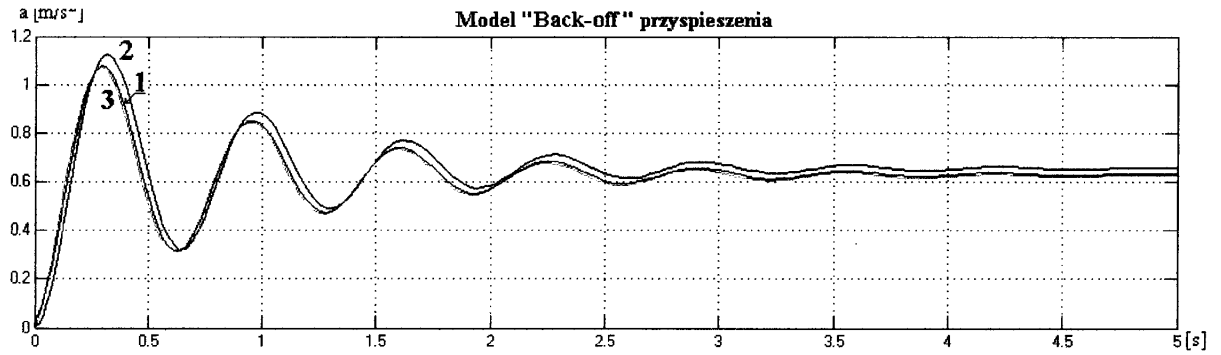
Rys. 6.12. Odpowiedź modelu „back-on" na wymuszenie harmoniczne dla masy m_0=35 [kg]

Opis do rysunków od 6.9. do 6.12.: 1-$\ddot{x}$, 2-$\ddot{x}_1$, 3-$\ddot{x}_2$

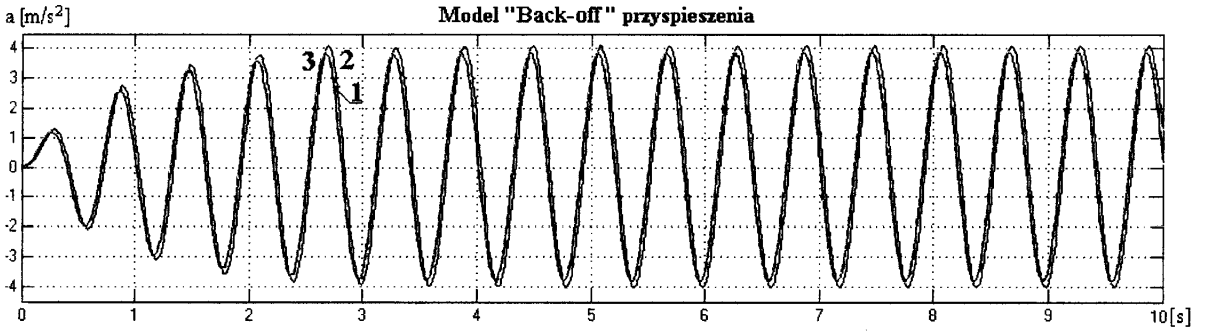
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



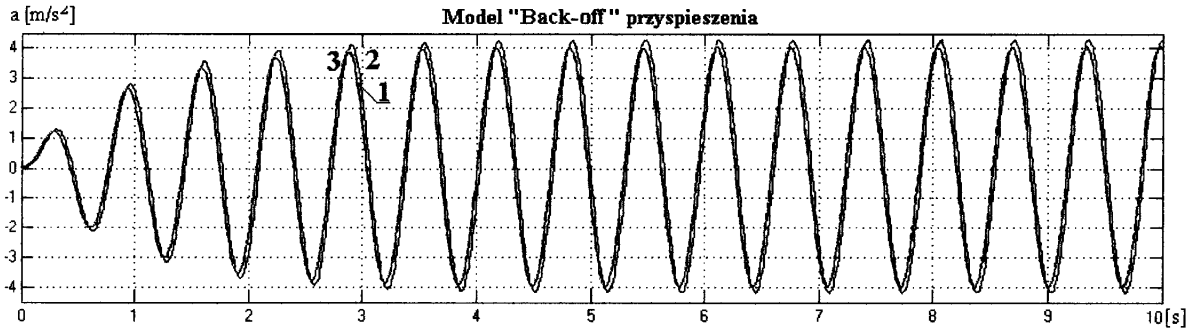
Rys. 6.13. Odpowiedź modelu „back-off" na wymuszenie typu skokowego dla masy m_0=20 [kg]



Rys. 6.14. Odpowiedź modelu „back-off" na wymuszenie typu skokowego dla masy m_0=35 [kg]



Rys.6.15. Odpowiedź modelu „back-off" na wymuszenie harmoniczne dla masy m_0=20 [kg]



Rys. 6.16. Odpowiedź modelu „back-off" na wymuszenie harmoniczne dla masy m_0=35 [kg]

Opis do rysunków 6.13. do 6.16.: 1-$\ddot{x}$, 2-$\ddot{x}_1$, 3-$\ddot{x}_2$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W tabeli 6.1. zestawiono średnie wartości z przebiegu 60 sekundowego amplitud przyspieszeń, przemieszczeń oraz sił dla modeli: „back-off" i „back-on"

Tabela. 6.1. Średnie wartości amplitud przyspieszeń, przemieszczeń oraz sił dla modeli: „back-off" i „back-on"

Model	Wymuszenie harmoniczne											
	$\ddot{x}$	$\ddot{x}_1$	$\ddot{x}_2$	x	x_1	x_2	x_1-x	x_2-x	x_2-x_1	F_{α_m}	F_{c_m}	$F_{\alpha_m+c_m}$
back-off m_0=20	3,87	4,07	3,89	0,035	0,037	0,035	0,008	0,003	0,011	93	352	340
back-off m_0=35	4,03	4,23	4,04	0,042	0,045	0,043	0,009	0,003	0,012	105	427	414
back-on m_0=20	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞
back-on m_0=35	3,47	3,17	4,13	0,035	0,032	0,041	0,003	0,006	0,009	87	348	337

gdzie: m_0 [kg], $\ddot{x}$ [m/s^2], x [m], $x_i - x_k$ [m], F_i [N]

6.1.5. Odpowiedzi dynamiczne na wymuszenia przypadkowe

W tabelach 6.2., 6.3. i 6.4. przedstawiono stosunki wartości r.m.s. odpowiednich wielkości kinematycznych dla modeli z rys. 3.2.6. i 3.2.7. oraz dla trzech wymuszeń z rys. 6.3. a, b, i c.

Tabela 6.2. odpowiada wymuszeniu typu biały szum (WN), 6.3. - wymuszeniu wąskopasmowe przypadkowe (NBN) a 6.4. - sygnałowi sinusoidalnemu. Stosunki te zostały obliczone dla trzech wartości bezwymiarowego mnożnika ρ.

Wartości stosunków r.m.s. przedstawione w tabeli 6.3. są wynikiem założeń dotyczących wartości parametrów opisujących proces wąskopasmowy NBN. Parametry te zostały tak dobrane, aby maksimum gęstości widmowej mocy przyspieszenia sygnału NBN przypadało na częstościach obiektów wibroizolowanych, stąd w przypadku pasywnego układu wibroizolacji wpływ tychże parametrów na wielkości odpowiednich wariancji była mały.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Tabela 6.2.

Stosunek r.m.s.	ρ [-]		
	0.1	0.5	0.9
x_b	1.5101e-2	7.2340e-3	2.7156e-3
x_{b1}	1.3778e-2	7.3992e-3	2.7776e-3
x_{b2}	1.3709e-2	7.3610e-3	2.7616e-3
x_2-x_1	2.0122e-3	1.3250e-3	6.1112e-4
x-x_0	2.2558	2.2558	2.2560
x_1-x	1.8694	1.8694	1.8696
x_2-x	2.2834	2.2834	2.2836

Tabela 6.3.

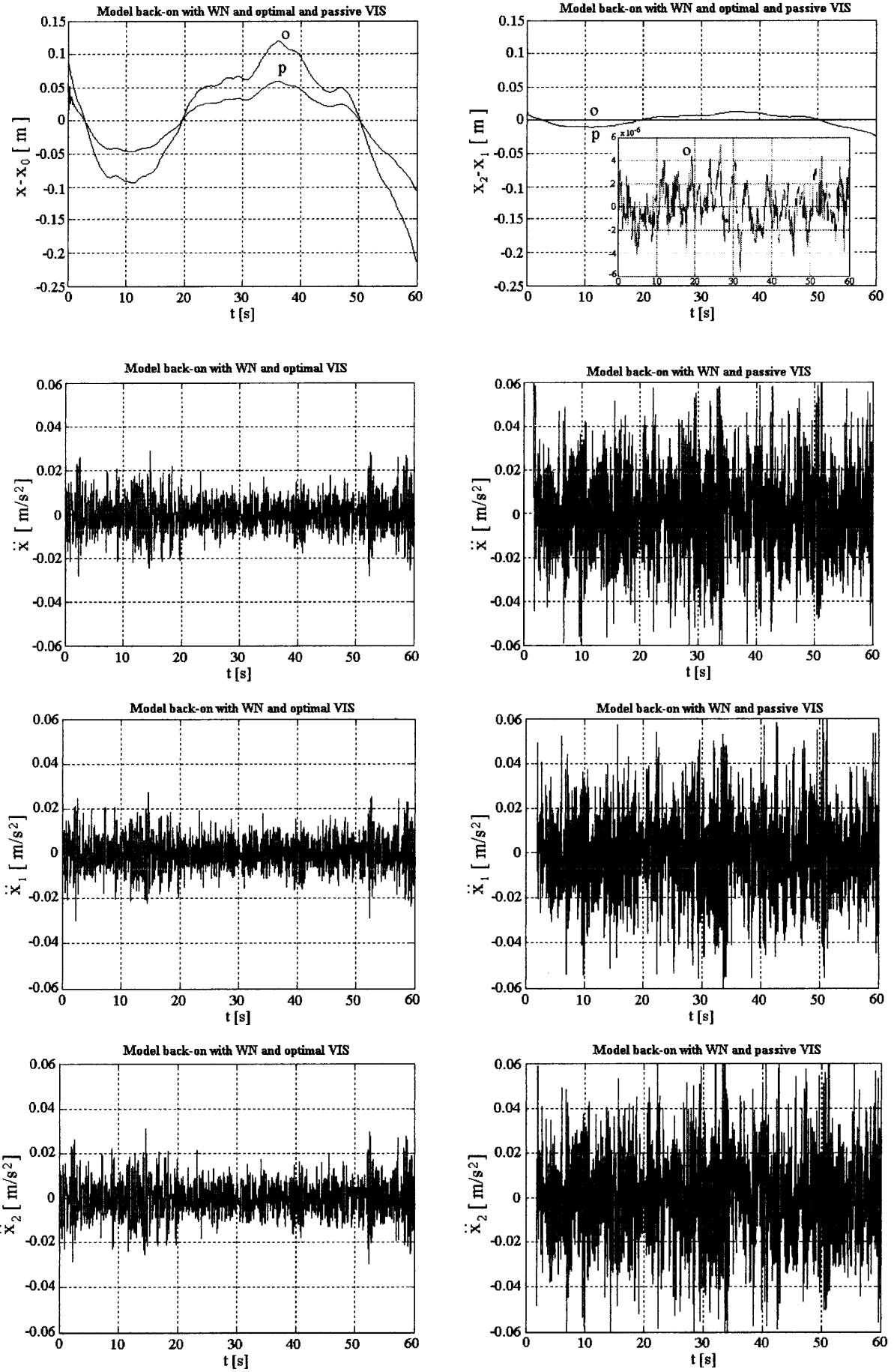
Stosunek r.m.s.	ρ [-]		
	0.1	0.5	0.9
x_b	7.0429e-7	2.2549e-7	5.7084e-8
x_{b1}	7.0111e-7	2.2433e-7	5.6598e-8
x_{b2}	7.1403e-7	2.2856e-7	5.7864e-8
x_2-x_1	1.1060e-7	8.5276e-8	5.9071e-8
x-x_0	7.4880	7.4880	7.4880
x_1-x	6.2056	6.2056	6.2056
x_2-x	7.5797	7.5797	7.5797

Tabela 6.4.

Stosunek r.m.s.	ρ [-]		
	0.1	0.5	0.9
x_b	5.1388e-1	2.7631e-1	1.0370e-1
x_{b1}	5.1459e-1	2.7658e-1	1.0386e-1
x_{b2}	5.1206e-1	2.7521e-1	1.0332e-1
x_2-x_1	2.6117e-1	1.4362e-1	5.5389e-2
x-x_0	9.0342e-1	8.9004e-1	8.8039e-1
x_1-x	9.2902e-1	8.9220e-1	8.6574e-1
x_2-x	8.9443e-1	8.7813e-1	8.6621e-1

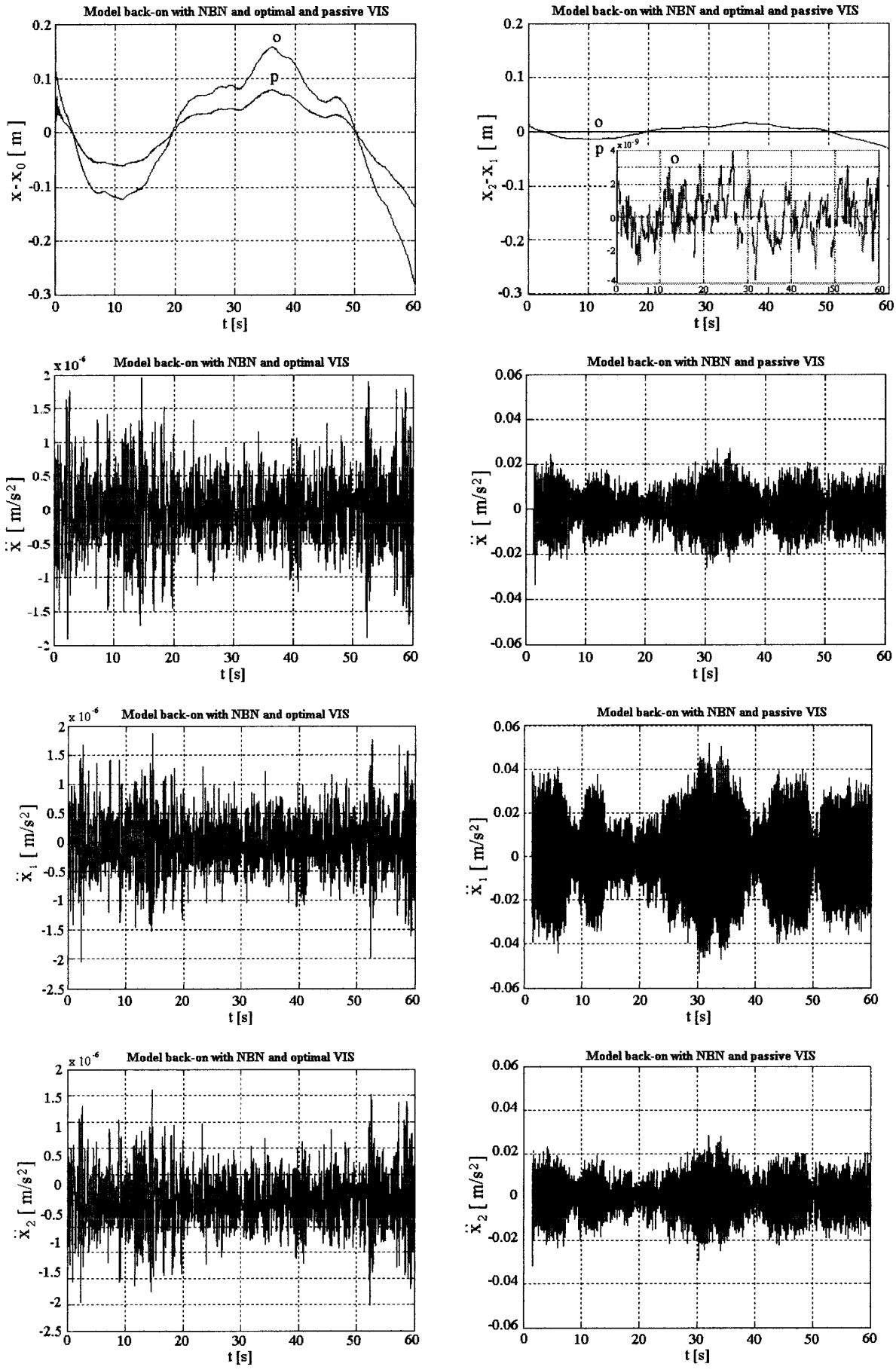
Wyniki symulacji układu złożonego z modelu "back - on" i jego optymalnego układu wibroizolacji zostały przedstawione na rysunkach 6.17. i 6.18. Na rysunku 6.17. przedstawiono przebiegi czasowe wybranych wielkości wyjściowych (przyspieszeń i przemieszczeń względnych) otrzymanych dla optymalnych i pasywnych układów wibroizolacji (OVIS i PVIS) dla wymuszenia typu biały szum (WN) dla wartości $\rho = 0.1$ wziętej dla wszystkich mnożników występujących w kryterium (5.10).

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.17. Przebiegi czasowe wybranych wielkości wyjściowych dla wymuszenie typu (WN)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.18. Przebiegi czasowe wybranych wielkości wyjściowych dla wymuszenie typu (NBN)

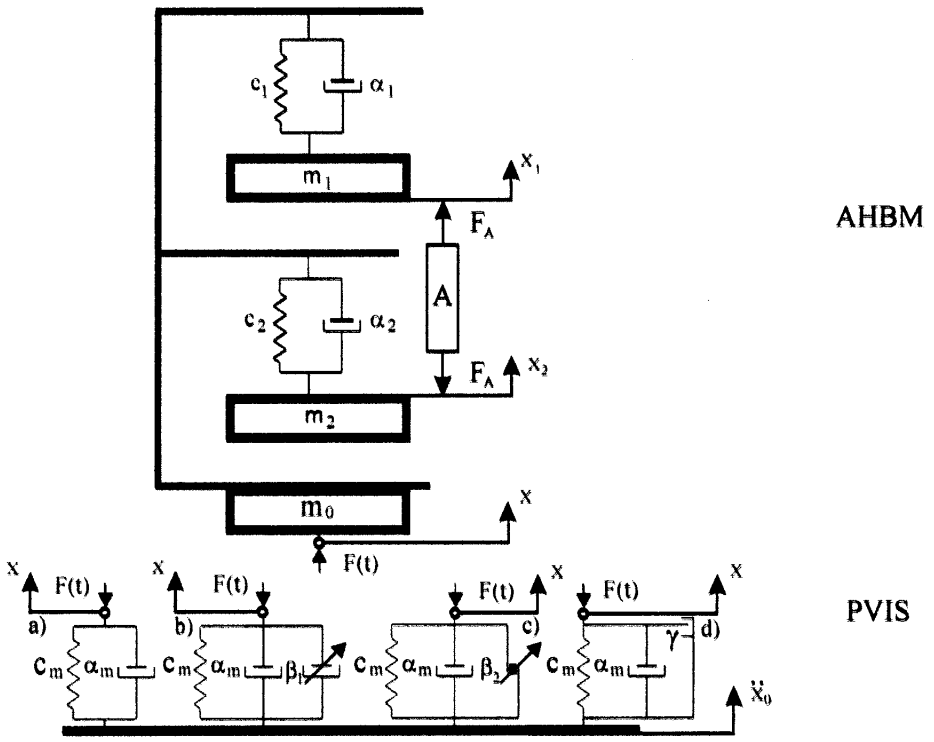
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Na rysunku 6.18. przedstawiono przebiegi czasowe analogicznych wielkości wyjściowych otrzymane przy wymuszeniu typu wąskopasmowy szum kolorowy (NBN).

Dla obu przypadków wymuszeń można zauważyć korzyści wynikające z zastosowania optymalnego układu wibroizolacji. Wartości przyspieszeń mas modelu „back - on" ciała siedzącego człowieka pokazane na rysunkach 6.18. są znacznie mniejsze niż wartości przyspieszeń wymuszeń pokazane na rysunkach 6.17. Takie same zależności można zaobserwować przy porównaniu optymalnych i prostych, pasywnych układów wibroizolacji. Odwrotną zależność można zauważyć przy porównywaniu przemieszczeń względnych pokazanych na rysunkach 6.17. i 6.18. gdzie wartości tychże przemieszczeń dla optymalnego układu wibroizolacji są większe niż dla prostego pasywnego układu wibroizolacji.

Biorą pod uwagę fakt, że wartości zarówno przemieszczeń względnych jak i bezwzględnych są bardzo małe można przyjąć, że ich wpływ na globalną ocenę układu wibroizolacji jest dużo mniej znaczący niż wartości przyspieszeń poszczególnych mas.

6.2. Wpływ nieliniowości na dynamikę układu: AHBM - - nieliniowy (PVIS)



Rys. 6.19. Model aktywny ciała siedzącego człowieka (AHBM) wraz z sekwencją liniowego i nieliniowych pasywnych układów wibroizolacji (PVIS)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Ogólny schemat AHBM oraz trzech wersji PVIS został pokazany na rysunkach 6.19 a do d, gdzie *F(t)* oznacza siłę działającą pomiędzy siedziskiem o masie m_0 i drgającą podstawą uważaną alternatywnie za źródło wymuszeń sinusoidalnych lub przypadkowych.

6.2.1. Rodzaje nieliniowości wprowadzonych do układu wibroizolacji PVIS

Rzeczywiste układy wibroizolacji ciała siedzącego człowieka - operatora są układami o szerokiej gamie złożoności od prostych siedzisk do super aktywnych foteli dalekobieżnych ciężarówek. Są one złożone z poduszek siedzisk i poduszek oparć, które w pewnym uproszczeniu można uważać za układy sprężyn i tłumików. Istnieje wiele schematów opisujących działanie różnych typów siedzisk i oparć. Można je znaleźć w wielu pozycjach literatury jak np. [E2], [G4], [R4], [W2], [Y1]. W zasadzie modele te składają się z różnych kombinacji liniowych i nieliniowych sprężyn mechanicznych, pneumatycznych i hydraulicznych, oraz różnego typu pasywnych i aktywnych mechanizmów tłumiących.
Różne koncepcje geometryczne struktur siedzisk, pozycji odbojników, działania siłowników i innych elementów powodują, że już same siedziska, bez uwzględnienia ich sprzężenia z ciałem człowieka – operatora stają się bardzo złożonymi obiektami dynamicznymi. Można przyjąć, że matematyczny opis tego typu układów sprowadza się do niejednokrotnie do bardzo skomplikowanych funkcji przemieszczeń względnych $x\text{-}x_0$ oraz prędkości względnych $\dot{x}-\dot{x}_0$.
I tak np. w pracy [G5], na podstawie wyników badań doświadczalnych założono, że siłę pomiędzy ciałem człowieka a siedziskiem można zamodelować jako sumę dwóch nieliniowych sił opisujących odpowiednio sprężyste i tłumiące własności siedziska. Siłę sprężystości założono jako siłę o charakterystyce będącej złożeniem funkcji tangens i wielomianu 5-tego stopnia opisującego przemieszczenia względne podłoża i siedziska. Siła tłumiącą przyjęto w postaci iloczynu prędkości względnej oraz nieliniowego współczynnika będącego wielomianem 4-tego stopnia tychże przemieszczeń względnych.
Często, tłumiki drgań stosowane w siedziskach są opisywane za pomocą funkcji kwadratowych prędkości względnych. W dalszym ciągu do obliczeń dynamicznych cech układu AHBM - - PVIS przyjęto następujące nieliniowości występujące w pasywnym układzie wibroizolacji:

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

a) Nieliniowa siła sprężystości

$$F = 0 \quad \text{dla} \quad -b_1 \le (x - x_0) \le b_2 \tag{6.3}$$

$$F = \gamma (x - x_0) \quad \text{dla} \quad b_2 \le (x - x_0) \le -b_1$$

dla b_1= 0.02 [m], b_2= 0.01 [m], γ = 0,100,200,300,400,500,600,700,800,900,1000 [N/m] przyjętych jako średnie wartości sztywności oraz asymetrycznych rozmieszczeń odbojników w istniejących siedziskach.

b) Nieliniowa siła tłumiąca

$$R = \beta_1 |\dot{x} - \dot{x}_0| (\dot{x} - \dot{x}_0) \tag{6.4}$$

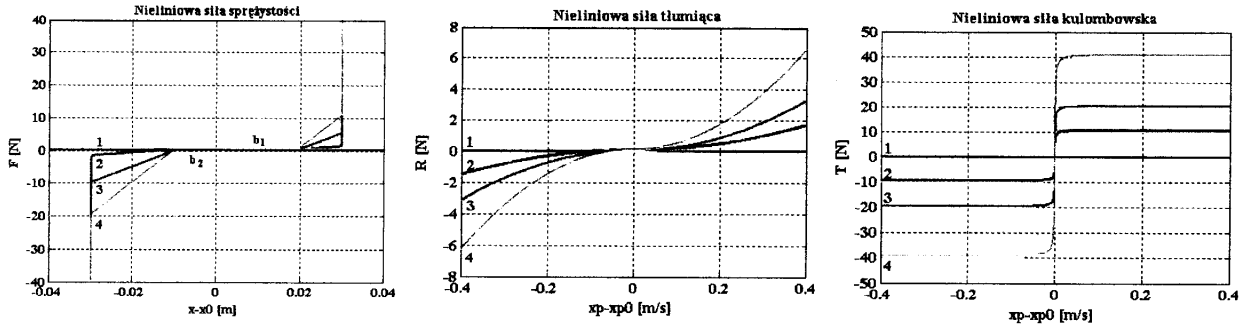
dla $\beta_1 = 0, 50, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000$ [Ns^2/m^2].

c) Nieliniowa siła kulombowska

$$T = \beta_2 sign(\dot{x} - \dot{x}_0) \approx (2/\pi)\beta_2 a \tan[1000(\dot{x} - \dot{x}_0)] \tag{6.5}$$

dla $\beta_2 = 0, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50$ [N].

Nieliniowości te przedstawiono na rysunku 6.20. a, b, c. Do obliczeń numerycznych i symulacyjnych dobrano wartości liczbowe poszczególnych współczynników na podstawie średnich wartości opisanych w literaturze.



a) b) c)

Rys. 6.20. Nieliniowości dane wzorami: a) (6.3), b) (6.4), c) (6.5)

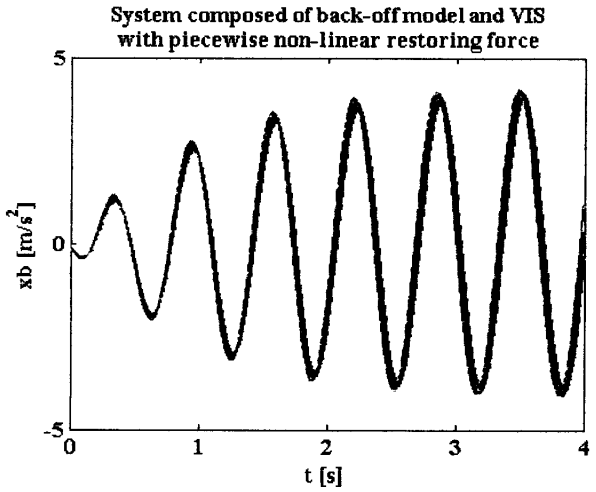
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

6.2.2. Wpływ wybranych nieliniowości na wybrane wielkości kinematyczne układu AHMB+PVIS przy wymuszeniach harmonicznych

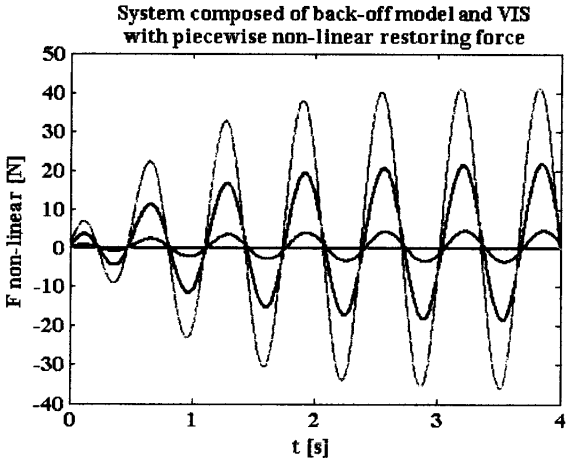
6.2.2.1. Wpływ nieliniowej siły sprężystości (F)

Wyniki symulacji dla modelu "back-off"

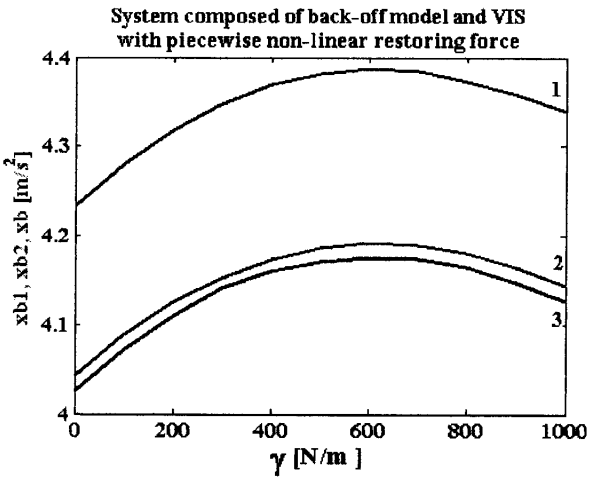
Na rysunkach 6.21. i 6.22. przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszenia masy m_0 oraz nieliniowej siły sprężystości F opisanej wzorem (6.3) dla czterech wartości parametru $\gamma = 0$, 100, 500, 1000 [N/m]. Rysunki 6.23. i 6.24. pokazują odpowiednio wpływ parametru γ układu AHBM - PVIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji PVIS.



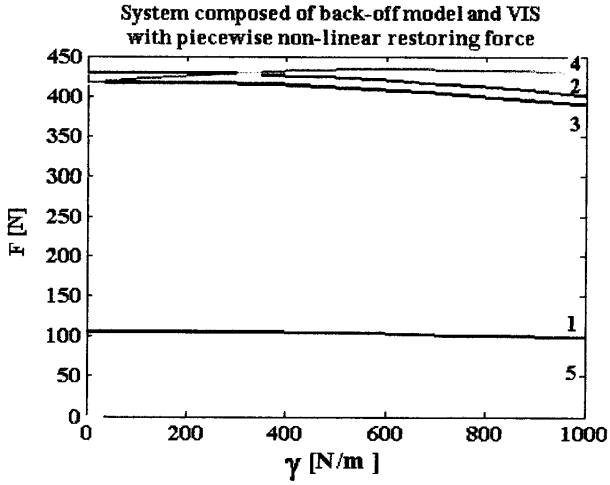
Rys. 6.21. Przyspieszenie masy m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys. 6.22. Nieliniowa siła sprężystości F(t)



Rys. 6.23. Wpływ parametru γ na przyspieszenia: 1-$\ddot{x}_1$, 2-$\ddot{x}_2$, 3-$\ddot{x}$

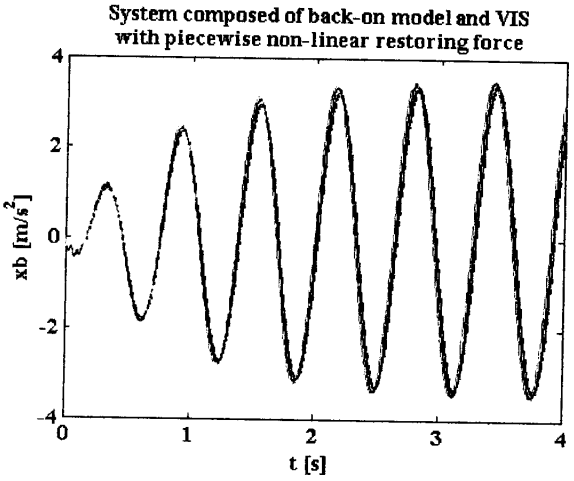


Rys. 6.24. Wpływ parametru γ na siły: 1-F_{α_m}, 2-F_{c_m}, 3-$F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4-$F_{c_m} + F_\gamma$, 5-F_γ

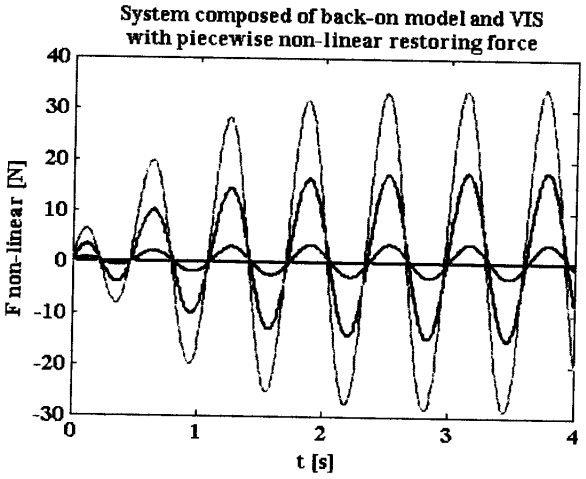
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wyniki symulacji dla modelu "back-on"

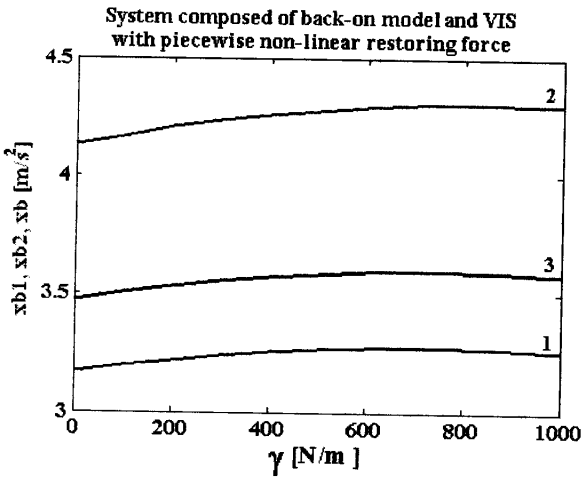
Na rysunkach 6.25 i 6.26 przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszenia masy m_0 oraz nieliniowej siły sprężystości F opisanej wzorem (6.3) dla czterech wartości parametru $\gamma = 0$, 100, 500, 1000 [N/m]. Rysunki 6.27 i 6.28 pokazują odpowiednio wpływ parametru γ na przyspieszenia mas układu AHBM – PVIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji PVIS.



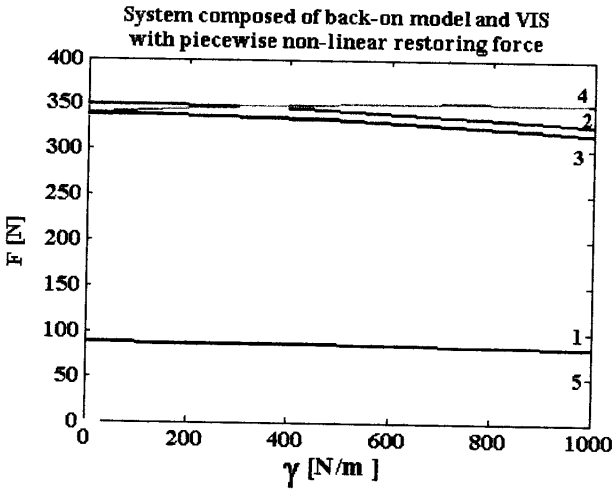
Rys. 6.25. Przyspieszenie masy m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys .6.26. Nieliniowa siła sprężystości F(t)



Rys. 6.27. Wpływ parametru γ na przyspieszenia: 1-$\ddot{x}_1$, 2-$\ddot{x}_2$, 3-$\ddot{x}$



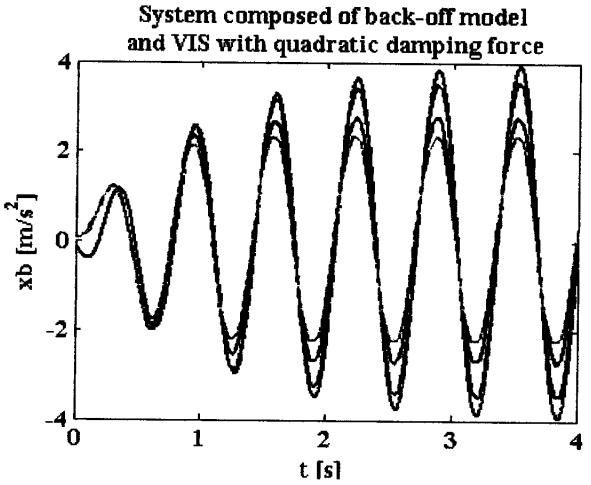
Rys. 6.28. Wpływ parametru γ na siły: 1-F_{α_m}, 2-F_{c_m}, 3-$F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4-$F_{c_m} + F_\gamma$, 5-F_γ

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

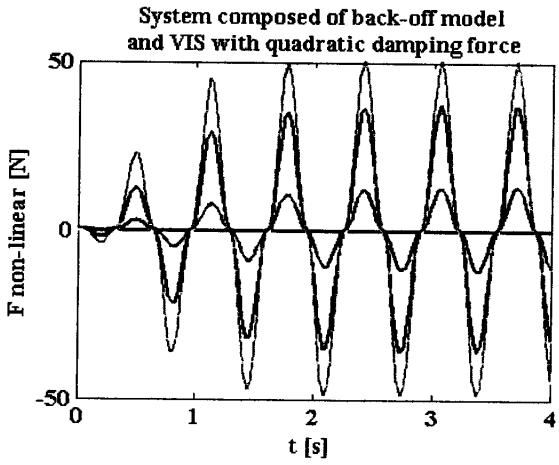
6.2.2.2. Wpływ nieliniowej siły tłumiącej (R)

Wyniki symulacji dla modelu "back-off"

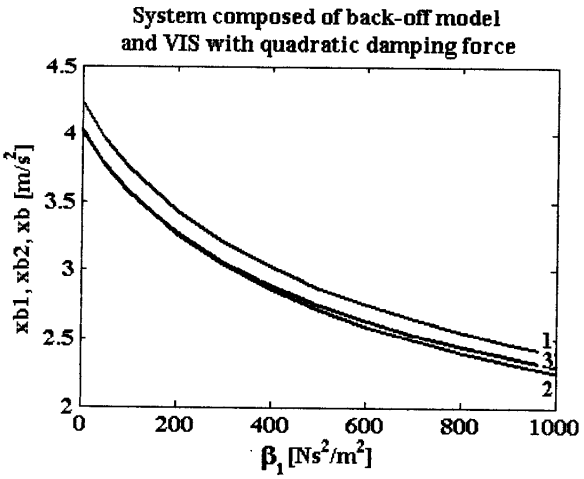
Na rysunkach 6.29 i 6.30 przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszeń masy m_0 oraz nieliniowej siły tłumiącej R podanej wzorem (6.4) dla czterech wartości parametru β_1 = 0, 100, 500, 1000 [Ns^2/m^2]. Rysunki 6.31 i 6.32 pokazują odpowiednio wpływ parametru β_1 na wartości przyspieszeń mas układu AHBM – PVIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji PVIS.



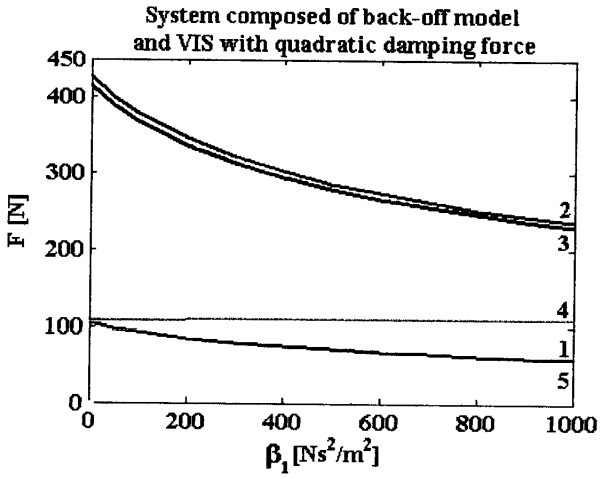
Rys. 6.29. Przyspieszenie masy m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys. 6.30. Nieliniowa siła tłumiąca R (t)



Rys. 6.31. Wpływ parametru β_1 na przyspieszenia: 1-$\ddot{x}_1$, 2-$\ddot{x}_2$, 3-$\ddot{x}$

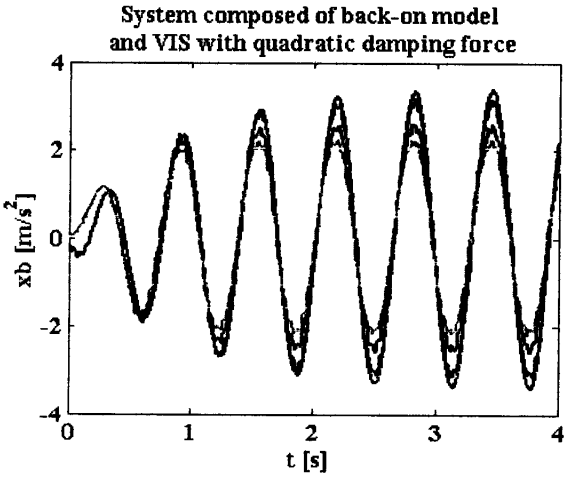


Rys. 6.32. Wpływ parametru β_1 na siły: 1-F_{α_m}, 2-F_{c_m}, 3-$F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4-$F_{\alpha_m} + F_{\beta_1}$, 5-$F_{\beta_1}$

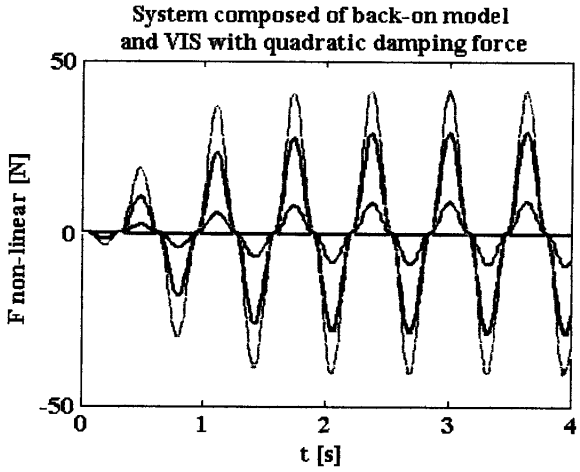
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wyniki symulacji dla modelu "back-on"

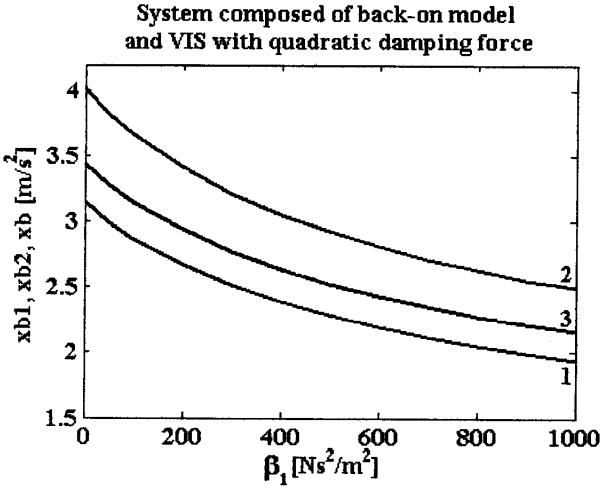
Na rysunkach 6.33. i 6.34. przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszeń masy m_0 oraz nieliniowej siły tłumiącej R podanej wzorem (6.4) dla czterech wartości parametru $\beta_1 = 0$, 100, 500, 1000 [Ns^2/m^2]. Rysunki 6.35. i 6.36. pokazują odpowiednio wpływ parametru β_1 na wartości przyspieszeń mas układu AHBM – PVIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji PVIS.



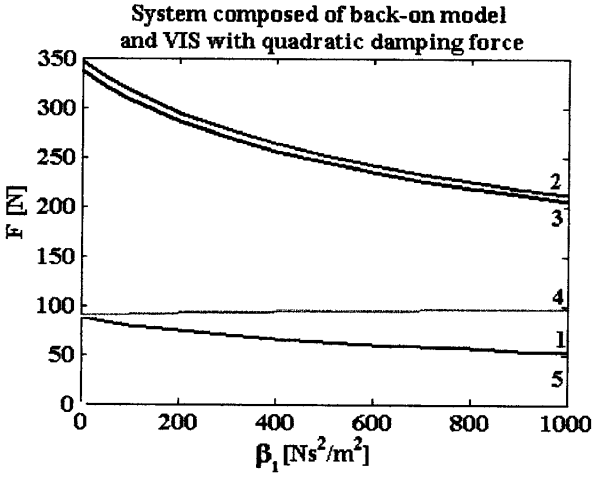
Rys. 6.33. Przyspieszenie m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys. 6.34. Nieliniowa siła tłumiąca R (t)



Rys. 6.35. Wpływ parametru β_1 na przyspieszenia: 1-$\ddot{x}_1$, 2-$\ddot{x}_2$, 3-$\ddot{x}$



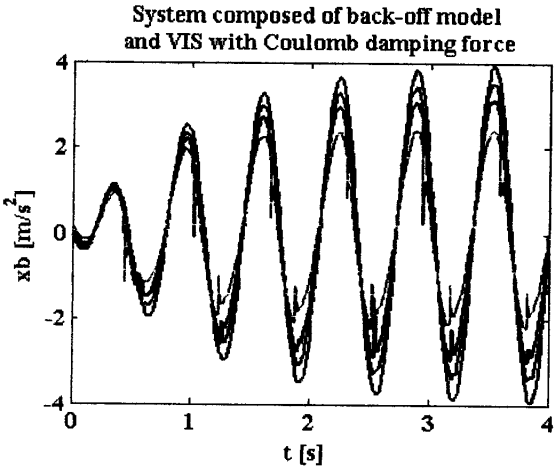
Rys. 6.36. Wpływ parametru β_1 na siły: 1-F_{α_m}, 2-F_{c_m}, 3-$F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4-$F_{\alpha_m} + F_{\beta_1}$, 5-$F_{\beta_1}$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

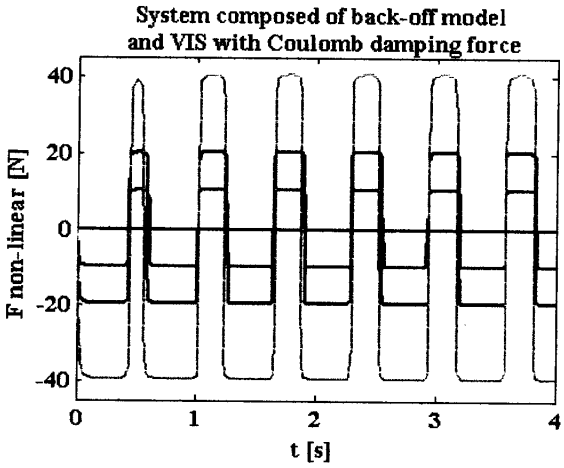
6.2.2.3. Wpływ siły kulombowskiej (T)

Wyniki symulacji dla modelu "back-off"

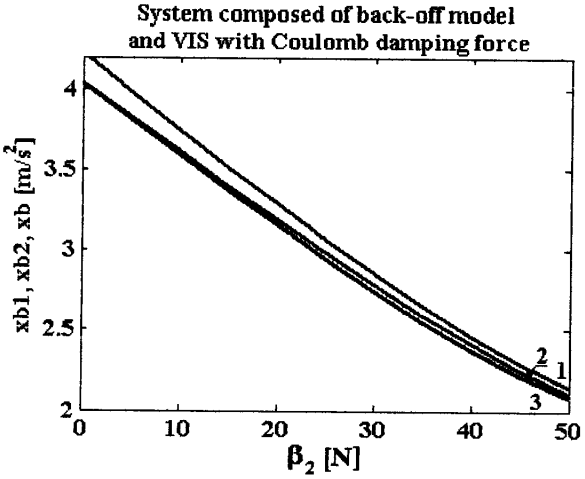
Na rysunkach 6.37. i 6.38. przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszeń masy m_0 oraz nieliniowej siły kulombowskiej T podanej wzorem (6.5) dla czterech wartości parametru $\beta_2 = 0$, 10, 20, 40 [N]. Rysunki 6.39. i 6.40. pokazują odpowiednio wpływ parametru β_2 na wartości przyspieszeń mas układu AHBM – PVIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji PVIS.



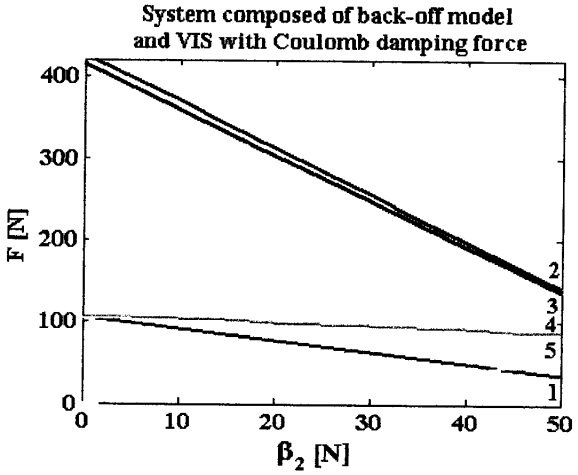
Rys. 6.37. Przyspieszenia masy m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys. 6.38. Siła kulombowska force T (t)



Rys. 6.39. Wpływ parametru β_2 na przyspieszenia: 1- $\ddot{x}_1$, 2- $\ddot{x}_2$, 3- $\ddot{x}$

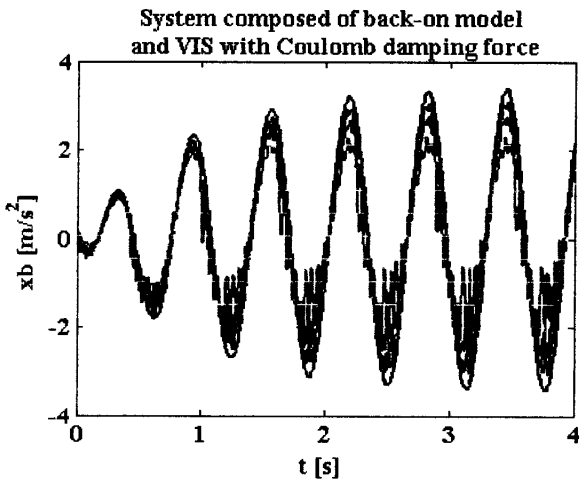


Rys. 6.40. Wpływ parametru β_2 na siły: 1- F_{α_m}, 2- F_{c_m}, 3- $F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4- $F_{\alpha_m} + F_{\beta_2}$, 5- F_{β_2}

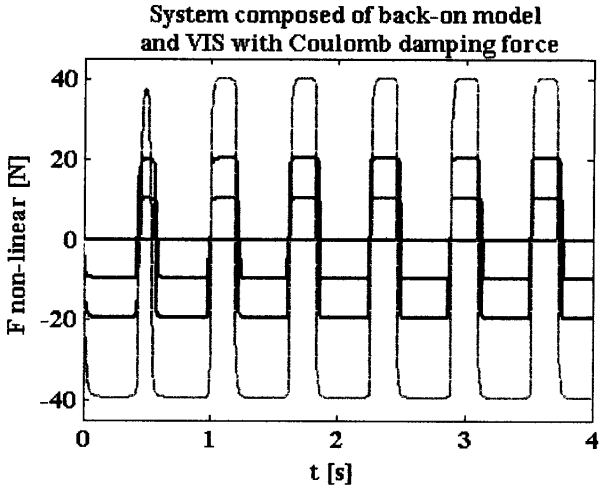
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wyniki symulacji dla modelu "back-on"

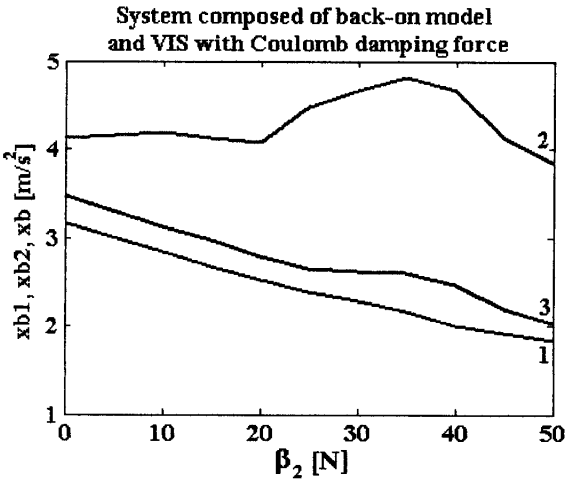
Na rysunkach 6.41 i 6.42 przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszeń masy m_0 oraz nieliniowej siły kulombowskiej T podanej wzorem (6.5) dla czterech wartości parametru $\beta_2 = 0$, 10, 20, 40 [N]. Rysunki 6.43 i 6.44 pokazują odpowiednio wpływ parametru β_2 na wartości przyspieszeń mas układu AHBM – VIS oraz wybranych sił działających na masę m_0 od strony układu wibroizolacji VIS.



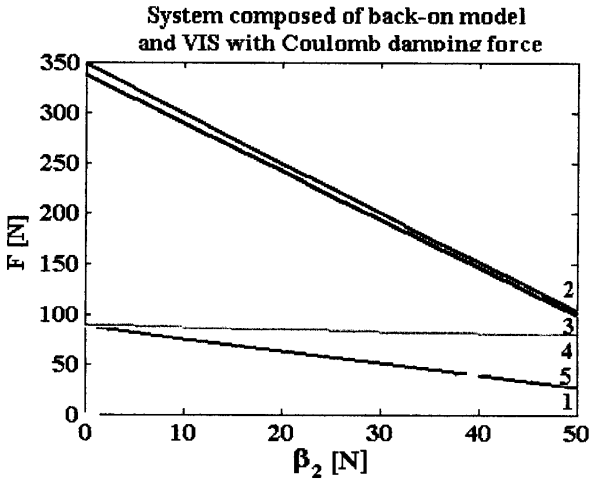
Rys. 6.41. Przyspieszenia masy m_0 - $\ddot{x}$ (t)



Rys. 6.42. Siła kulombowska T (t)



Rys. 6.43. Wpływ parametru β_2 na przyspieszenia: 1-$\ddot{x}_1$, 2-$\ddot{x}_2$, 3-$\ddot{x}$



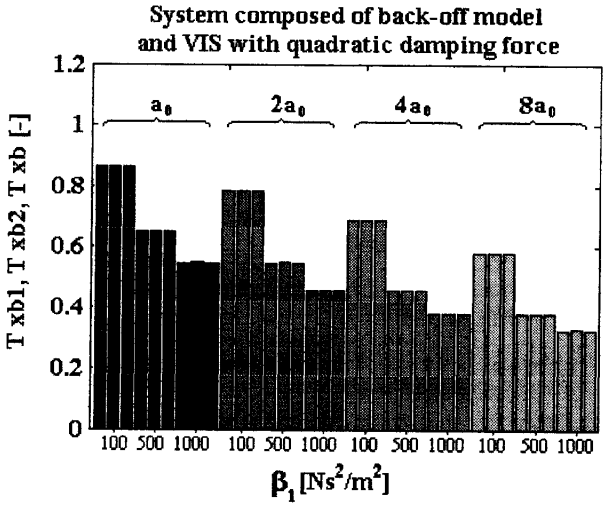
Rys. 6.44. Wpływ parametru β_2 na siły: 1-F_{α_m}, 2-F_{c_m}, 3-$F_{\alpha_m} + F_{c_m}$, 4-$F_{\alpha_m} + F_{\beta_2}$, 5-$F_{\beta_2}$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

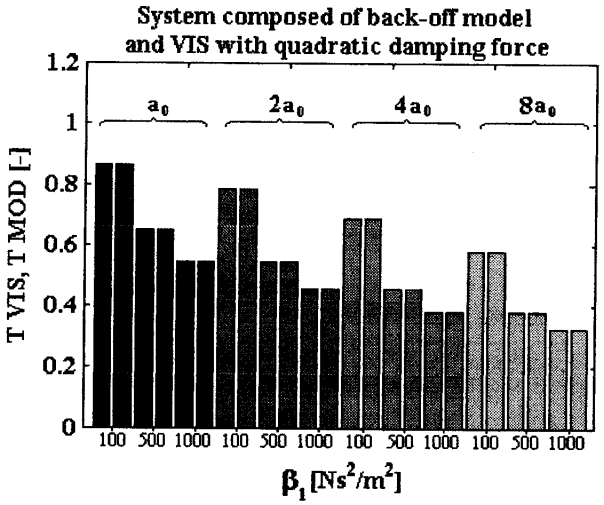
6.2.3. Wpływ wybranych nieliniowości na wybrane wielkości kinematyczne układu AHMB+PVIS przy wymuszeniach przypadkowych

W tej części pracy przedstawiono wyniki symulacji komputerowej układu AHBM+PVIS poddanego wymuszeniom przyspieszeniowym będących stacjonarnymi procesami przypadkowymi typu wąskopasmowy szumu kolorowy. Modele aktywne "back-off" i "back-on" ciała siedzącego człowieka sprzężone z pasywnymi, liniowymi i nieliniowymi modelami układu wibroizolacji zostały podane kolejno przypadkowemu wymuszeniu wąskopasmowemu o wartości r.m.s. przyspieszenia równej kolejno a_0 = 0.627 [m/s^2] , $2a_0$, $4a_0$, $8a_0$.

Na rys. 6.45 do 6.48. został zilustrowany wpływ nieliniowości pasywnego układu PVIS opisanego wzorem (6.4) za pośrednictwem stosunków poszczególnych amplitud przyspieszeń poszczególnych mas modelu oraz liniowych i nieliniowych sił modeli AHBM+PVIS "back-off" i "back-on".

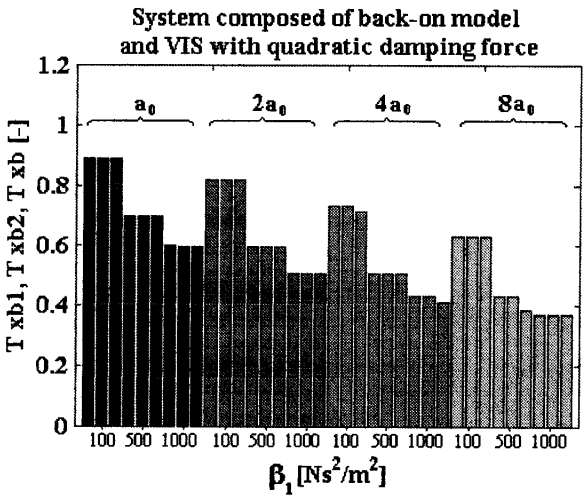


Rys. 6.45. Stosunki amplitud przyspieszeń dla tłumiącej siły nieliniowej dla modelu back-off

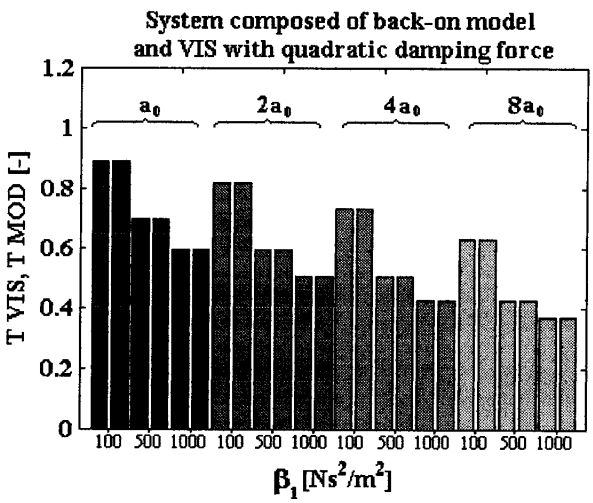


Rys. 6.46. Stosunki amplitud sił dla tłumiącej siły nieliniowej dla modelu back-off

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6.47. Stosunki amplitud przyspieszeń dla tłumiącej siły nieliniowej dla modelu back-on



Rys. 6.48. Stosunki amplitud sił dla tłumiącej siły nieliniowej dla modelu back-on

6.3. Podsumowanie

Funkcjonalne, aktywne struktury modeli ciał ludzkiego AHBM, będące wynikiem zmiany pozycji ciała, mogą prowadzić w pewnych przypadkach ich sprzężenia z pasywnymi układami wibroizolacji do niestabilności całego układu AHBM - PVIS. Modelowanie siedziska powinno być zatem poprzedzone analizą stabilności zaprojektowanego układu. W przypadku modelu „back – on", tak jak to pokazano na rysunku 6.7. największy wpływ na stabilność układu mają masa m_0 oraz współczynnik tłumienia α_m. Rzeczywiste siedziska występujące w pojazdach są układami nieliniowymi. Analiza symulacyjna wrażliwości takich układów na nieliniowe elementy jest w takich przypadkach metodą bardzo efektywną, prowadzącą do szybkiej estymacji stabilności układu i wyznaczenia takich wartości parametrów układu, które tą stabilność zapewnią.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

7. Optymalna wibroizolacja złożonych modeli aktywnych

7.1. Procedura doboru optymalnego układu wibroizolacji dla modeli nieminimalnofazowych

Dla aktywnych modeli nieminimalnofazowych pokazanych na rys. 6.2 z rozdziału 6.1.1. przyjęto ogólną postać kryterium wibroizolacji taką samą jak w rozdziale 4.1.1. wzór 4.2. Tamże, podano ogólne wzory na poszczególne składniki wchodzące w skład kryterium.

Procedura doboru funkcji $\varphi(s)$, dla której kryterium wibroizolacji przyjmuje wartość minimalną w przypadku modeli nieminimalnofazowych jest inna niż w przypadku modeli prostych przedstawionych w rozdziale 4. Poniżej opisano sposób faktoryzacji funkcji $\varphi(s)$.

Funkcja $\varphi(s)$ opisująca układ wibroizolacji podana jest wzorem (7.1)

$$\varphi(s) = \frac{1}{D(s)\psi(s)} \left\{ \frac{G(-s)\psi(s)}{D(-s)} \right\}_+ \tag{7.1}$$

gdzie: symbol $\{\}_+$ oznacza ten składnik funkcji w nawiasie, który ma bieguny o częściach rzeczywistych ujemnych. Wyrażenia na $D(s), D(-s), \psi^+(s)$ podano poniżej

$$D(s) = \{G(s)G(-s)R(s)R(-s)\}_+ \,, D(-s) = \{G(s)G(-s)R(s)R(-s)\}_- \tag{7.2}$$

$$\psi^+(s) = \left\{ S_{\ddot{x}_0}(s) s^{-4} \right\}_+ \tag{7.3}$$

gdzie:

$$R(s)R(-s) = 1 + \sum_{i=1}^{n} \lambda_i s^4 L_i(s) L_i(-s) + \sum_{i,k=1}^{n} \chi_{ik} (L_{i1}(s) - L_{k1}(s))(L_{i1}(-s) - L_{k1}(-s)) \tag{7.4}$$

Dla modeli nieminimalno fazowych postać funkcji $G(s)$ opisująca układ (AHBM) po faktoryzacji przybiera następującą postać:

$$G(s) = \frac{g_0(s)}{g_1(s) g_2(s)} \tag{7.5}$$

$$G(s)G(-s) = \Gamma(s)\Gamma(-s) \tag{7.6}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

gdzie

$$\Gamma(s)=\frac{g_0(s)}{g_1(s)g_2(-s)} \tag{7.7}$$

$$\frac{G(-s)}{\Gamma(-s)}=\frac{g_2(s)}{g_2(-s)} \tag{7.8}$$

$$D(s)D(-s)=G(s)G(-s)R(s)R(-s)=\Gamma(s)\Gamma(-s)R(s)R(-s) \tag{7.9}$$

stąd: $D(s)=\Gamma(s)R(s)$, $D(-s)=\Gamma(-s)R(-s)$ (7.10)

Ostatecznie otrzymamy wzór (7.11)

$$\left\{\frac{G(-s)\psi(s)}{D(-s)}\right\}_+=\left\{\frac{g_2(s)\Gamma(-s)\psi(s)}{g_2(-s)D(-s)}\right\}_+=\left\{\frac{g_2(s)\psi(s)}{g_2(-s)R(-s)}\right\}_+ \tag{7.11}$$

W przypadku wymuszenia typu biały szum dla modelu back-off (r=1) oraz dla modelu back-on (r=2) funkcja $\varphi(s)$ opisująca optymalny układ wibroizolacji można sfaktoryzować jak następuje:

$$\varphi_{1r}(s)=\frac{1}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_+\Psi(s)}\left\{\frac{G_r(-s)\Psi(s)}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_-}\right\}_+ \tag{7.12}$$

$$\left\{\frac{G_r(-s)\Psi(s)}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_-}\right\}_+=\left\{\frac{1}{\Psi(s)R_r(-s)}\right\}_+=\frac{A_{1r}+B_{1r}s}{s^2} \tag{7.13}$$

ostatecznie otrzymamy (7.14)

$$\varphi_{1r}(s)=\frac{A_{1r}+B_{1r}s}{R_r(s)G_r(s)} \tag{7.14}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W przypadku wymuszenia typu szum kolorowy dla modelu back-off (r=1) oraz dla modelu back-on (r=2) funkcja $\varphi(s)$ opisująca optymalny układ wibroizolacji można sfaktoryzować jak następuje:

$$\varphi_{2r}(s)=\frac{1}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_+\Psi(s)}\left\{\frac{G_r(-s)\Psi(s)}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_-}\right\}_+ \tag{7.15}$$

$$\left\{\frac{G_r(-s)\Psi(s)}{\{G_r(s)G_r(-s)R_r(s)R_r(-s)\}_-}\right\}_+=\left\{\frac{1}{\Psi(s)R_r(-s)}\right\}_+=\frac{A_{2r}s^3+B_{2r}s^2+C_{2r}s+D_{2r}}{s^2\left(s^2+2\gamma s+\Omega^2\right)} \tag{7.16}$$

Ostatecznie otrzymamy (7.17)

$$\varphi_{2r}(s)=\frac{A_{2r}s^3+B_{2r}s^2+C_{2r}s+D_{2r}}{R_r(s)G_r(s)\left(\Omega+s\right)} \tag{7.17}$$

7.1.1. Forma kryterium wibroizolacji

Przyjęto trzy formy kryterium wibroizolacji podanych wzorami (7.18÷7.20), kryteria między sobą różnią się wariancjami przyspieszeń poszczególnych mas, kryterium (7.18) zawiera wariancję masy m_0, kryterium (7.19) wariancję masy m_1 zaś kryterium (7.20) wariancję masy m_2 modelu.

$$J_0=\sigma^2_{x-x_0}+\lambda\sigma^2_{\ddot{x}}=\min \tag{7.18}$$

$$J_1=\sigma^2_{x-x_0}+\lambda\sigma^2_{\ddot{x}_1}=\min \tag{7.19}$$

$$J_2=\sigma^2_{x-x_0}+\lambda\sigma^2_{\ddot{x}_2}=\min \tag{7.20}$$

7.1.2. Przypadek modelu back-off

Syntezę optymalnych układów wibroizolacji przeprowadzono dla dwóch rodzajów wymuszeń typu biały szum (WN) i szum kolorowy (NBN), poniżej zestawiono wzory na funkcje *G(s)*opisującą układ ciała siedzącego człowieka i funkcję $\phi(s)$ opisującą układ wibroizolacji w zależności od charakteru wymuszenia.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$G(s)=\frac{g_{01}(s)}{g_{11}(s)g_{21}(s)} \tag{7.21}$$

gdzie:

$$\begin{aligned} g_{01}(s)&=b_{14}s^4+b_{13}s^3+b_{12}s^2+b_{11}s+b_{10}\\ g_{11}(s)&=a_{15}s^4+a_{14}s^3+a_{13}s^2+a_{12}s+a_{11}\\ g_{21}(s)&=1,\quad g_{21}(-s)=1 \end{aligned} \tag{7.22}$$

po podstawieniu (7.22) do (7.21) otrzymamy (7.23)

$$G_1(s)=\frac{b_{14}s^4+b_{13}s^3+b_{12}s^2+b_{11}s+b_{10}}{a_{14}s^4+a_{13}s^3+a_{12}s^2+a_{11}s+a_{10}} \tag{7.23}$$

Funkcja opisująca OVIS dla wymuszenia typu biały szum (WN) dana jest wzorem

$$\varphi_{11}(s)=\frac{A_{11}+B_{11}s}{R_1(s)G_1(s)} \tag{7.24}$$

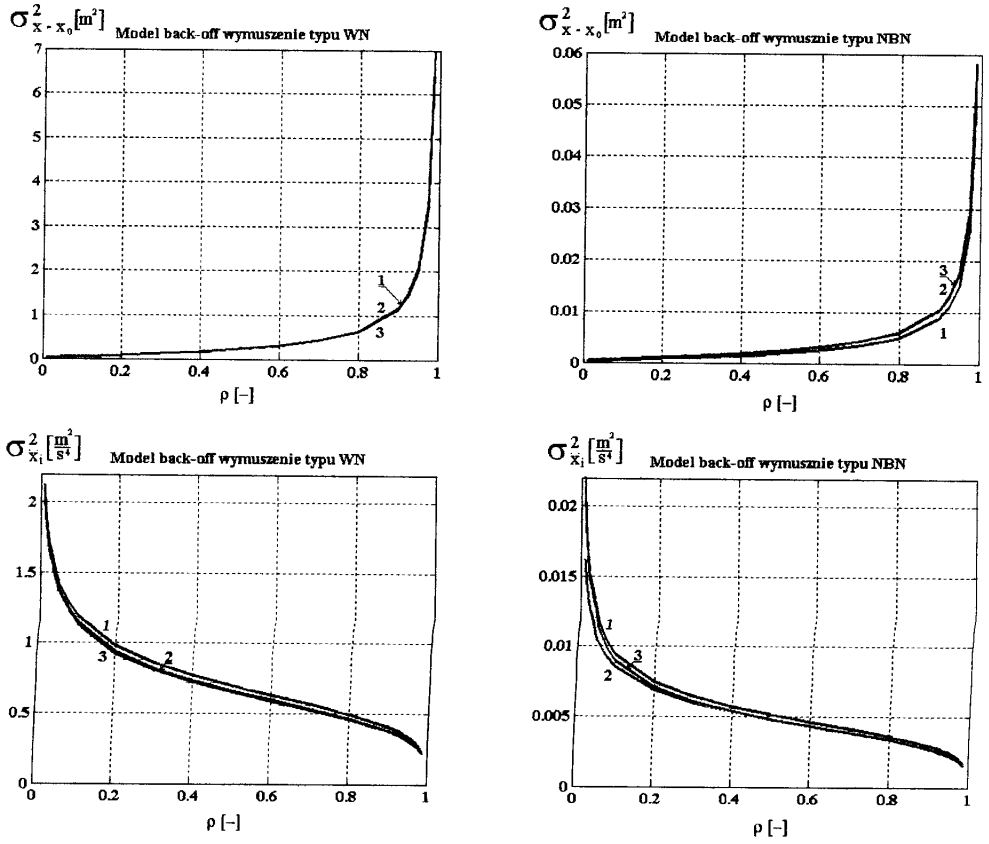
a dla wymuszenia typu szum kolorowy wzorem

$$\varphi_{21}(s)=\frac{A_{21}s^3+B_{21}s^2+C_{21}s+D_{21}}{R_1(s)G_1(s)(\Omega+s)} \tag{7.25}$$

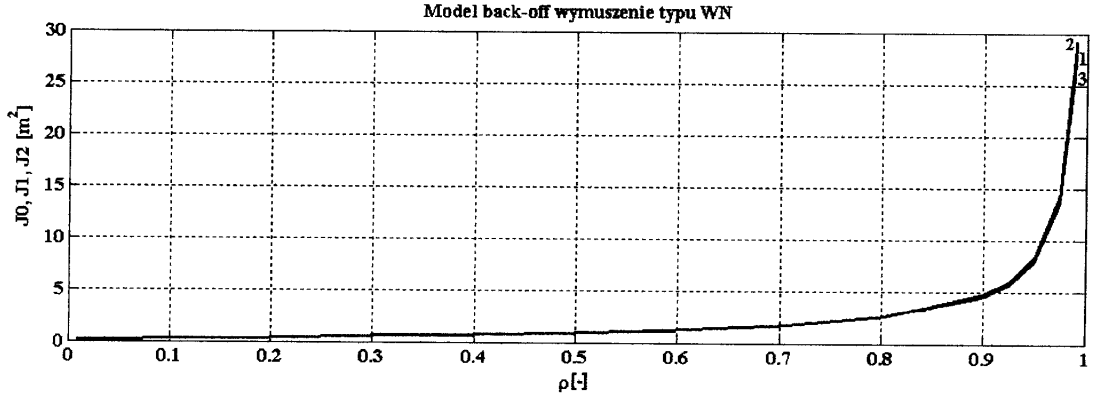
Na rysunku (7.1) przedstawiono wykresy wariancji przemieszczeń względnych oraz przyspieszeń dla poszczególnych modeli, wymuszeń oraz kryteriów wibroizolacji w zależności od bezwymiarowego współczynnika wagowego ρ. Na rysunkach (7.2) i (7.3) przedstawiono wykresy kryteriów wibroizolacji dla poszczególnych modeli i wymuszeń w zależności od bezwymiarowego współczynnika wagowego ρ. Pod wykresami zamieszczono w formie tabelarycznej wartości kryteriów wibroizolacji. Dane liczbowe użyte do obliczeń numerycznych i analitycznych można znaleźć w pracy [K8]. W tabeli. 7.1. zestawieno wartości kryteriów wibroizolacji dla modelu „back-off" dla dwóch rodzajów wymuszeń (WN) i (NBN).

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Na rys. 7.4. pokazano znormalizowane przemieszczenia względne i przyspieszenia dla modelu "back-off" przy wymuszeniach: typy biały szum (WN) oraz wąskopasmowy szum kolorowy (NBN).

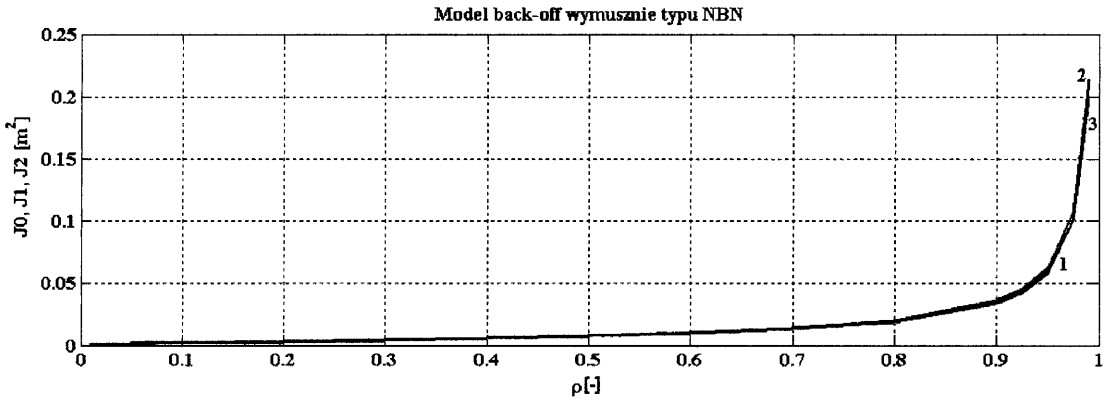


Rys. 7.1. Wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń dla modelu „back - off", dla trzech kryteriów wibroizolacji 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2, i wymuszeń typu szum biały WN i wąskopasmowy NBN



Rys. 7.2. Kryteria 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2 dla modelu „back - off", wymuszenie typu biały szum WN

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

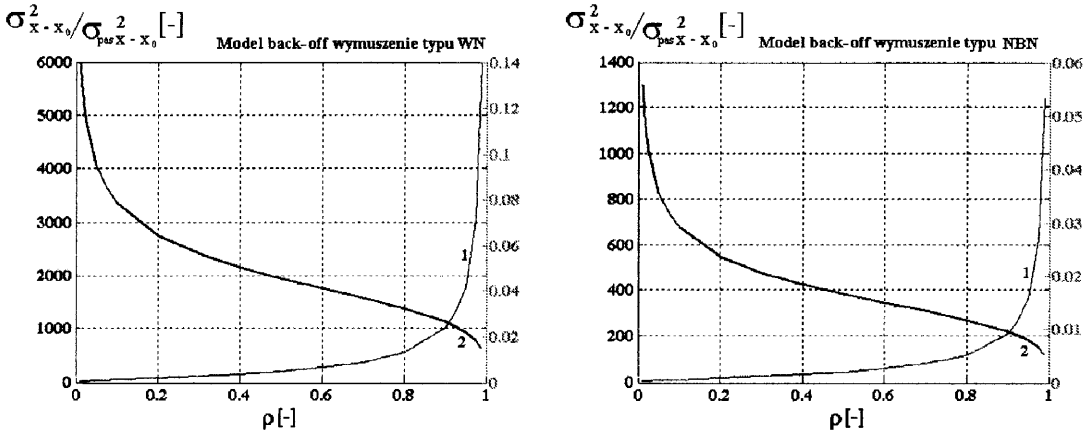


Rys. 7.3. Kryteria 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2 dla modelu „back - off" wymuszenie typu szum wąskopasmowy NBN

Tabela. 7.1. Zestawienie wartości kryteriów dla modelu „back-off"

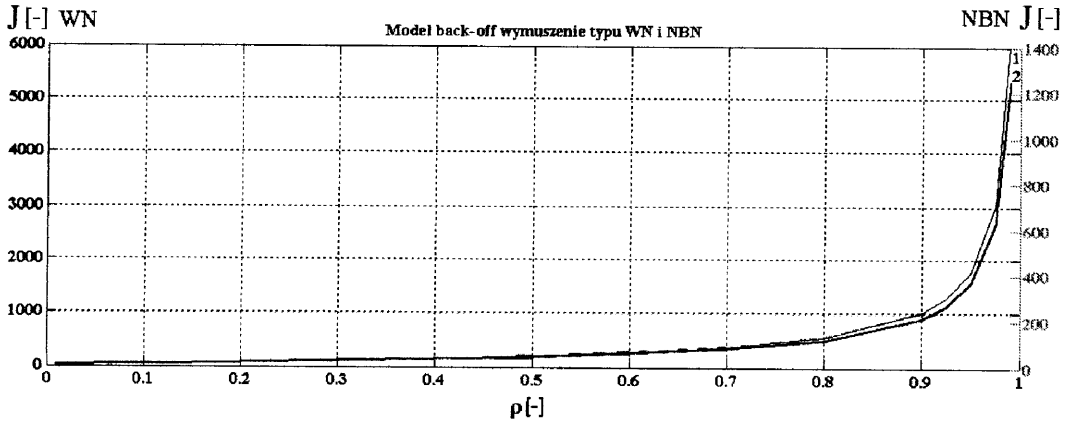
WN	ρ [-]			NBN	ρ [-]		
	0.01	0.5	0.99		0.01	0.5	0.99
J_0	0.028238	0.886288	27.81637	J_0	2.053e-4	0.006497	0.198282
J_1	0.027768	0.923922	29.51650	J_1	4.048e-4	0.007487	0.213725
J_2	0.028264	0.869509	27.11251	J_2	4.008e-4	0.007142	0.199156

Na rys. 7.4. dla kryterium podanego wzorem (7.18) pokazano znormalizowane przemieszczenia względne i przyspieszenia przy wymuszeniach: typu biały szum (WN) oraz wąskopasmowy szum kolorowy (NBN). Na rys. 7.5. pokazano kryterium wibroizolacji.



Rys. 7.4. Znormalizowane przemieszczenia względne 1-$\sigma^2_{x-x_0} / \sigma_{pas}{}^2_{x-x_0}$ i przyspieszenia 2-$\sigma^2_{\ddot{x}} / \sigma_{pas}{}^2_{\ddot{x}}$ dla modelu "back-off" przy wymuszeniach: typu biały szum (WN) oraz wąskopasmowy szum kolorowy (NBN)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.5. Bezwymiarowe kryterium wibroizolacji 1- biały szum (WN)
2 - wąskopasmowy szum kolorowy (NBN)

7.1.3. Przypadek modelu back-on

Dla modelu back-on funkcja opisująca układ AHBM podana jest wzorem

$$G(s)=\frac{g_{02}(s)}{g_{12}(s)g_{22}(s)} \tag{7.26}$$

$$g_{02}(s)=b_{24}s^4+b_{23}s^3+b_{22}s^2+b_{21}s+b_{20}$$
$$g_{12}(s)g_{22}(s)=a_{25}s^4+a_{24}s^3+a_{23}s^2+a_{22}s+a_{21}=a_{25}(s-p_{21})(s-p_{22})(s-p_{23})(s-p_{24}) \tag{7.27}$$
$$g_{12}(s)=a_{25}(s-p_{21})(s-p_{22})$$

wiedząc, że $p_{27}=-p_{23}, p_{28}=-p_{24}$ oraz $g_{22}(s)=(s-p_{23})(s-p_{24}),\ g_{22}(-s)=(s-p_{27})(s-p_{28})$ gdzie bieguny p_{21}, p_{22} mają części rzeczywiste w lewej półpłaszczyźnie zmiennej zespolonej s, a bieguny p_{23}, p_{24} mają części rzeczywiste w prawej półpłaszczyźnie zmiennej zespolonej s. po podstawieniu (7.27) do (7.26) otrzymamy (7.28)

$$G_2(s)=\frac{b_{24}(s-z_{21})(s-z_{22})(s-z_{23})(s-z_{24})}{a_{25}(s-p_{21})(s-p_{22})(s-p_{23})(s-p_{24})} \tag{7.28}$$

Funkcja opisująca OVIS dla wymuszenia typu biały szum dana jest wzorem

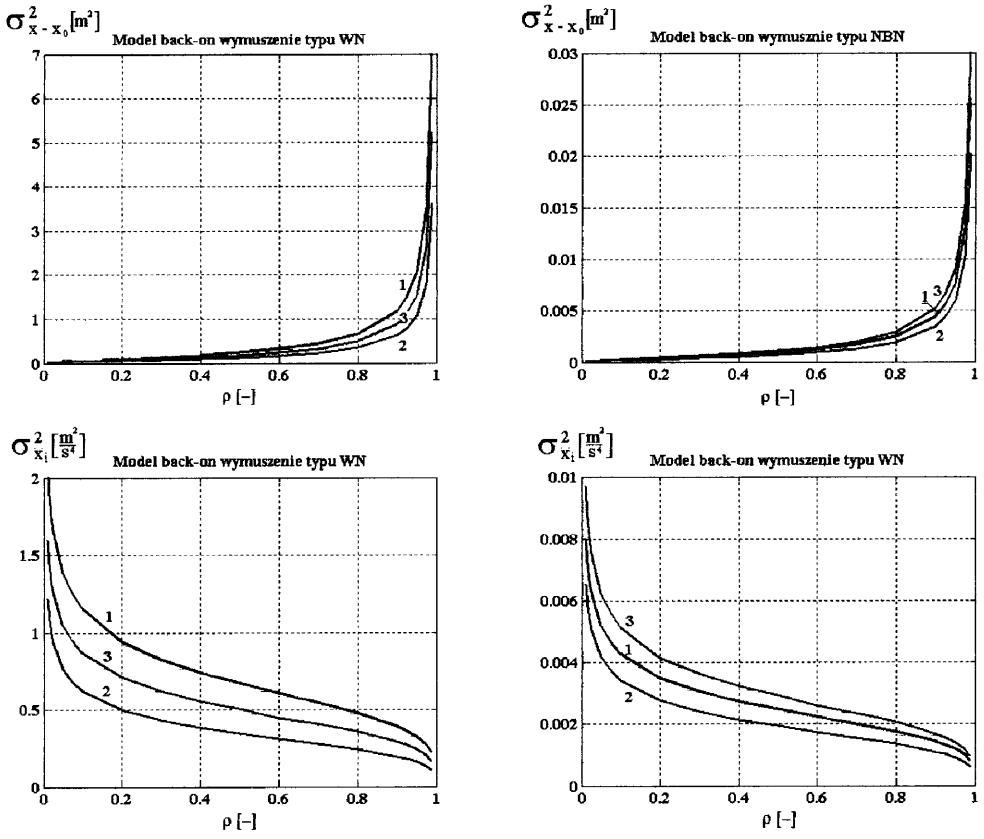
$$\varphi_{12}(s)=\frac{A_{12}+B_{12}s}{R_2(s)G_2(s)} \tag{7.29}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

a dla wymuszenia typu szum kolorowy wzorem

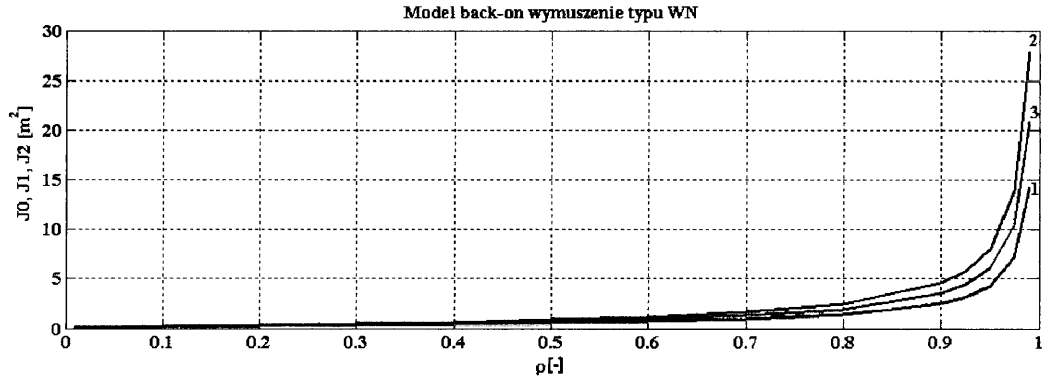
$$\varphi_{22} = \frac{\left(\frac{A_{22}+B_{22}s}{s^2} + \frac{C_{22}}{s-p_{27}} + \frac{D_{22}}{s-p_{28}} + \frac{Os+P}{\Omega^2+s^2+2\gamma s}\right)\left(\Omega^2+s^2+2\gamma s\right)}{R_2(s)G_2(s)\left(\Omega+s\right)} \tag{7.30}$$

Na rys. 7.6. przedstawiono wykresy wariancji przemieszczeń względnych oraz przyspieszeń dla poszczególnych modeli, wymuszeń oraz kryteriów wibroizolacji w zależności od bezwymiarowego współczynnika wagowego ρ. Na rys. 7.7. i 7.8. przedstawiono wykresy kryteriów wibroizolacji dla poszczególnych modeli i wymuszeń w zależności od bezwymiarowego współczynnika wagowego ρ. Pod wykresami zamieszczono w formie tabelarycznej wartości kryteriów wibroizolacji.

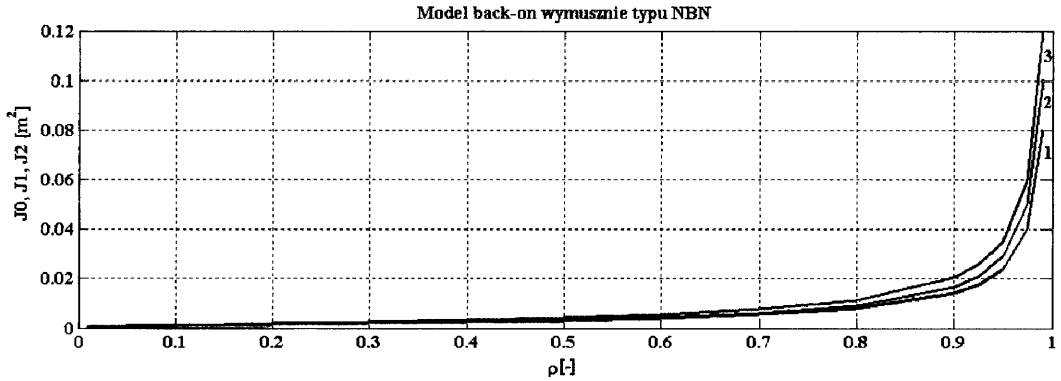


Rys. 7.6. Wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń dla modelu „back - on", dla trzech kryteriów wibroizolacji 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2, i wymuszeń typu szum biały WN i wąskopasmowy NBN

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.7. Kryteria 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2 dla modelu „back - on", wymuszenie typu biały szum WN



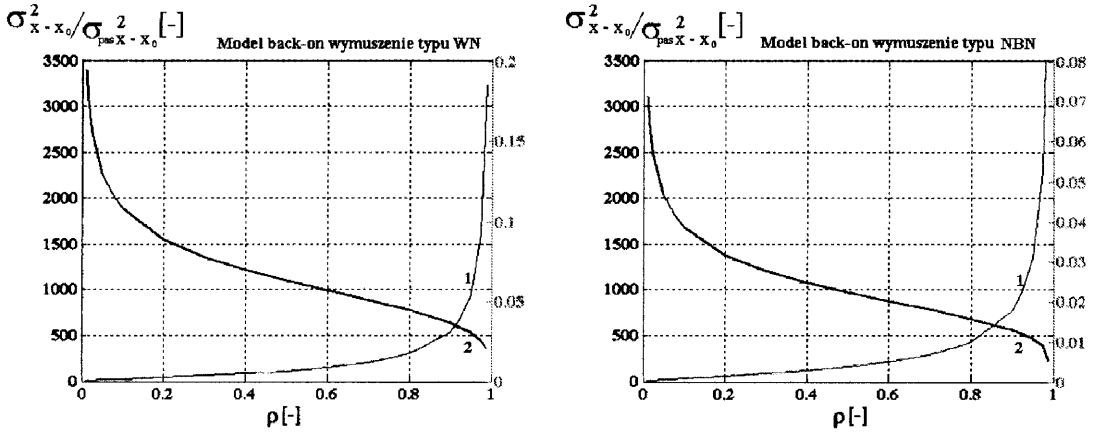
Rys. 7.8. Kryteria 1-J_0, 2-J_1, 3-J_2 dla modelu „back - on", wymuszenie typu szum wąskopasmowy NBN

Tabela. 7.2. Zestawienie wartości kryteriów dla modelu „back-on"

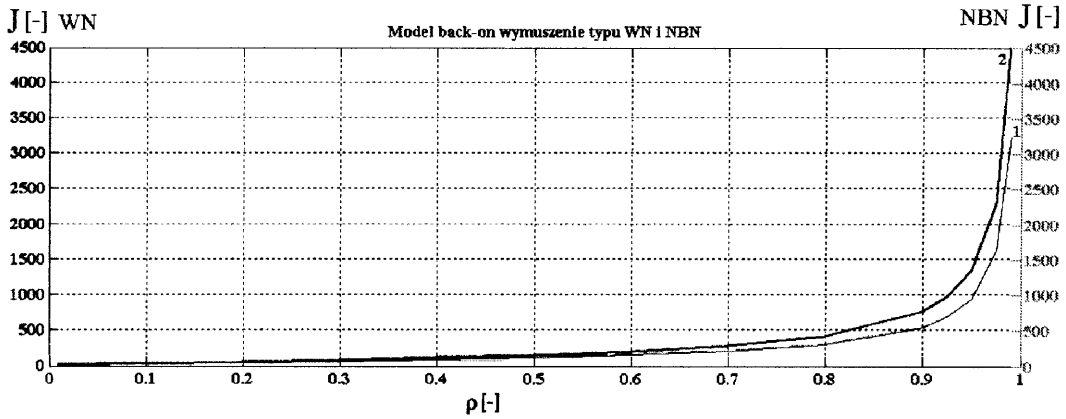
WN	ρ [-]			NBN	ρ [-]		
	0.01	0.5	0.99		0.01	0.5	0.99
J_0	0.028117	0.885943	27.84022	J_0	1.178e-4	0.002509	0.100452
J_1	0.017787	0.474263	14.11639	J_1	9.834e-4	0.002625	0.079543
J_2	0.021695	0.666383	20.76255	J_2	1.425e-4	0.003918	0.119300

Na rys. 7.9. dla kryterium podanego wzorem (7.18) pokazano znormalizowane przemieszczenia względne i przyspieszenia przy wymuszeniach: typu biały szum (WN) oraz wąskopasmowy szum kolorowy (NBN). Na rys. 7.10. pokazano kryterium wibroizolacji.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.9. Znormalizowane przemieszczenia względne 1-$\sigma^2_{x-x_0}/\sigma^2_{pas\,x-x_0}$ i przyspieszenia 2-$\sigma^2_{\ddot{x}}/\sigma^2_{pas\,\ddot{x}}$ dla modelu "back-on" przy wymuszeniach: typu biały szum (WN) oraz wąskopasmowy szum kolorowy (NBN)

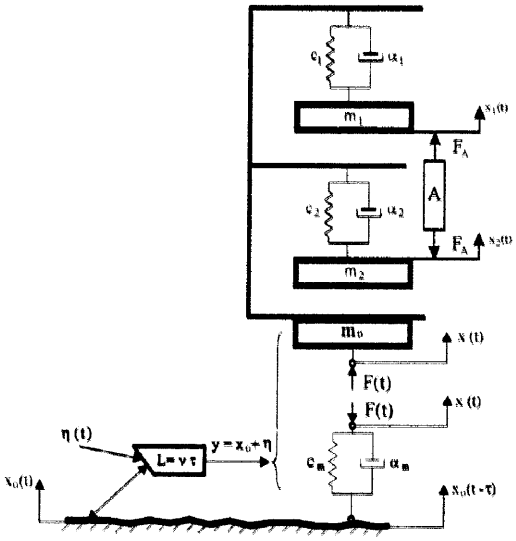


Rys. 7.10. Bezwymiarowe kryterium wibroizolacji 1- biały szum (WN) 2 - wąskopasmowy szum kolorowy (NBN)

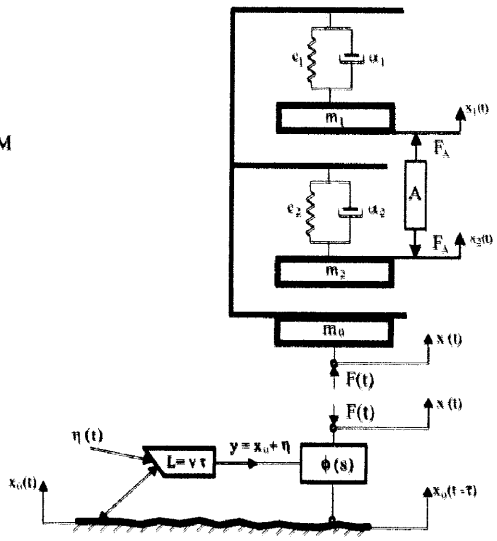
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

7.2. Optymalne układy wibroizolacji z predykcją dla modeli aktywnych

Dla modeli aktywnych ogólna postać kryterium wibroizolacji podana jest w rozdziale 5.2. Sposób doboru funkcji $\varphi(s)$, tak by kryterium przyjęło wartość minimalna pokazano w rozdziale 7.1. Do tej procedury należy zaaplikować czas predykcji $\tau(s)$ analogicznie jak to zrobiono w rozdziale 5.2. Na rys. 7.11. i 7.12. przedstawiono modele „back-off" i „back-on" z pasywnym i optymalnym układem wibroizolacji.



Rys. 7.11. Model back-off i back-on z pasywnym (PVIS) układem wibroizolacji



Rys. 7.12. Model back-off i back-on z optymalnym (OVIS) układem wibroizolacji

7.2.1. Forma kryterium wibroizolacji

Przyjęto formę kryterium wibroizolacji podaną wzorem (7.31) analogicznie jak w rozdziale 5.3.2. wzór (5.12).

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \lambda\sigma^2_{\ddot{x}} + \lambda_1\sigma^2_{\ddot{x}_1} + \chi\sigma^2_{x_1-x} = \min \tag{7.31}$$

gdzie poszczególne składniki kryterium wibroizolacji to wariancje przemieszczeń względnych przyspieszeń, λ, λ_1, χ są współczynnikami wagowymi zależnymi od bezwymiarowego współczynnika ρ.

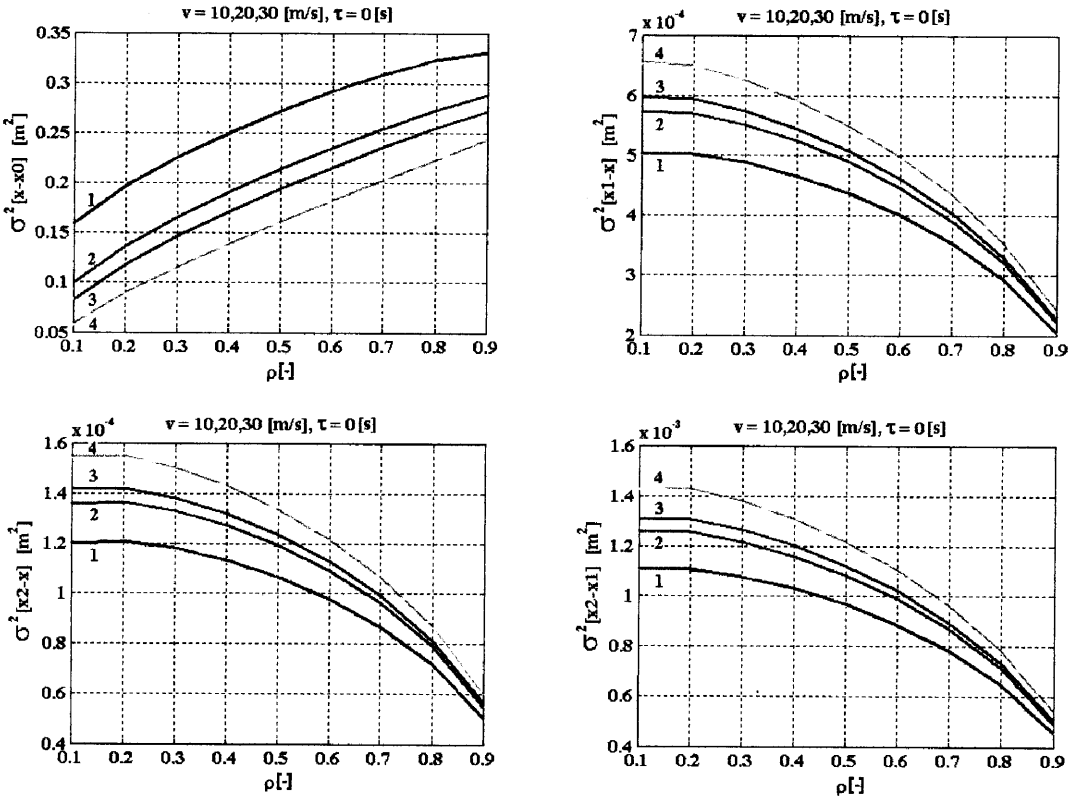
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

7.2.2. Przypadek modelu „back-off"

Dla modelu back-off i przyjętego kryterium wibroizolacji podanego wzorem (7.31) obliczono wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń w zależności od wsp. ρ .

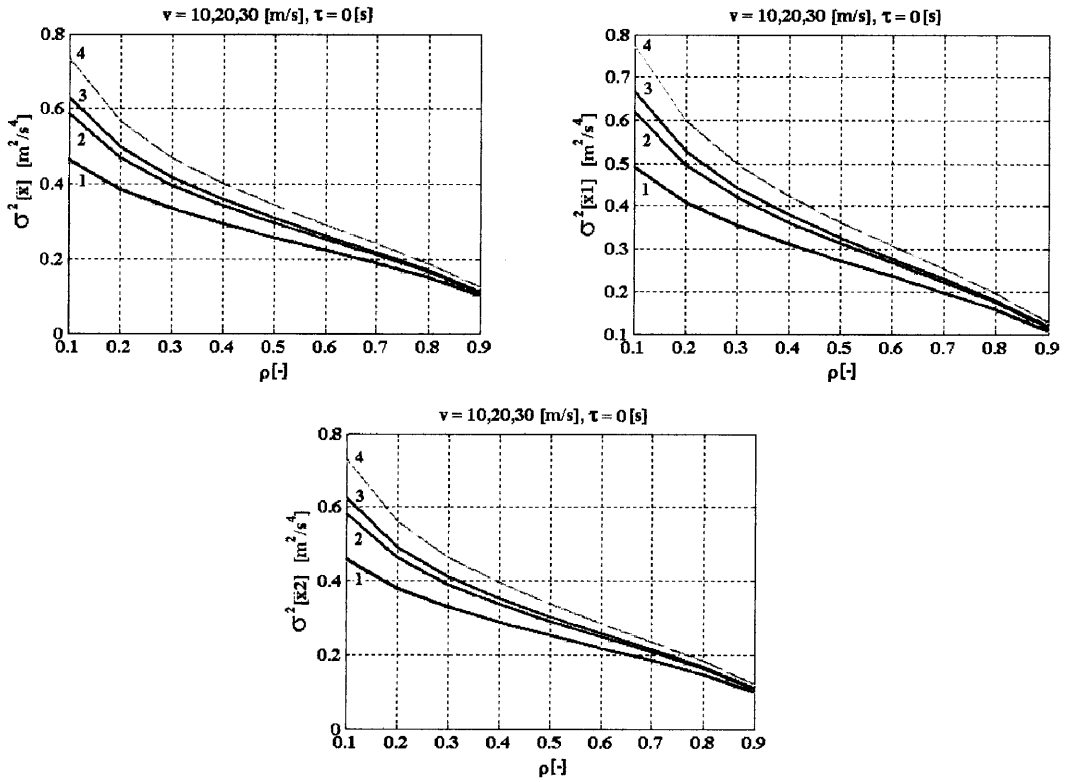
Na rys. 7.13. oraz 7.14. przedstawiono wykresy wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń poszczególnych mas modelu dla przypadku wymuszenia typu (WN) dla czterech różnych czasów predykcji, na rys. 7.15. pokazano wykres stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas} przy tymże wymuszeniu. W tabeli 7.3. zestawiono wartości stosunku kryteriów wibroizolacji.

Na rys. 7.16. oraz 7.17. pokazano wykresy wariancji dla przypadku typu szum kolorowy (NBN) dla czterech rożnych czasów predykcji, na rys. 7.18. pokazano wykres stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas} przy tymże wymuszeniu. W tabeli 7.4. zestawiono wartości stosunku kryteriów wibroizolacji.

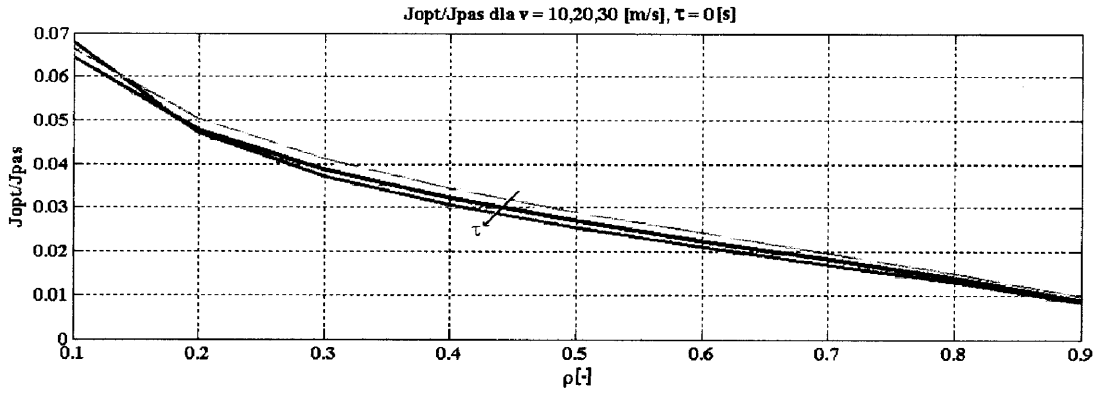


Rys. 7.13. Wykresy wariancji przemieszczeń względnych,
model back-off, wymuszenie typu biały szum,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.14. Wykresy wariancji przyspieszeń,
model back-off, wymuszenie typu biały szum,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

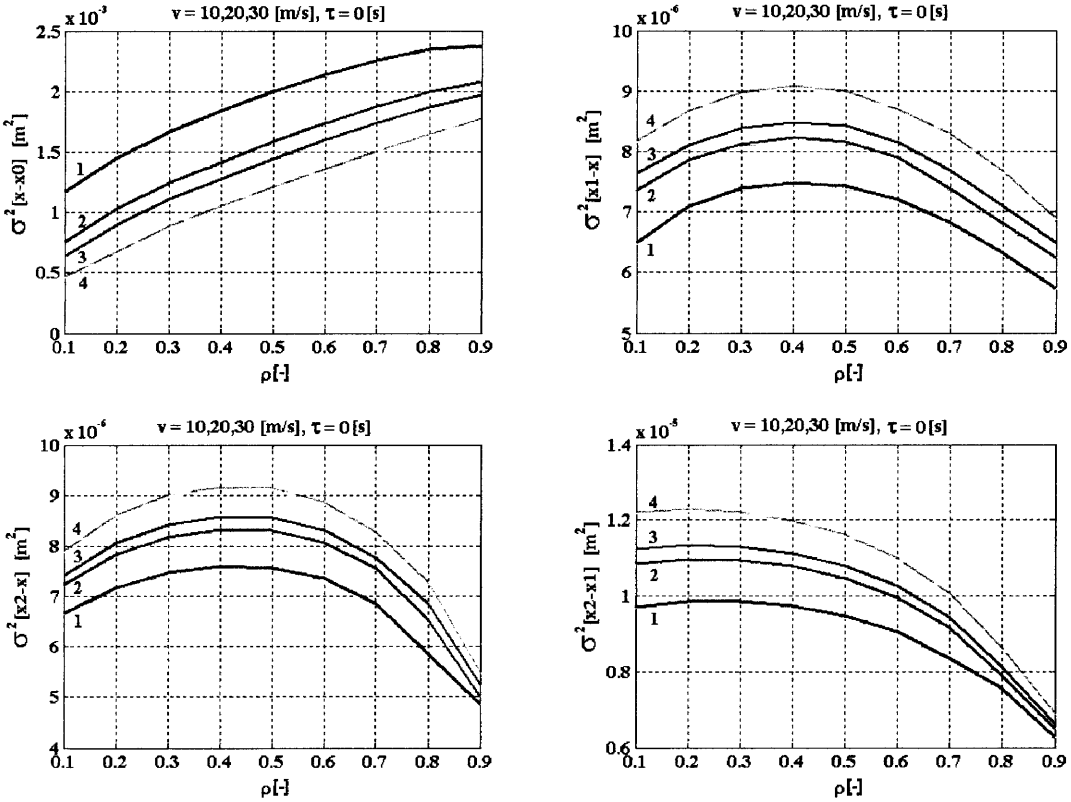


Rys. 7.15. Wykresy stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas},
model back-off, wymuszenie typu biały szum

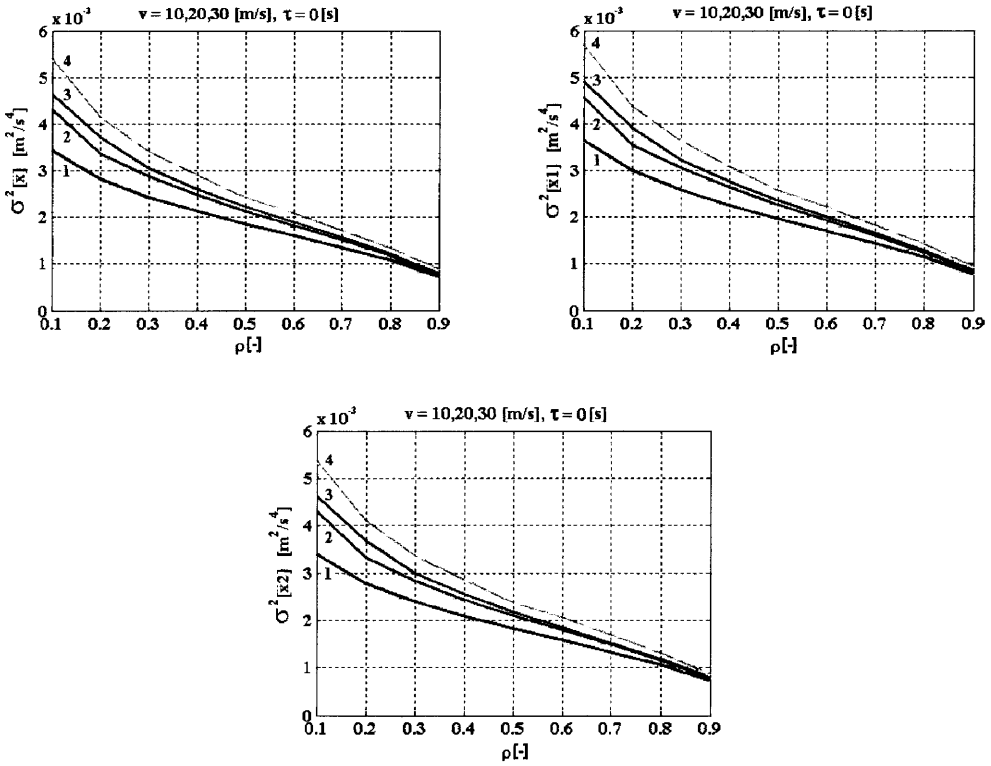
Tabela. 7.3. Zestawienie stosunków wartości kryteriów dla modelu „back-off"

J_{opt}/J_{pas}	v [m/s], (τ)[s]								
	10, (0.3)			20, (0.15)			30, (0.1)		
ρ [-]	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9
WN	0.0679	0.0251	0.0082	0.064	0.0267	0.0087	0.0643	0.0273	0.0089

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

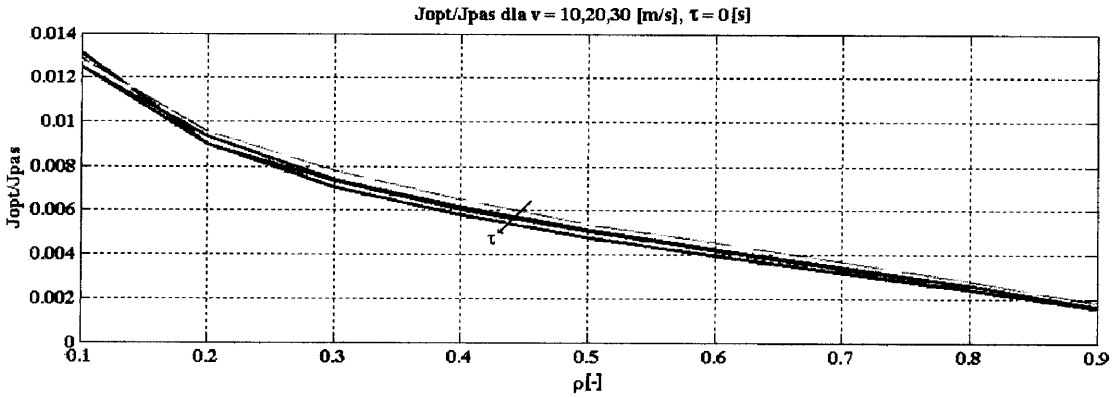


Rys. 7.16. Wykresy wariancji przemieszczeń względnych,
model back-off, wymuszenie typu szum kolorowy



Rys. 7.17. Wykresy wariancji przyspieszeń,
model back-off, wymuszenie typu szum kolorowy,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - $\tau = 0$ [s]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.18. Wykresy stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas},
model back-off, wymuszenie typu szum kolorowy

Tabela. 7.4. Zestawienie stosunków wartości kryteriów dla modelu „back-off"

J_{opt}/J_{pas}	v [m/s], (τ)[s]								
	10, (0.3)			20, (0.15)			30, (0.1)		
ρ [-]	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9
NBN	0.0131	0.0047	0.0015	0.0125	0.005	0.0016	0.0125	0.0052	0.0017

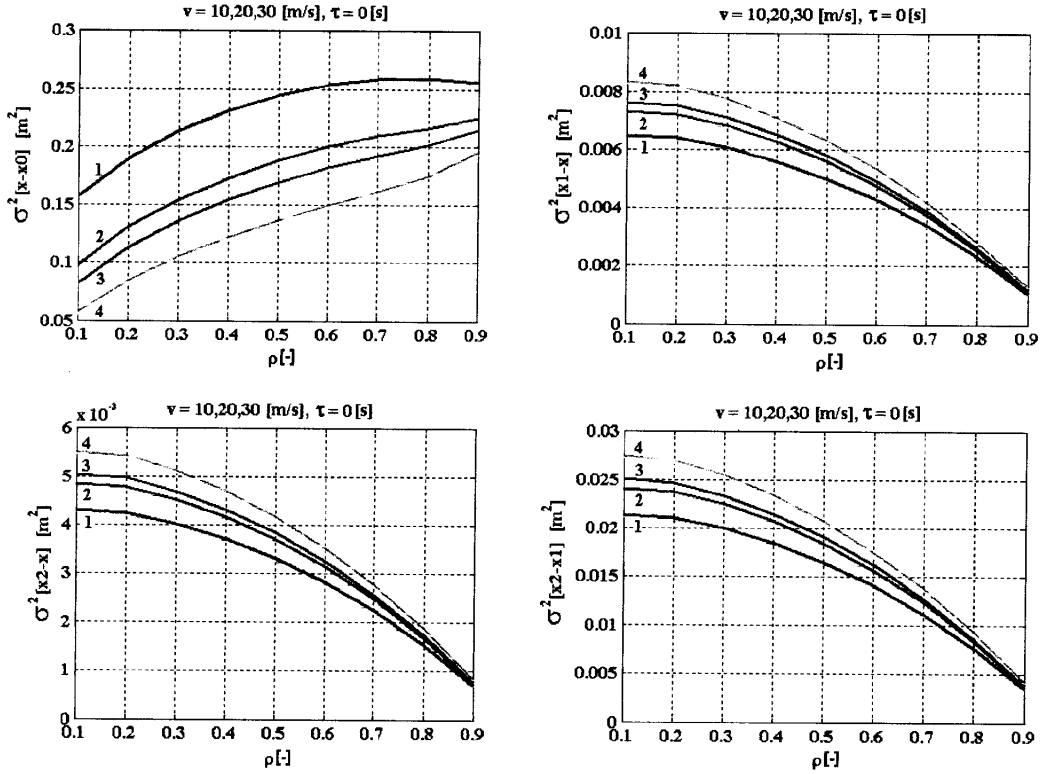
7.2.3. Przypadek modelu „back-on"

Dla modelu back-on i przyjętego kryterium wibroizolacji podanego wzorem (7.31) obliczono wariancje przemieszczeń względnych i przyspieszeń w zależności od wsp. ρ .

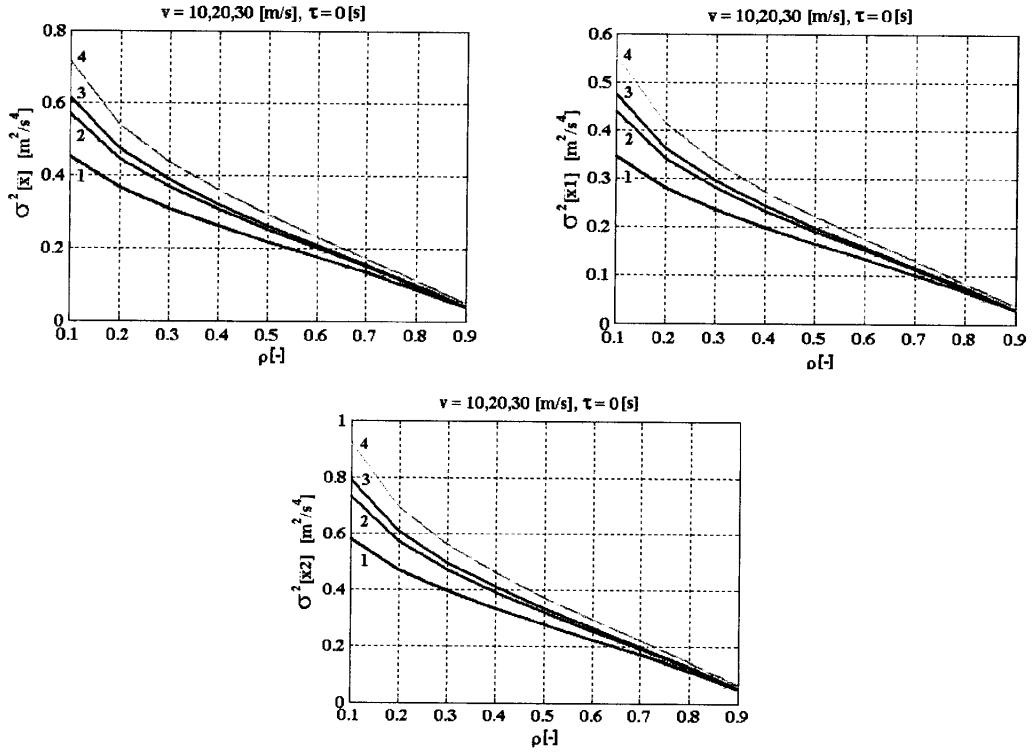
Na rys. 7.19. oraz 7.20. przedstawiono wykresy wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń poszczególnych mas modelu dla przypadku wymuszenia typu (WN) dla czterech różnych czasów predykcji, na rys. 7.21. pokazano wykres stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas} przy tymże wymuszeniu. W tabeli 7.5. zestawiono wartości stosunku kryteriów wibroizolacji.

Na rys. 7.22. oraz 7.23. pokazano wykresy wariancji dla przypadku typu szum kolorowy (NBN) dla czterech rożnych czasów predykcji, na rys. 7.24. pokazano wykres stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas} przy tymże wymuszeniu. W tabeli 7.6. zestawiono wartości stosunku kryteriów wibroizolacji.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

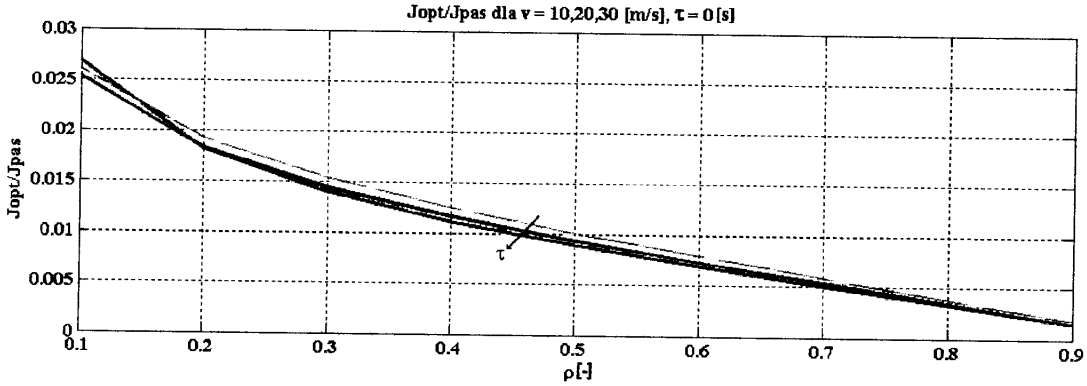


Rys. 7.19. Wykresy wariancji przemieszczeń względnych,
model back-on, wymuszenie typu biały szum



Rys. 7.20. Wykresy wariancji przyspieszeń,
model back-on, wymuszenie typu biały szum,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

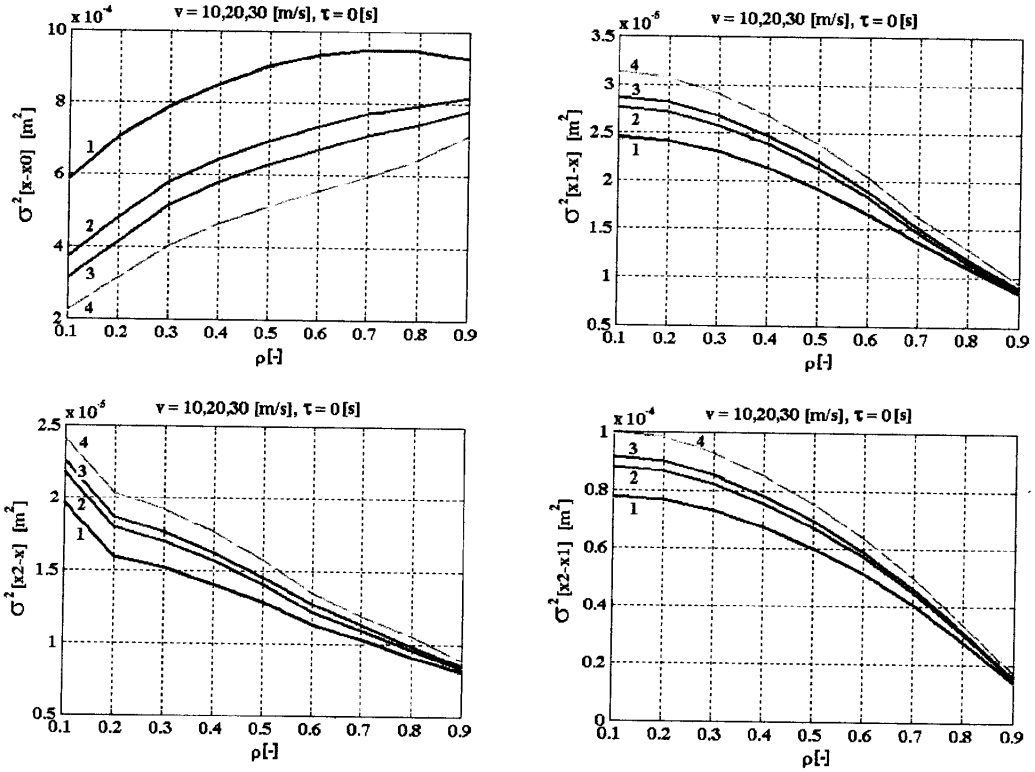
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.21. Wykresy stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas},
model back-on, wymuszenie typu biały szum

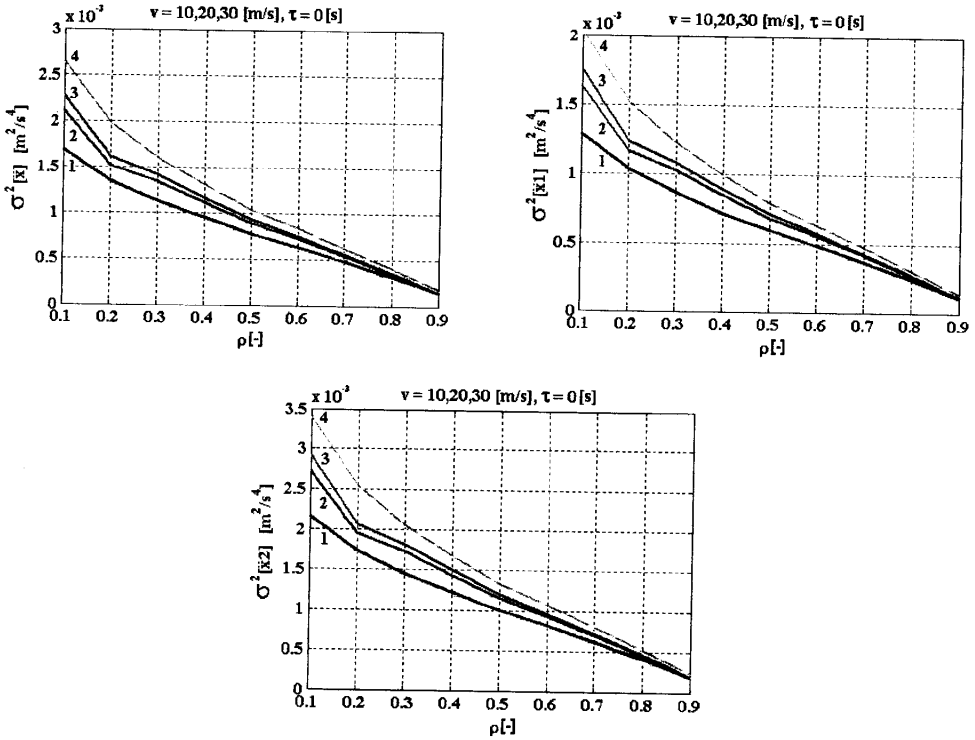
Tabela. 7.5. Zestawienie stosunków wartości kryteriów dla modelu „back-on"

J_{opt}/J_{pas}	v [m/s], (τ)[s]								
	10, (0.3)			20, (0.15)			30, (0.1)		
ρ [-]	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9
WN	0.0267	0.0088	0.0014	0.0253	0.0093	0.0015	0.0252	0.0095	0.0015

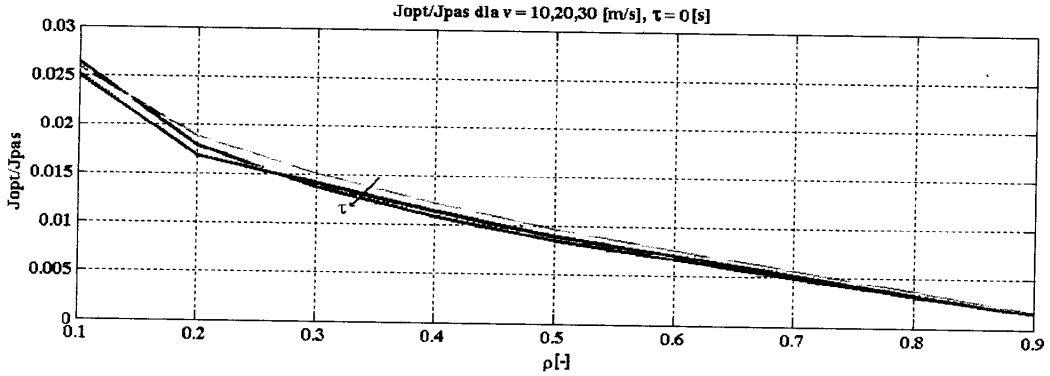


Rys. 7.22. Wykresy wariancji przemieszczeń względnych,
model back-on, wymuszenie typu szum kolorowy,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7.23. Wykresy wariancji przyspieszeń,
model back-on, wymuszenie typu szum kolorowy,
1 - v = 10, 2 - v = 20, 3 - v = 30 [m/s], 4 - τ = 0 [s]



Rys. 7.24. Wykresy stosunku kryteriów J_{opt}/J_{pas},
model back-on, wymuszenie typu szum kolorowy

Tabela. 7.6. Zestawienie stosunków wartości kryteriów dla modelu „back-on"

J_{opt}/J_{pas}	v [m/s], (τ)[s]								
	10, (0.3)			20, (0.15)			30, (0.1)		
ρ [-]	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9	0.1	0.5	0.9
NBN	0.0263	0.0084	0.0014	0.025	0.0088	0.0014	0.025	0.009	0.0015

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

7.3. Podsumowanie

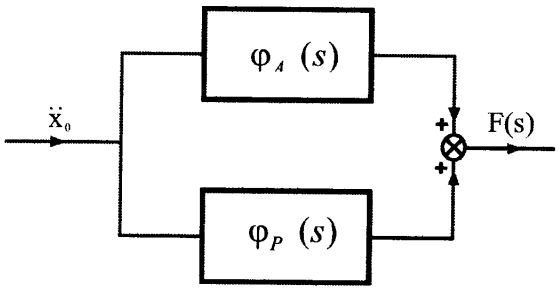
Wartości wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń wchodzących w skład kryteriów wibroizolacji w największym stopniu zależą od charakteru wymuszenia, w mniejszym stopniu od rodzaju modelu i od rodzaju kryterium. Dla modelu „back - off" wariancje przemieszczeń względnych oraz przyspieszeń dla różnych kryteriów niewiele się różnią między sobą, natomiast dla modelu „back - on" różnice te są znaczne. Dla tego modelu największe różnice widać pomiędzy wariancjami przyspieszeń, co zobrazowano odpowiednio na rys. 7.1. - dla modelu „back - off" i na rys. 7.6. - dla modelu „back - on". Wartości różnych kryteriów wibroizolacji dla modelu „back - off" różnią się niewiele między sobą, dla modelu „back - on" różnice te są większe. Wynika to z różnic wartości wariancji wchodzących w skład poszczególnych kryteriów. Wybór dwuskładnikowych kryteriów umożliwia w prosty sposób określić wartości wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń poszczególnych mas. Nie nakładając ograniczeń na pozostałe - możliwe wariancje, taka forma kryterium może być jednak powodem pewnych nieścisłości i uproszczeń. Tylko pełne, przyjęte wg pewnej konwencji kryterium, może zapewnić pełną wiarygodność otrzymanych rezultatów. Stosowanie pełnych kryteriów może jednak prowadzić, w pewnych przypadkach, do braku rozwiązań problemu optymalizacji oraz wiąże się z dużo bardziej skomplikowanymi obliczeniami.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

8. Wrażliwość optymalnych układów wibroizolacji aktywnych modeli biomechanicznych na nieliniowe zmiany strukturalne

8.1. Optymalny układ wibroizolacji (OVIS) jako złożenie układów aktywnego i pasywnego

Istnieje szereg definicji wrażliwości układów dynamicznych na zmiany ich parametrów a także na wprowadzane zmiany strukturalne. Definicje te dotyczą głównie układów liniowych. W tym rozdziale przeprowadzono symulacyjną analizę wrażliwości optymalnego układu wibroizolacji (OVIS) dla modeli „back-off" i „back-on" na zmiany strukturalne polegające na włączeniu dodatkowego elementu nieliniowego. Założono, że OVIS można przedstawić w postaci równolegle połączonego układu pasywnego i aktywnego. Przy takim założeniu funkcje $\varphi(s)$ podane wzorami ogólnymi (7.14), (7.17) dla poszczególnych modeli można zapisać jako sumę dwóch funkcji $\varphi_A(s)$ i $\varphi_p(s)$ tak, jak to pokazano na rysunku 8.1. Funkcja $\varphi_A(s)$ opisuje układ pasywny będący układem Kelvina – Voigt'a, zaś funkcja $\varphi_p(s)$ układ aktywny. W dalszym ciągu, w prezentowanym rozdziale przeprowadzono badania symulacyjne wrażliwości OVIS na ewentualne zmiany strukturalne wprowadzone do jego części pasywnej. Przyjęto, że do układu pasywnego, równolegle z istniejącym układem Kelvina –Voigt'a włączamy pewien element nieliniowy. Do badań symulacyjnych przyjęto ten element jako element tłumiący opisany wzorem (6.4).



Rys. 8.1. Podział na część aktywną i pasywną

Funkcję opisującą układ wibroizolacji przedstawiono jako stosunek siły *F(s)*, która działa pomiędzy ciałem siedzącego człowieka a układem wibroizolacji do przyspieszenia $\ddot{x}_0$

$$\varphi(s) = \frac{F(s)}{\ddot{x}_0} \tag{8.1}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Całkowitą siłę podzielono na siłę pasywną $F_P(s)$ i aktywną $F_A(s)$

$$F(s) = F_P(s) + F_A(s) \tag{8.2}$$

gdzie siła pasywna dana jest wzorem (8.3) a siła aktywna wzorem (8.4)

$$F_P(s) = (\alpha_m s + c_m)\ (x - x_0) \tag{8.3}$$

$$F_A(s) = s^2 (x - x_0)\varphi_A(s) \tag{8.4}$$

Funkcję $\varphi(s)$ podzielono na pasywną $\varphi_p(s)$ i aktywną $\varphi_A(s)$

$$\varphi(s) = \varphi_p(s) + \varphi_A(s) \tag{8.5}$$

$$\varphi(s) = \frac{F_P(s)}{s^2 x_0} + \frac{F_A(s)}{s^2 x_0} \tag{8.6}$$

gdzie $\varphi_p(s)$ dana jest wzorem (8.7) a $\varphi_A(s)$ wzorem (8.8)

$$\varphi_p(s) = (\alpha_m s + c_m)\frac{(x - x_0)}{s^2 x_0} = (\alpha_m s + c_m) H_{\frac{x - x_0}{\ddot{x}_0}} = (\alpha_m s + c_m)\ (\varphi(s)G(s) - 1) \tag{8.7}$$

$$\varphi_A(s) = s^2 \varphi_A(s)\frac{(x - x_0)}{s^2 x_0} = s^2 \varphi_A(s) H_{\frac{x - x_0}{\ddot{x}_0}} = s^2 \varphi_A(s)\ (\varphi(s)G(s) - 1) \tag{8.8}$$

wstawiając (8.7) i (8.8) do (8.5) otrzymamy (8.9)

$$\varphi(s) = \frac{(x - x_0)}{s^2 x_0}\left(s^2 \varphi_A(s) + \alpha_m s + c_m\right) \tag{8.9}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

gdzie $H_{\frac{x-x_0}{\ddot{x}_0}} = \frac{x-x_0}{s^2 x_0}$ (8.10)

wstawiając (8.10) do (8.9) otrzymamy (8.11)

$$\varphi(s) = H_{\frac{x-x_0}{\ddot{x}_0}} \left(s^2 \varphi_A(s) + \alpha_m s + c_m \right) \tag{8.11}$$

gdzie $H_{\frac{x-x_0}{\ddot{x}_0}} = (\varphi(s)G(s)-1)s^{-2}$ (8.12)

wstawiając (8.12) do (8.11) otrzymamy (8.13)

$$\varphi(s) = \left((\varphi(s)G(s)-1)s^{-2} \right) \left(s^2 \varphi_A(s) + \alpha_m s + c_m \right) \tag{8.13}$$

po prostych przekształceniach matematycznych i po zgrupowaniu współczynników przy s otrzymamy wzór na $\varphi_A(s)$, w którym zawarte są elementy pasywne i aktywne.

$$\varphi(s) = (\varphi(s)G(s)-1) \left(\varphi_A(s) + \frac{(\alpha_m s + c_m)}{s^2} \right) \tag{8.14}$$

$$\varphi(s) = \frac{\varphi_A(s)s^2 + \alpha_m s + c_m}{(1-G(s)\varphi_A(s))s^2 - G(s)\ (\alpha_m s + c_m)} \tag{8.15}$$

$$\varphi_A(s) = \frac{\varphi(s)\left(s^2 - G(s)(\alpha_m s + c_m)\right) - \alpha_m s - c_m}{s^2(\varphi(s)G(s)+1)} \tag{8.16}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

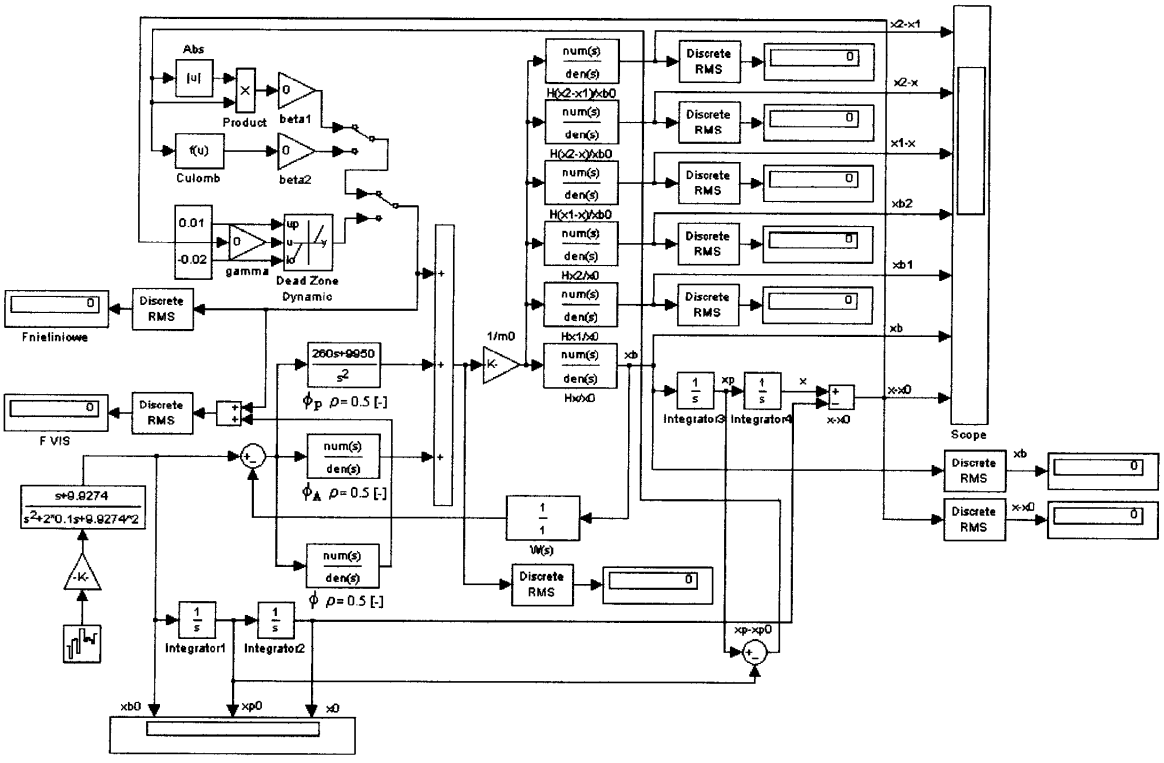
8.2. Badanie symulacyjne wpływu elementów nieliniowych wprowadzonych dodatkowo do części pasywnej (OVIS)

Badania symulacyjne przeprowadzono w środowisku Matlab - Simulink dla kryterium podanego wzorem (8.23) oraz dla ρ = 0.5 [-] przy wymuszeniu typu wąskopasmowy szum kolorowy dla pierwszej częstości rezonansowej danego modelu. Założono kryterium wibroizolacji podanego wzorem (8.18).

$$J = \sigma^2_{x-x_0} + \lambda \sigma^2_{\ddot{x}} = \min \tag{8.18}$$

gdzie $\sigma^2_{x-x_0}$ *i* $\sigma^2_{\ddot{x}_0}$ są odpowiednio wariancją przemieszczenia względnego pomiędzy x a x_0, oraz wariancja przyspieszenia masy m_0, a λ przedstawiona jest po przez bezwymiarowy współczynnik ρ. Ogólne wzory na wariancję $\sigma^2_{x-x_0}$ *i* $\sigma^2_{\ddot{x}_0}$ są przedstawione rozdziale 4.1.1.

Na rysunku 6.8. przedstawiono przykładowy schemat blokowy modelu „back-on" z podziałem funkcji $\varphi(s)$ na cześć pasywną $\varphi_P(s)$ i aktywną $\varphi_A(s)$.



Rys. 8.3. Przykładowy schemat blokowy modelu „back-on" dla ρ = 0.5 [-]

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Dla nieliniowej siły tłumiącej podanej wzorem (6.4) zmierzono wartości r.m.s. wariancji przemieszczeń względnych i przyspieszeń a także wartości r.m.s. sił pochodzących: od nieliniowości F_{nielin}, układu wibroizolacji F_{VIS} i od modelu F_{MOD} . W tabeli 8.1. pokazano przykładowe wyniki symulacji dla modelu „back-off" przy wymuszeniu typu NBN o amplitudzie $a_0 = 0.627$ [m/s^2].

Tabela 8.1. Wyniki symulacji dla modelu „back-off" dla $a_0 = 0.627$ [m/s^2]

β_1	xb_1	xb_2	xb	x_2-x_1	x_1-x	x_2-x	x-x_0	F_{VIS}	F_M	F_β
0	0.03383	0.03225	0.03266	0.1108	7.605e-3	0.03864	0.2364	4.656	4.656	0
10	0.03438	0.03278	0.03319	0.1109	7.617e-3	0.03870	0.2529	4.541	4.541	0.1953
20	0.03551	0.03384	0.03428	0.1112	7.636e-3	0.03880	0.2757	4.423	4.423	0.4259
30	0.03773	0.03593	0.03643	0.1117	7.672e-3	0.03898	0.3097	4.314	4.314	0.7192
40	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞

W tabeli 8.2. przedstawiono rezultaty symulacji dla wybranej nieliniowości. Dla modeli „back-off" i „back-on", dla czterech wartości r.m. s. amplitudy przyspieszenia równej kolejno a_0 = 0.627 [m/s^2] ,$2a_0$, $4a_0$, $8a_0$ wpływ parametru β_1 na granice stabilności poszczególnych układów. Przyjęto, że częstotliwość Ω dla wymuszenia typu (NBN) odpowiada pierwszej częstotliwości rezonansowej danego modelu AHBM. Wyniki symulacji zamieszczono w tabeli 8.2. Możemy z niej odczytać, że np. dla modelu „back-off" przy amplitudzie wymuszenia równej a_0 = 0.627 [m/s^2] oraz $\beta_1 \cong 40$ [N/s^{2}m^2] optymalny układ wibroizolacji staje się układem niestabilnym zaś dla modelu „back-on", przy tej samej amplitudzie wymuszenia, układ staje się niestabilny dla $\beta_1 \cong 1000$ [N/s^{2}m^2].

Tabela 8.2. Wpływ wartości β_1 na stabilność układu

Krotność amplitudy wymuszenia	Model			
	„back-off"		„back-on"	
$a_0 = 0.627$ [m/s^2]	$\beta_1 \geq 40$	Model niestabilny	$\beta_1 \geq 1000$	Model niestabilny
$2a_0$	$\beta_1 \geq 20$	Model niestabilny	$\beta_1 \geq 500$	Model niestabilny
$4a_0$	$\beta_1 \geq 10$	Model niestabilny	$\beta_1 \geq 500$	Model niestabilny
$8a_0$	$\beta_1 \geq 5$	Model niestabilny	$\beta_1 \geq 100$	Model niestabilny

Jak widać z powyższej tabeli ze wzrostem amplitudy wymuszenia wartości parametru β_1 , przy których układ staje się niestabilny, maleją.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

8.3. Podsumowanie

Takie podejście do problemu pozwala też na ocenę układu wibroizolacji, zawierającego pasywne nieliniowe elementy, bez jego bezpośredniej optymalizacji. Proponowana procedura sprowadza się wtedy do następujących kroków:

1) synteza OVIS dla założonego AHBM i założonego kryterium w wyniku której otrzymujemy funkcję $\varphi(s)$,

2) podział funkcji $\varphi(s)$ opisującej OVIS na dwa równoległe układy: pasywny i aktywny

3) dodanie do części pasywnej elementu nieliniowego,

4) przeprowadzenie symulacji całego układu AHBM+OVIS z i bez elementu nieliniowego,

5) porównanie stosunków poszczególnych wariancji występujących w założonym kryterium.

W niniejszym rozdziale ograniczono się do przedstawienia całej powyższej procedury w sposób ogólny. Ze względu na bardzo pracochłonne testy symulacyjne, konkretne wyniki numeryczne podano tylko odnośnie zakresu stabilności układu AHBM+VIS z elementem nieliniowym.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

9. ZAKOŃCZENIE

9.1. Wnioski

W pracy przedstawiono teoretyczne zagadnienia wiążące się z matematycznymi problemami optymalizacji układu człowiek – siedzisko – pojazd. Modelowanie matematyczne układów dynamicznych, zawierających człowieka jako jeden z podukładów, odgrywa szczególnie istotną rolę. Uzyskanie teoretycznego, optymalnego układu wibroizolacji w zasadniczy sposób ogranicza wydatki na budowę prototypów, jak również czas badań na żywych osobnikach. Przy istniejących obecnie mocach obliczeniowych komputerów modelowanie numeryczne pozwala już na dość wnikliwą analizę nawet tak złożonych układów dynamicznych, jak układ kierowca – siedzisko.

Istniejące modele biomechaniczne stanowią dobrą bazę wyjściową do identyfikacji i wibroizolacji ciała człowieka poddanego różnego typu wibracjom. W prezentowanej pracy, aplikując poszczególne modele, zrealizowano cele przedstawione we wstępie.

Ostateczna procedura syntezy wibroizolacji winna być wynikiem analizy kilku możliwych rozwiązań takich jak np. optymalizacja oparta na różnych kryteriach wibroizolacji czy też stosowaniu innego typu podejścia opartego na doborze kontrolera Fuzzy Logic, .

W pracy przeanalizowano zagadnienia wpływu formy kryterium, struktury ciała siedzącego człowieka oraz metody optymalizacji na optymalny układ wibroizolacji. W większości przypadków przeprowadzono równoległe obliczenia analityczne i numeryczne. W przypadkach najbardziej skomplikowanych pod względem matematycznym użyto metod opartych na symulacji numerycznej. Synteza optymalnych układów wibroizolacji ciała człowieka wymaga przeprowadzenia tego typu obliczeń dla każdej konkretnej konfiguracji układu HBM+VIS. Dla układów złożonych, o większej liczbie stopni swobody, metoda analityczna oparta na metodzie Wienera–Hopfa prowadzi do bardzo trudnych obliczeń zawierających między innymi faktoryzację funkcji wymiernych zmiennej zespolonej. W pracy, ze względu na brak miejsca, długość i związaną z tym nieczytelność niektórych wyrażeń pominięto je prezentując w zamian otrzymane na ich podstawie wyniki w formie wykresów i tabel. Wibroizolacja obiektów aktywnych stwarza, w stosunku do układów pasywnych, dodatkowe problemy obliczeniowe. Zagadnienia wibroizolacji aktywnych modeli biomechanicznych wymagają wstępnej analizy przyjętego do badań modelu HBM. Analiza ta powinna mieć charakter analityczno-numeryczny. Pozwala ona na opis rozważanego modelu i porównanie jego podstawowych charakterystyk dynamicznych z analogicznymi charakterystykami całego układu : model biomechaniczny - układ wibroizolacji, t.j. układu HBM + VIS. Dotyczy to głównie możliwości utraty stabilności danego modelu aktywnego przez dołączenie doń innego układu. We wszystkich rozważanych przypadkach optymalny układ wibroizolacji zależy od założonego *a priori* kryterium. Optymalne układy wibroizolacji wymagają na dalszym etapie sprawdzenia ich wrażliwości na dalsze, ewentualne zmiany strulturalne. W pracy pokazano między innymi, w jakim stopniu wprowadzenie nieliniowości do optymalnego układu wibroizolacji wpływa na zmiany wartości przyjętego kryterium.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wnioski szczegółowe dotyczące poszczególnych rozdziałów starano się zamieścić na ich końcu. Poniżej zamieszczono dodatkowe uwagi dotyczące prezentowanych w poszczególnych rozdziałach zagadnień.

Rozdział 2: Ciało ludzkie może być traktowane jako swego rodzaju filtr mechaniczny reagujący na wibrację ogólną głównie w niskich pasmach częstotliwości. Filtr ten charakteryzuje się zmienną strukturą, którą można adaptować do konkretnych sytuacji wibracyjnych. Możliwości takiej adaptacji są jednak ograniczne przez budowę anatomiczną i naturę człowieka. Dla celów funkcjonalnych są budowane modele biomechaniczne ciała, prezentowane np. przez krzywe wagowe opisane w rozdziale 2, które w konkretnych sytuacjach opisują najważniejsze cechy ciała. Umożliwia to uwzględnienie cech dynamicznych człowieka przy analizie większych układów typu kierowca - siedzisko w postaci analitycznej.

Rozdział 3: Do końca lat dziewięćdziesiątych ubiegłego stulecia ciało ludzkie poddane wibracji ogólnej przedstawiano głównie za pomocą modeli pasywnych. Ostatni okres, zapoczątkowany pracami [K4, K5, K6] czy [L2] charakteryzuje się tendencją do budowy modeli aktywnych oraz modeli opartych o metodę elementów skończonych. Modele aktywne lepiej opisują zachowanie się człowieka, który z natury jest przecież aktywnym układem biologicznym. Jak dotąd brak jest uniwersalnych modeli antropodynamicznych. Przyporządkowanie poszczególnych części ciała ludzkiego danym masom modelu jest na razie zagdnieniem zbyt trudnym.

Rozdział 4 : Budowa układów wibroizolacji ma na celu ochronę człowieka przed wibracjami mogącymi powodować różnego typu skutki. Na wstępnym etapie budowy optymalnych układów wibroizolacji używa się prostych modeli biomechanicznych zawierających tylko podstawowe informacje o ciele człowieka jako obiekcie drgającym oraz matematycznych modeli wymuszeń, które w miarę możliwości winny zapewniać dobrą aproksymację wymuszeń rzeczywistych. Przyjęte w pracy modele matematyczne wymuszenia taki warunek spełniają. Wybór postaci kryterium ma zasadniczy wpływ na strukturę optymalnego układu wibroizolacji. Przyjęte w pracy formy kryteriów oraz wybór metod optymalizacyjnych mają częściowo subiektywny charakter i nie są jedynymi, które można stosować przy optymalnym doborze układu wibroizolacji. Jednym z czynników wpływających na wartości poszczególnych wariancji występujących w kryteriach są współczynniki wagowe λ.

Rozdział 5: Jakość układów wibroizolacji silnie zależy od czasu, po którym informacje dotyczące wymuszenia docierają do urządzenia wykonawczego. Jeśli informacje te potrafimy zebrać z odpowiednim wyprzedzeniem, układ wibroizolacji zdąży się w ten sposób przestawić, że jego reakcja będzie optymalna w sensie założonego kryterium. W ogólności tego typu układy, skądinąd bardzo skomplikowane, należą do szerokiej klasy układów adaptacyjnych. W prezentowanej pracy, tak jak to opisano w rozdziale, analizowano li tylko wpływ długości czasu wyprzedzenia na strukturę i efektywność optymalnego układu wibroizolacji. Pokazano, poprzez porównanie układów z i bez predykcji, że wpływ ten jest bardzo znaczny.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Rozdział 6: Wibroizolacja obiektów aktywnych wymaga szczególnej ostrożności. Okazuje się, że stabilny układ aktywny połączony ze stabilnym, liniowym układem wibroizolacji może po połączeniu ich w jedną całość stać się układem niestabilnym. Każdorazowo więc, dla konkretnych struktur obu rozważanych układów, i co równie ważne dla konkretnych wartości parametrów tych struktur, należy przeprowadzić analizę stabilności układów sprzężonych. Niestabilność tego typu zauważono i przeanalizowano przy rozpatrywaniu aktywnego modelu „back – on" sprzężonego ze standardowym układem wibroizolacji typu Kelvina – Voigta. Niezbędnym narzędziem do tego typu analizy, oprócz istniejących metod analitycznych, jest metoda polegająca na zbudowaniu odpowiednich schematów blokowych i przeprowadzeniu badań symulacyjnych. Takie podejście jest szczególnie przydatne przy badaniu złożonych układów nieliniowych.

Rozdział 7: Im bardziej złożona struktura modelu ciała ludzkiego tym bardziej skomplikowana struktura optymalnego układu wibroizolacji. Dodatkowym problemem przy optymalizacji układów wibroizolacji złożonych modeli aktywnych jest ich nieminimalnofazowość. Wspomniane wyżej problemy dotyczące faktoryzacji funkcji wymiernych stają się, w takich przypadkach, trudniejsze do obliczeń. W rozdziale pokazano wpływ wybranych form kryteriów oraz czasu predykcji na efektywność układów wibroizolacji. Różnice występujące pomiędzy wartościami poszczególnych kryteriów jak i zawartymi w nich wariancjami informują m.in. o zasadniczym fakcie jakim jest zmienność charakterystyk ciała ludzkiego. W całej pracy rozpatrywano tylko dwie pozycje „back – off" i „back – on" a różnice w postaci funkcji transmitancji opisującej odpowiednie optymalne układy wibroizolacji można łatwo zauważyć śledząc podane rezultaty i odpowiednie wykresy. Można zatem zadać sobie pytanie jak wyglądałby optymalny układ wibroizolacji przy ciągle zmieniającej się pozycji ciała człowieka?

Rozdział 8: Ideą tego rozdziału było sprawdzenie wrażliwości optymalnego układu wibroizolacji na dodatkową, włączoną równolegle nieliniowość. Optymalizacja układów aktywnych i nieliniowych stanowi duży problem dla inżynierów. Nie istnieją zamknięte metody pozwalające na analityczne badania tego typu układów. W przypadku układów liniowych takie metody istnieją. Zakładając zatem, że otrzymaliśmy pewien układ optymalny dla układu liniowego zaburzamy ten układ przez wprowadzenie pewnej zmiany strukturalnej np. przez wprowadzenie nieliniowości. Jeśli badania, tym razem już symulacyjne, pokazują mały wpływ danej nieliniowości na wartości założonego kryterium to można przyjąć, że optymalny układ liniowy jest mało wrażliwy na daną zmianę strukturalną.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

9.2. Kierunki dalszych badań

Z powyższej pracy wynika, że ilość problemów dotyczących układu człowiek – siedzisko jest bardzo duża. Proponując kierunki dalszych badań ograniczono się tylko do zagadnień leżących w gestii inżyniera mechanika. W związku z powyższym, kierunki dalszych badań poświęconych wpływowi wibracji na organizm ludzki winny się sprowadzać do:

- uwzględnienia przy projektowaniu siedzisk bardziej złożonych, przestrzennych modeli biomechanicznych ciała człowieka siedzącego o większej liczbie stopni swobody, uwzględniających istniejące nieliniowości oraz zawierających elementy aktywne,

- utworzenia swego rodzaju biblioteki wibracji, zarejestrowanych w rzeczywistych sytuacjach w układzie człowiek - siedzisko,

- opracowania programów matematycznych identyfikujących wymuszenia rzeczywiste z łatwymi do analitycznego wykorzystania modelami matematycznymi,

- poszerzenia gamy kryteriów uwzględniających większą liczbę parametrów opisujących stopień dyskomfortu,

- szerszego zastosowania teorii zbiorów rozmytych i programów z nią związanych do opisu reakcji ciała człowieka oraz jego wpływu na układ wibroizolacji siedziska,

- konstruowania nowych układów wibroizolacji bazujących na szerszym wykorzystaniu teoretycznie otrzymanych układów optymalnych.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Literatura

[A1] Amirouche, F.M.L., (1987), *Modeling of Human Reactions to Whole-Body Vibration*, Journal of Biomechanical Engineering, Vol.109, May 1987, pp. 210 - 217.

[A2] Australian Standard, AS 2670.1, (1990), *Vibration standard and documents driver exposure levels*.

[B1] Bellman, M., A., et. al., (2001), *Comfort inside cars: effests of seat and seering-wheel vibrations*, Dept. Of Physics, Uniwersity of Oldenburg Germany, Volkswagen AG, Germany.

[B2] Bender, K. E., (1968), *Optimum linear preview control with application to vehicle suspension*, ASME, Journal of Basic Engineering, (1968), pp. 213 - 212.

[B3] British Standards, BS 6841 (1987), *Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*.

[B4] Brzóska, J., Drozdowski, L., (1998), *Programowanie w Matlab*, Wydawnictwo MIKOM, Warszawa.

[C1] Coermann, R.R, Ziegenruecker, G.H., Wittwer, A.L., Von Gierke, H.E., (1960), *The Passive Dynamic Mechanical Properties of the Human Thorax-Abdomen System and the Whole Body System*, Aerospace Medicine, Vol .31, June 1960, pp. 443 - 455.

[C2] Coermann, R.R., (1961), *Comparison of the Dynamic Characteristics of Dummies, Animals and Man*, Reprinted from Impact Acceleration Stress – Publication, nr 977, Nov.1961, pp. 173 - 184.

[C3] Coermann, R.R., (1962), *The Mechanical Impedance of the Human Body in Sitting and Standing Position at Low Frequencies*, Human Factors, 4(10) October,1962, pp.227- 253.

[C4] Cullmann, A., (2002), *Ein aktiver Schwingungsdummy des sitzenden Menschen, Fortschr.-Ber.* VDI-Reihe 12 Nr. 492, Düsseldorf, 2002.

[D1] Dahlberg, T., (1978) *Parametric optimization of a 1- dof vehicle traveling on a randomly profiled road*, Journal of Sound and Vibration, vol. 55 (1977), pp. 245 - 253.

[D2] Dahlberg, T., (1978) *Ride comfort and road holding of a 2- dof vehicle traveling on a randomly profiled road*, Journal of Sound and Vibration, vol. 52 (1978), pp. 179 - 187.

[D3] Destain, M.F., Deltenre, A., Houmy, K., (1992), *Analyse vibratoire en mécanique agricole*, Société Belge des Mécaniciens, Rapport, No 1410, p. 221 - 22.6.

[E1] Engel, Z., (1993), *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.

[E2] Esmailzadeh, E., Jalili, N., (2003), *Vehicle- passenger- structure interaction of uniform bridges traversed by moving vehicles*, Journal of Sound and Vibartion, vol. 260 (2003), pp. 611 - 635.

[F1] Frolov A.A., Dufosse M., Rizek S., Kaladjian A., (2000), *On the possibility of linear modeling the human arm neuromuscular apparatus*, Biol. Cybern. 82, pp. 499 - 515.

[F2] Fuller,C.R., Elliot,S.T., Nelson, P.A., (1996), *Active control of vibration*, AcademicPress Limited

[G1] Garg, D.P., Ross, M.A., (1976), *Vertical Mode Human Body Vibration Transmissibility*, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, No.2, February 1976, pp. 102 - 112.

[G2] Gierke, H.E., (1971), *Biodynamic Models and Their Applications*, The Journal of the Acoustical Society of America, 50, 1971, pp. 1397 - 1413.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[G3] Griffin, M.J., (1990), *Handbook of Human Vibration* , Academic Press, London.

[G4] Gunston, T., Griffin, M.J., (1999), *The isolation performance of a suspension seat over a range of vibration magnitudes tested with an anthropodynamic dummy and human subjects*, Proceedings of Inter-noise99, Florida , USA, Annex E.

[G5] Gunston, T.P., (2002), *Two methods of simulating a suspension seat cushion*, in Proceedings of the 37th United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, Loughborough University, September 18-20, 2002, England, pp. 322 - 335.

[H1] Hać, A., (1990), *Optimal Semi-Active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model*, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.114, January 1992, pp. 84 - 92.

[H2] Harris, C.J., Moore, C.G., M.Brown, M., (1993), *Intelligent Control, Aspects of Fuzzy Logic & Neural Nets*, World Scientific Series in Robotics and Automated Systems -Vol.6.

[H3] Hinz ,B.,& Seidel,H., (1987) , *The Nonlinearity of the Human Body's Dynamic Response During Sinusoidal Whole Body Vibration* , Industrial Health, 1987, 25, pp.169 - 181.

[H4] Hopkins, G.R., (1971), *Nonlinear Lumped Parameter Mathematical Model of the Dynamic Response of the Human Body*, AMRL-TR-71-29, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, pp. 649-669.

[I1] ISO 2631-1, (1997), *Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration*, Part 1: general requirements.

[J1] Jamei M., Mahfouf M., and Linkens D. A., (2000), *Fuzzy-Based Controller of a Non-linear Quarter Car Suspension System*, The 7th Iranian Students Seminar in Europe, Manchester, UK, 20 - 21 May 2000.

[J2] Janik, A., Książek, M. A., (2001), *Porównanie współczynnika jakości SEAT dla standardowych i optymalnych układów wibroizolacji siedziska*, Materiały IX Sympozjum Wpływ wibracji na otoczenie, Kraków - Janowice 2001, s. 103 - 112.

[J3] Janik, A., Książek, M. A., (2002) *Wpływ predykcji na układy optymalne wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka*, Materiały XI Międzynarodowego Sympozjum Dynamiki Konstrukcji Rzeszów - Arłamów 2002, s. 265 - 272.

[J4] Janik, A., (2003), *Optymalne układy wibroizolacji siedzącego człowieka przy uwzględnieniu predykcji*, Materiały X Konferencji Naukowej Wibroakustyki i Wibrotechniki i V Ogólnopolskiego Sympozjum Wibroakustyki w Systemach Technicznych, WIBROTECH Kraków 2003, s. 86- 87, 10 stron w wersji elektronicznej.

[K1] Kiene, J., Meltzig-Thiel, R., Schatte, M., (1989), *Results of the mathematical and mechanical modeling of the sitting man*, Strojnicki Casopis, 40, 1989, c.2, pp. 151 - 168.

[K2] Kowal, J., (1996), *Sterowanie drganiami*, Wyd. Gutenberg, Kraków 1996.

[K3] Książek, M.A., (1978), *Determination of Optimum Vibroisolation Systems for a Sitting Human Operator*, Aviation, Space and Environmental Medicine, January, 1978, Vol.49, No.1, pp. 257 - 261.

[K4] Książek, M.A., (1979), *Some Problems of Identification and Modeling of the Human Body*, Man under Vibration, Suffering and Protection, Proceedings of the International CISM-IFTo MM-WHO Symposium, Udine, Italy, April 3 - 6, 1979, pp. 200 - 209.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[K5] Książek, M.A., (1997), *Synteza aktywnych modeli ciała człowieka*, Materiały III Szkoły Układów Aktywnych, Zakopane, Kwiecień, str. 135 - 140.

[K6] Książek, M.A., (1998), *New active models of a sitting human-body*, Abstracts of the 11th Conference of the European Society of Biomechanics, Toulouse, France, Journal of Biomechanics, vol 31, pp. 75.

[K7] Książek, M.A., (1998), *Niestacjonarny matematyczny model dyskomfortu człowieka,* Materiały VIII Sympozium: Wibracje - Otoczenie, Kraków - Janowice, wrzesień, s. 203 - 208.

[K8] Książek, M.A., (1999), *Modelowanie i optymalizacja układu człowiek- wibroizolator- - maszyna*, Monografia 244, wyd. Politechnika Krakowska, seria Mechanika, Kraków 1999.

[K9] Książek, M.A., (1999), *New Ways of Modeling of Human Vibration Discomfort,* Proceedings of Internoise 99, The 1999 International Congress on Noise Control Engineering, dec 06-08, vol. 2, pp. 915 – 920.

[K10] Książek, M.A., (1999), *Optymalna wibroizolacja człowieka przy uwzględnieniu jego wrażliwości na wibracje*, IV Szkoła: Metody aktywne redukcji drgań i hałasu, Kraków - Krynica 99, str. 141 - 147.

[K11] Książek, M.A., (2000), *Optimal isolation systems incorporating human sensitivity to vibration,* Proceedings of Internoise 2000, August 27 - 30, Nice, France, pp. 1359 - 1362.

[K12] Książek, M.A., (2001), *"Fuzzy Logic Approach to Description of Discomfort of Sitting Human-Operator"*, Materiały V Szkoły Układów Aktywnych, Kraków-Krynica, Maj 2001, s. 165 - 170.

[K13] Książek, M.A., (2001), *Vibration isolation of a sitting human body considered as an active biomechaniocal system*, The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, The Hague, august 2001, pp. 1021 - 1024.

[K14] Książek, M. A., Janik, A., (2003) *Influence of prediction of random excitations on optimal vibration isolation systems of a seated human body*, Kwartalnik AGH, tom 22, zeszyt 3, s. 291 - 298.

[K15] Książek M.A., Ludovic S., (2003), *Application of Fuzzy Logic Controller to Vibration Isolation of Sitting Human Body*, Czasopismo Techniczne, seria Mechanika, Z.6-M/2003, ISSN 0011- 4561, pp. 45-57.

[K16] Książek, M. A., Janik, A., Z. Basista, (2004), *Synthesis of optimal vibration isolation system of active human body models.* The 33th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering Prague Czech Republic

[K17] Książek, M. A., Janik, A., (2004), *Simulation Analysis of Synthesized Optimal Isolation System of an Active Human Body Model,* Proceedings of NATO - OTAN Conference in Prague, 6 - 10 October, pp.1 - 18, Czech Republic.

[K18] Książek, M. A., Janik, A., (2004), *Wpływ kryterium optymalizacji na układ wibroizolacji ciała siedzącego człowieka,* Czasopismo Techniczne, Mechanika, z.5-M/2004, ISSN 0011-4561, Janowice 2004, s. 157 - 165.

[K19] Książek, M.A., Tarnowski, J., (2004), *Badania doświadczalne i modelowanie ciała siedzącego człowieka poddanego wibracjom*, Czasopismo Techniczne, z.5-M/2004, ISSN 0011-4561, Janowice 2004, str. 167 - 174.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[K20] Książek, M. A., Tarnowski J., Janik, A., (2004), *Badania doświadczalne wibracji siedzącego człowieka z użyciem szybkiej kamery wideo,* Czasopismo Techniczne, Mechanika, z.5-M/2004, ISSN 0011-4561, Janowice 2004 s. 175 - 182.

[K21] Książek, M. A., Janik, A., (2005), *Dynamics of Active Biomechanical Models of Seated Human Body and Their Vibration Isolation Systems*, Mechanics, Volume 24, No. 2, AGH University of Science and Technology - Cracow, Polish Academy of Science, ISSN 0239-5282, pp.95 - 108.

[L1] Lang J.-S. Roger and Gulley Ned, *Fuzzy Logic Toolbox (For use with MatLab)* - The Math Works Inc - 1995.

[L2] Lewis, C.H., and Griffin, M.J., (2002), *Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy'*, Journal of Sound and Vibration , nr 253 (1), pp. 295 - 311.

[L3] Loum, N., et. al., (1992), *Optimization and performance enhancement of active suspension for automobiles under preview of the road*, Vehicle System Dynamics, vol. 21 (1992), pp. 39 - 63.

[L4] Loum, N., et. al., (1992), *Optimal control of a vehicle suspension incorporating the time delay between front and rear whel inputs*, Vehicle System Dynamics, vol. 17 (1988), pp. 317 - 336.

[M1] Mansfield, N.J., Griffin, M.J., (1996), Vehicle seat dynamics measured with an anthropodynamic dummy and human subjects, *Proceedings of Internoise 96 Congress*, 30 July-2 August, Liverpool, UK, pp. 1725 - 1730.

[M2] Mitschke, M., (1989), *Dynamika samochodu* tom 2, Drgania, wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa.

[M3] Mrożek., B., Z., (1998), *Matlab 5.x Simulink 2.x poradnik użytkownika*, Wydawnictwo PLJ, Warszawa.

[N1] McNeill M. F. and Thro Ellen, (1994), *Fuzzy Logic* - A practical approach - AP Professional - Academic Press Inc. - 1994.

[N2] Neil, J., M., (2001), *Localised vibration at the automotive seat-personal interface*, The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, The Hague, august 2001, pp. 1025 - 1024.

[N3] Nick, M., et. al., (2001), *Heavy vehicle seat vibration and driver fatigue*, Department of Transport and Regional Services Australian Transport Safety Bureau, ARRB Transport Research Ltd.

[N4] Nicolas, C., F., et. al., (1997) *Application of fuzzy logic control to the design of semi-active suspension system*, IEEE vol. 4 (1997), pp. 987 - 993.

[P1] Paddan, G.S. and Griffin, M.J. (1993), *Transmission of vibration through the human body to the head: a summary of experimental data*, in ISVR Technical Report No. 218, 1993

[P2] Paddan, G.S. and Griffin, M.J., (2002), *Evaluation of whole - body vibration in vehicles*, Journal of Sound and Vibration , nr 253 (1), pp. 195 - 213.

[P3] Paddan, G.S., Griffin, M.J., (2002), *Effect of seating on exposure to whole-body vibration in vehicles*, Journal of Sound and Vibration, vol. 253 (2002), pp. 215 - 241.

[P4] Palej, R., (2000), *Algebra komputerowa w mechanice. Rozwiązania zagadnień z mechaniki za pomocą programu Maple V*, Kraków.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[P5] Papoulis, A., (1972), *Prawdopodobieństwo, zmienne losowe i procesy stochastyczne*, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne.

[P6] Payne, P.R., Band, E.G.U, (1971), *A Four-Degree-of Freedom Lumped Parameter Model of the Seated Human Body*, AMRL-TR-70-35, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, pp. 1 - 111.

[P7] Piszczek, K., Nizioł, J., (1986), *Random Vibration of Mechanical System,* PWN Polish Scientyfic Publishers, Warszawa, Ellis Horwood Limited, Publishers Chichester.

[P8] PN-ISO 5007, (1996), *Siedzisko operatora, Ciągniki rolnicze kołowe, Metoda pomiaru drgań na siedzisku*, XII 1996.

[P9] Pugaczew W.S., (1974), *Osnowy avtomaticeskowo uprawlienija,* Izd. Nauka, Moskwa

[R1] Rakheja, S. and Stiharu, I., and Boileau, P.E., (2002), *Seated occupant apparent mass characteristics under automotive postures and vertical vibration*, Journal of Sound and Vibration , nr 253 (1), pp. 57 - 75.

[R2] Redfield, R. C., Karnopp, D. C., (1989), *Performance sensitivity of an actively damped vehicle suspension to feedback variation*, Journal of Dynamics System, Measurement and Control, vol. 111 (1989), pp. 51 - 60.

[R3] Roh, H.-S., Park, Y., (1999), *Stochastic optimal preview control of an active vehicle suspension*, Journal of Sound and Vibration, vol. 220 (1999), pp. 313 - 330.

[R4] Rosen, J., Arcan, M., (2003), *Modeling the Human Body/Seat System in a Vibration Environment*, Journal of Biomechanical Engineering, April 2003, Vol.125, pp. 223 - 231.

[R5] McRuer D.T., (1980), *Human Dynamics in Man-Machine Systems*, Automatica, Vol. 16, pp. 237 - 253.

[S1] Sibielak, M., (2003), *Sub-optimal fuzzy controller synthesis method taking into account control signal amplitude constraints*, materiały konferencyjne, Kraków AGH, MARDiH

[S2] Sibielak, M., (2003), *Synthesis of a fuzzy controller for a vibroisolation system, taking into account the control signal amplitude constraints*, materiały konferencyjne, Kraków AGH, MARDiH

[S3] Smith, S.D., (1992), *Resonance behaviour of the human exposed to whole -body vibration*, United Kingdom Informal Group on Human Response to Vibration, Southampton, 28-30 September, 1992, pp. 41 - 52.

[S4] Smith, S.D., (1993), *Comparison of the driving-point impedance and transmissibility techniques in describing human response to whole -body vibration*. United Kingdom Informal group on Human Response to Vibration, paper Z.

[S5] Stein, G.J., (1997), *A Driver's Seat With Active Suspension of Electro-pneumatic Type*, Journal of Vibration & Acoustics, Vol.119, pp. 230 - 235

[S6] Suggs, C.W., and Abrams, C.F., Jr., (1973), *Simulation of Whole Body Dynamics*, Proc. 5th Ann. Southwestern Symp. on Systems Theory, March 1973, pp.176 - 180.

[T1] Thompson, A. G., et. al., (1980), *An optimal Linear Active suspension with finite road preview*, Society of Automotive Engineers, No-800520, (1980), pp. 2009 - 2020.

[T2] Toci, Ch., Adams, St., (1996), *Applied MAPLE for engineers and scientists*, ARTECH HOUSE, INC., Boston.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

[W1] Wei, L., Griffin, M.J., (1998), *Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration,* Journal of Sound and Vibration , 212(1), pp. 855 - 874.

[W2] Wei, L., Griffin, M.J., (2000), *Effect of subject weight on predictions of seat cushion transmissibility,* in Proceedings of the 35th United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, Southampton, September 13-15, 2000, England., pp.17 - 28.

[W3] Wiesner , A., Donnadieu, A., Berthoz, A., (1964), *A Biomechanical Model of Man for the Study of Vehicle Seat and Suspension,* The International Journal of Production Research ,1964, Vol.3, Nr.4, pp. 285 - 315.

[Y1] Yamakawa, S., (1999), *Vibration Data analysis of Automobiles,* Statistics for Engineering and Physical Science, The Practice of Time Series Analysis, Chapter 14, Editors: H.Akaike, G.Kitagawa, Springer-Verlag New York Inc.

[Y2] Yi-Pin Kuo and Tzuu-Hseng S Li, (2000), *A composite EP-based Fuzzy Controller for active suspension system, International Journal of Fuzzy Systems*, Vol. 2, No. 3, pages 183 - 190, September 2000.

[Y3] Yoshimura, T., Tamaoki, G., (1996), *A study of dynamics and modeling of human body exposed to multi-dimensional excitation,* Proceedings of Internoise 96 Congress, 30 July-2 August, Liverpool, UK, pp. 1743 - 1748.

KRAKOWSKA POLITECHNIKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA