

UNIVERZITET U BEOGRADU

MAŠINSKI FAKULTET

Miroslav M. Jovanovi

**AKTIVNO I AKTIVNO-PASIVNO PRIGUŠENJE
VIBRACIJA STRUKTURALNIH ELEMENATA
VAZDUHOPLOVA**

Doktorska disertacija

Beograd, 2014.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Miroslav M. Jovanovi

**ACTIVE AND SEMI-ACTIVE VIBRATION
DAMPING OF AIRCRAFT STRUCTURAL
ELEMENTS**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2014

PODACI O MENTORU I ČLANOVIMA KOMISIJE

Mentor: **dr Aleksandar Simonovi , vanredni profesor**
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

Članovi komisije: **dr Slobodan Stupar, redovni profesor**
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

dr Nebojša Petrovi , redovni profesor
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

dr Nemanja Zori , docent
Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet

dr Slobodan Gvozdrenovi , redovni profesor
Univerzitet u Beogradu, Saobraćajni fakultet

Datum odbrane: _____

Predgovor

Doktorska disertacija pod naslovom „Aktivno i aktivno-pasivno prigušenje vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova“ predstavlja rezultat višegodišnjeg istraživanja, razvoja i ispitivanja sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija.

Ovaj rad se može smatrati uvodom u istraživanje i razvoj na sistemima aktivne i aktivno-pasivne kontrole vibracija na strukturi vazduhoplova. Rad je rezultat povezivanja dve naučno-istraživačke institucije Republike Srbije, Katedre za vazduhoplovstvo, Mašinskog fakulteta u Beogradu i Tehničkog Obitnog Centra, Vojske Srbije. Akcenat rada je bio na izradi prototipa sistema aktivnog upravljanja vibracijama na osnovu koga su eksperimentalno ustanovljene sve performanse i dinamičke karakteristike aktivnih struktura. Poseban izazov autora je bilo projektovanje i razvoj elemenata sistema kao i implementacija metode upravljanja koja omogućuje stabilan rad sistema i prigušenje vibracija aktivnih struktura.

Veliku zahvalnost upućujem svom mentoru vand. prof. dr Aleksandru Simonoviću, dipl. inž. na strukovnoj, naučnoj i finansijskoj pomoći, sugestijama i usmeravanju ovog istraživanja ka realizaciji prototipa sistema aktivnog upravljanja vibracijama, kao i na brojnim diskusijama i razmijenjenim idejama koje su uticale na razvoj ovog rada. Zahvaljujem docentu dr Nemanji Zoriću, dipl. inž. na izuzetnom angažovanju, pristupu i pomoći oko izrade ovog rada. Posebna zahvalnost red. prof. dr Slobodanu Stuparu, dipl. inž. na strukovnoj i moralnoj podršci u toku nastanka rada. Posebno mi je što se mogu zahvaliti kapetanu Nebojši Lukiću, dipl. inž. elek. bez ikakve nesebične pomoći u projektovanju, izradi i programiranju kontrolera sistema aktivnog prigušenja vibracija bio teško ostvarljiv. Takođe se zahvaljujem direktoru Tehničkog Obitnog Centra pukovniku vanr. prof. dr Slobodanu Iliću, dipl. inž. koji je prepoznao vrednost istraživačkog rada i bezrezervno podržao realizaciju prototipa sistema. Zahvaljujem se svim profesorima, kolegama i prijateljima koji su na bilo koji način doprinijeli izradi ovog rada.

Posebnu zahvalnost dugujem svojoj porodici koja mi je pružala bezrezervnu podršku i razumevanje u toku izrade ovog rada.

Beograd, januar, 2014.

Miroslav M. Jovanović

SADRŽAJ:

Spisak tabela :	i
Spisak slika:	ii
Nomenklatura:	ix
UVOD	1
1.1 Podela sistema za upravljanje vibracijama	5
1.2 Zahtevi za projektovanje i implementaciju sistema upravljanja vibracijama	7
1.3 Pregled istraživanja u oblasti upravljanja vibracijama	8
1.4 Predmet istraživanja i organizacija teze	13
2 ELEMENTI SISTEMA AKTIVNOG I AKTIVNO-PASIVNOG UPRAVLJANJA VIBRACIJAMA	18
2.1 Aktivne strukture	19
2.1.1 Senzori	19
2.1.2 Aktuatori	21
2.2 Regulatori sistema upravljanja vibracijama strukture	24
2.3 Sistemi aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama	28
3 MATEMATI KI MODELI STRUKTURALNOG ELEMENTA VAZDUHOPLOVA	30
3.1 Jedna ina kretanja diskretnog sistema	30
3.2 Modalna analiza mehani kih sistema	32
3.3 Konstitutivne jedna ine piezoelektri nih aktuatora	34
3.4 Model kona nih elemenata za aktivne strukture	39
3.5 Optimizacija veli ine, položaja i orijentacije elemenata aktivnih struktura	40
3.5.1 Upravljivost i osmotrivost	41
3.5.2 Ciljna funkcija i ograni enja	43
4 UPRAVLJA KI ALGORITMI I KARAKTERISTIKE SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA	46
4.1 Jednokanalni sistemi upravljanja sa povratnom spregom	46
4.2 Stabilnost sistema upravljanja sa povratnom spregom	50
4.3 Algebarski kriterijumi stabilnosti	53
4.4 Modifikacija odziva sistema sa jednim stepenom slobode	55
4.5 Efekat kašnjenja u povratnoj sprezi	59
4.6 Jedna ine stanja sistema	61
4.7 Proporcionalno-diferencijalno-integralni regulator	64

5	RAZVOJ SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA	68
5.1	Metodologija razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija.....	68
5.2	Matemati ki model strukturalnog elementa vazduhoplova	71
5.3	Izbor senzora i aktuatora.....	75
5.3.1	Wheatstone-ov most.....	76
5.3.2	Piezoelektri ni aktuator MIDE QP 10W.....	77
5.4	Optimizacija položaja i orijentacije izabranih senzora i aktuatora	79
5.5	Projektovanje sistema za upravljanje (regulator)	83
6	EKSPERIMENTALNA VERIFIKACIJA SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA.....	87
6.1	Eksperimentalna postavka	87
6.2	Eksperimentalna modalna analiza	89
6.3	Koeficijent prigušenja aktivne strukture.....	92
6.4	Podešavanje PID regulatora.....	95
6.5	Aktivno prigušenje slobodnih vibracija sistema	96
6.6	Aktivno prigušenje prinudnih vibracija sistema.....	102
6.7	Upravljujivost sistema aktivnog prigušenja vibracija	108
6.7.1	„Spillover“ efekat	109
6.7.2	Upravljanje sistema u podharmoni noj oblasti pobude	111
6.7.3	Nestabilnost sistema aktivnog prigušenja vibracija.....	113
7	ZAKLJU AK.....	115
7.1	Rezultati istraživanja	115
7.2	Nau ni doprinosi disertacije.....	118
7.3	Preporuke za budu i rad	119
	LITERATURA	121
	BIOGRAFIJA.....	127
	PRILOZI.....	129

Spisak tabela :

Tabela 3.1 – Tipične karakteristike piezoelektričnih materijala.....	35
Tabela 4.1 – Routh-ova šema koeficijenata	54
Tabela 4.2 – Elementi Routh-ove šeme koeficijenata	54
Tabela 4.3 – Uticaj PID dejstva na odziv sistema	66
Tabela 4.4 – Određivanje parametara regulatora Ziegler-Nichols-ovom metodom.....	67
Tabela 5.1 – Karakteristike materijala ploče (aluminijum).....	71
Tabela 5.2 – Sopstvene frekvencije oscilovanja izabrane ploče (numerički rezultati)...	73
Tabela 5.3 – Karakteristike piezoelektričnog aktuatora MIDE QP10 W	80
Tabela 5.4 – Sopstvene frekvencije oscilovanja aktivne strukture (numerički rezultati)	83
Tabela 6.1 – Sopstvene frekvencije oscilovanja (poređeni rezultati)	92
Tabela 6.2 – Koeficijenti prigušenja aktivne strukture	95
Tabela 6.3 – Koeficijenti PID regulatora određeni Ziegler-Nichols-ovom metodom....	96
Tabela 6.4 – Koeficijenti prigušenja aktivne strukture sa PID, PD i PI regulatorom...	101
Tabela 6.5 – Amplituda kontrolnog signala sistema sa različitim koeficijentima pojačanja PID regulatora.....	107

Spisak slika:

Slika 1.1. Konceptualna definicija adaptivnih struktura visokih performansi [1].....	2
Slika 1.2. Podela struktura po nivou strukturalne i elektronske integracije [1]	2
Slika 1.3. Tipovi i načini upravljanja vibracijama.....	5
Slika 2.1. Blok šema sistema aktivnog upravljanja vibracijama	18
Slika 2.2. Senzori za aktivno upravljanje vibracijama: a) snabdevani električnom energijom, i b) piezoelektrični senzori.....	20
Slika 2.3. Piezoelektrični aktuatori: a) oblika štapa (Piezomechanik GmbH), i b) oblika ploče (Mide)	22
Slika 2.4. Principijelna šema rada MR aktuatora	23
Slika 2.5. Blok dijagram strategija upravljanja a) sa povratnom spregom (feedback), b) sa spregom unapred (feedforward) [5].....	24
Slika 2.6. Prikaz kretanja strukture pri periodičnoj kontinualnoj pobudi	26
Slika 2.7. Idealna interferencija signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora.....	26
Slika 2.8. Realna interferencija signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora.....	27
Slika 3.1. Piezoelektrični aktuatori: a) štapasti dizajn, i b) laminarni dizajn [5].....	38
Slika 3.2. Ploča sa i-tim aktuator-senzor parom [45].....	44
Slika 4.1. Komponente sistema sa povratnom spregom [27]	47
Slika 4.2. Blok šema upravljanja log sistema sa povratnom spregom [27]	48
Slika 4.3. Odziv sistema na konačnu pobudu: a) stabilan, b) granično stabilan i c) nestabilan.....	50
Slika 4.4. Elementarna upravljačka struktura sa jediničnom negativnom povratnom spregom.....	51
Slika 4.5. Regulator integrisan na sistem sa jednim stepenom slobode.....	56
Slika 4.6. Promenljive stanja mehaničkog sistema.....	63
Slika 4.7. Sistem zatvorene povratne sprege sa implementiranim PID regulatorom	65
Slika 5.1. Etape u procesu razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracijama [5]	70
Slika 5.2. Dimenzije izabranog strukturalnog elementa	71
Slika 5.3. Prvi mod oscilovanja, prvi mod savijanja (pomeranje).....	74

Slika 5.4. Drugi mod oscilovanja, prvi mod uvijanja (pomeranje)	74
Slika 5.5. Treći mod oscilovanja, drugi mod savijanja (pomeranje)	75
Slika 5.6. Blok šema Wheatstone-ovog mosta	76
Slika 5.7. Geometrijske karakteristike aktuatora QP 10W [60]	78
Slika 5.8. Tipične radne performanse aktuatora QP 10W [60]	78
Slika 5.9. Naponski pojačivač PDA X3	79
Slika 5.10. Pravougaona aluminijumska ploča sa integrisanim aktuatorom.....	80
Slika 5.11. Sopstvene vrednosti Grmmian-ove matrice upravljivosti: (a) prvi mod, (b) drugi mod, (c) treći mod.....	81
Slika 5.12. Skupni dijagram upravljanja u funkciji ugla orijentacije za prva tri moda. ..	82
Slika 5.13. Blok dijagram projektovanog sistema za aktivno prigušenje vibracija.....	85
Slika 5.14. Izgled realizovanog kontrolera.....	86
Slika 6.1. Blok šema eksperimentalne postavke.....	88
Slika 6.2. Eksperimentalna postavka za određivanje modalnih parametara	90
Slika 6.3. Funkcija frekventnog odziva i oblik oscilovanja ploče.....	91
Slika 6.4. Funkcija frekventnog odziva i oblik oscilovanja ploče sa aktuatorom	91
Slika 6.5. Aktivna struktura za eksperimentalnu verifikaciju sistema.....	93
Slika 6.6. Slobodne oscilacije aktivne strukture – vremenski domen	94
Slika 6.7. Slobodne oscilacije aktivne strukture – frekventni domen.....	94
Slika 6.8. Slobodne oscilacije sa PID upravljanjem: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$	97
Slika 6.9. Slobodne oscilacije sa PID upravljanjem: $K_p=6.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$	98
Slika 6.10. Slobodne oscilacije sa PD upravljanjem: $K_p=6.1$ i $K_d=70$	98
Slika 6.11. Slobodne oscilacije sa PI upravljanjem: $K_p=4.5$ i $K_i=0.0095$	99
Slika 6.12. Slobodne oscilacije PID, PD i PI tipa regulacije.....	100
Slika 6.13. Prelazni period između neuravljane i upravljane strukture	102
Slika 6.14. Frekventni spektar aktivne strukture bez aktivnog upravljanja	103
Slika 6.15. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$	103
Slika 6.16. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=6.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$	104
Slika 6.17. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=8.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$	104

Slika 6.18. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0051$ i $K_d=70$	105
Slika 6.19. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0071$ i $K_d=70$	105
Slika 6.20. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=50$	106
Slika 6.21. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=90$	106
Slika 6.22. Frekventni spektar sistema aktivnog prigušenja pravougaone ploče	108
Slika 6.23. „Spillover“ efekat na izabranom strukturalnom elementu.....	110
Slika 6.24. Kompozitna greda sa integrisanim aktuatorom i senzorom	111
Slika 6.25. Frekventni spektar sistema aktivnog prigušenja kompozitne grede.....	112
Slika 6.26. Nestabilnost sistema pri kontinualnoj pobudi.....	113
Slika 6.27. Nestabilnost sistema pri slobodnim vibracijama.....	114

Aktivno i aktivno-pasivno prigušenje vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova

Rezime

Ova doktorska disertacija bavi se razvojem sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova. Postupak razvoja sistema je podrazumevao razvijanje matematičkog modela aktivne strukture (strukturalni element sa senzorskom i aktuatorskom platformom) sa ciljem utvrđivanja njihovog uticaja na dinamičke karakteristike osnovnog strukturalnog elementa. Problem je definisan metodom konačnih elemenata bazirane na teoriji smicanja trećeg reda. Konstitutivne jednačine i veza između pomeranja i deformacije su linearne. U daljem radu, predstavljen je problem određivanja optimalnih položaja i orijentacija aktuatora i senzora, kao i njihov uticaj na karakteristike upravljivosti i osmotrivosti. Predstavljen je teorijski koncept upravljanja sistemima u povratnoj sprezi, kriterijumi stabilnosti i uticaj kašnjenja upravljačkog signala na efikasnost rada sistema aktivnog prigušenja vibracija. Sintezom metoda konačnih elemenata i optimizacijom rojem estica uz primenu definisanih kriterijuma optimizacije, izvršena je optimizacija položaja i orijentacije piezoelektričnih (PZT) aktuatora i mernih traka (Wheatstone-ovog mosta) kao senzorske platforme na strukturalnom elementu vazduhoplova (pravougaona aluminijumska ploča, dimenzija 280x200x1 mm³). Dobijeni numerički rezultati bili su ulazni podaci u procesu projektovanja i razvoja upravljačkog sistema (kontrolera) sa jednim-ulazom-jednim-izlazom zasnovanom na strategiji povratne sprege sa proporcionalno-integralno-diferencijalnim (PID) algoritmom upravljanja.

U daljem radu, nakon realizacije kontrolera, izvršena je eksperimentalna verifikacija sistema aktivnog prigušenja vibracija. Verifikacija je podrazumevala pore enje eksperimentalnih i numeričkih rezultata, uticaj aktivnog upravljanja na koeficijente prigušenja aktivne strukture, pore enje performansi sistema sa aspekta različitih algoritama upravljanja (PID, PD i PI), kao i uticaj koeficijenata pojačanja proporcionalnog, integralnog i diferencijalnog dejstva na upravljivost i stabilnost razvijenog sistema. Utvrđivanje efikasnosti i upravljivosti sistema aktivnog prigušenja vibracija je izvršeno za slučajeve slobodnih i prinudnih pobuda sistema.

Cljučne riječi: aktivno prigušenje vibracija, piezoelektrični aktuatori, metoda konačnih elemenata, optimizacija rojem estica, proporcionalno-integralno-diferencijalno (PID) upravljanje, upravljivost sistema, osmotrivost sistema, modalna analiza, koeficijent prigušenja, stabilnost sistema.

Naučna oblast: Mašinstvo

Užna naučna oblast: Vazduhoplovstvo

UDK: 629.7.017.2:534.28:[519.6(043.3)]

Active and semi-active vibration damping of aircraft structural elements

Abstracts

This doctoral dissertation deals with development of active and semi-active vibration reduction system on aircraft structural elements. In the development procedure mathematical model of active structure (structural element with sensor and actuator platform) is developed with the aim to identify the effects in dynamic characteristics of basic structural element. The problem is formulated using the finite element method based on the third order shear deformation theory. Constitutive equations and the strain - displacement relations are linear. In further work, the problem of determination of optimal positions and actuator and sensor orientation is presented and also their effects on system controllability and observability characteristics are defined. Theoretical concept of control in feedback system, criterions of stability and influences of control signal time delay on vibration reduction system effectiveness are presented. The integration of finite element method and particle swarm optimization using defined optimization criteria, the optimization of position and orientation is performed for piezoelectric (PZT) actuator and strain gages (Wheatstone full bridge) sensor platform on aircraft structural element (rectangular aluminum plate, dimensions 280x200x1 mm³). The obtained numerical results were the input data in design and development process of single-input-single-output feedback controller based on proportional-integral-derivative (PID) control algorithm.

In further work, after the implementation of the controller, an experimental verification of the active damping vibration system is carried out. The verification

included: the comparison of experimental and numerical results, the influence of active controlling on active structure damping coefficient, the comparison of system performances in terms of different control algorithms (PID, PD, PI) and also the influence of the coefficient of amplification of proportional, integral and derivative effect on controllability and stability of the developed system. Establishing the efficiency and controllability of active damping vibration system was carried out in case of free and forced system excitation.

Key words: active vibration reduction, piezoelectric actuators, finite element method, particle swarm optimization, proportional-integral-derivative (PID) control, system controllability, system observability, modal analysis, damping coefficient, system stability.

Scientific discipline: Mechanical engineering

Scientific subdiscipline: Aircraft engineering

UDC: 629.7.017.2:534.28:[519.6(043.3)]

Nomenklatura:

$y(t)$	- trenutna pozicija sistema
$A[mm]$	- maksimalna amplituda pomeranja
$\omega[rad/s]$	- ugaona brzina sistema,
$\phi[rad]$	- fazni ugao,
$u(t)$	- upravlja ki signal,
E_K	- kineti ka energija sistema, - potencijalna energija sistema,
W	- rad nekonzervativnih sila,
Q_i	- i^{th} generalisana sila,
\mathbf{v}	- brzina kretanja,
ρ	- gustina materijala,
F_p	- sile prigušenja,
Q_p	- generalisana sila pritiska,
q	- vektor pomeranja,
Q	- vektor generalisanih sila sila,
M	- matrica mase,
K	- matrica krutosti,
C	- matrica prigušenja,
$\omega_i \left[\frac{rad}{s} \right]$	- i^{th} prirodna (kružne) cirkularna frekvencija
$\{\phi_i\}$	- sopstveni vektor moda oscilovanja i^{th} prirodne frekvencije.
δ_{ij}	- funkcija Kronekera
$f_i [Hz]$	- frekvencija
$D \left[\frac{C}{m^2} \right]$	- elektri no pomeranje

$E \left[\frac{V}{m} \right]$	- elektri no polje
S	- deformacija piezoelektri nog materijala
$T \left[\frac{N}{m^2} \right]$	- naponsko stanje pijezelektri nog materijala
s	- propustljivost materijala (inverzno Young-ovom modulu elasti nosti)
d	- deformacija elektri nog polja pri nedostatku mehani kog napona
s^E	- propustljivost piezoelektri nog materijala pri nultom elektri nom polju
$d \left[\frac{m}{V} \right]$	- elektri na deformacija pri nultom elektri nom polju
ϵ^T	- dielektri na konstanta pri konstantnom naponu
$c^E \left[\frac{N}{m^2} \right]$	- Jangov modul elasti nosti pri konstantnom elektri nom
$e \left[\frac{C}{m^2} \right]$	- konstanta elektri nog pomeranja pri deformaciji
k^2	- kuplovani koeficijent piezoelaktri nog materijala
$Q_e [V]$	- vektor naelektrisanja izme u elektroda
$W(s)$	- Laplasova transformacija odgovora sistema
$G(s)$	- prenosna funkcija mehani kog sistema
$F_p(s)$	- Laplasova transformacija primarne pobude sistema
$F_s(s)$	- Laplasova transformacija sekundarne pobude sistema
$H(s)$	- prenosna funkcija kontrolera
s_i	- realni polovi,
$s_{k1,2}$	- kompleksni polovi,
M'	- modifikovana masa sistema,
C'	- modifikovano prigušenje sistema,
K'	- modifikovana krutost sistema,
τ	- pretpostavljeno vreme kašnjenja,
K_p	- poja anje proporcionalnog dejstva,
K_i	- poja anje integralnog dejstva,

Nomenklatura

K_d	- pojačanje diferencijalnog dejstva,
T_i	- integralna vremenska konstanta
T_d	- vremenska konstanta diferenciranja,
u	- pomeranje u x pravcu
v	- pomeranje u y pravcu
w	- pomeranje u z pravcu
ψ_x	- rotacija srednje ravni ploče oko x ose
ψ_y	- rotacija srednje ravni ploče oko y ose
h_{pl}	- debljina ploče

Glava 1

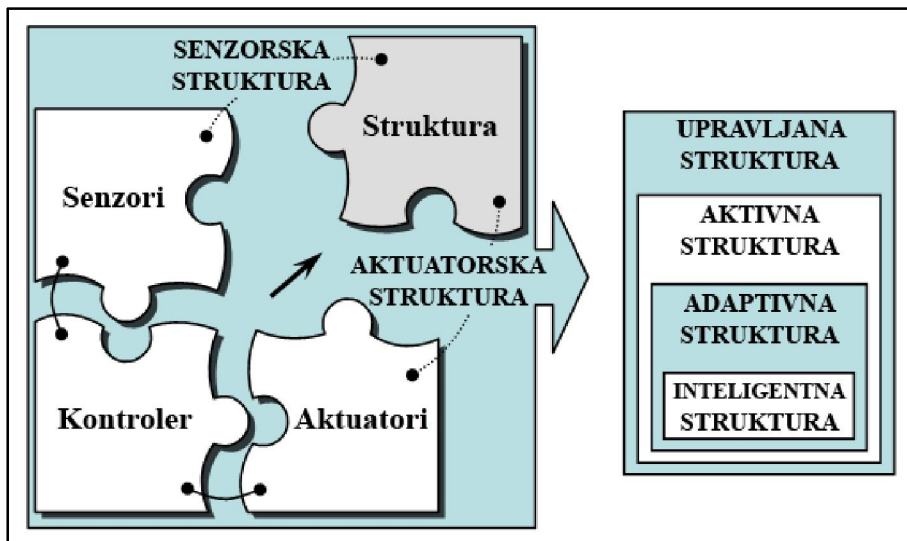
UVOD

U poslednje dve decenije takozvane pametne strukture su našle ogromnu primenu u razvoju sistema visokih performansi u svemirskoj, vazduhoplovnoj, automobilskoj i vojnoj industriji. U ovom periodu veliki broj teorijskih razmatranja i eksperimenta je izvršeno kako bi se demonstrirale mogu nosti pametnih struktura u odnosu na konvencionalne strukture u mnogobrojnim aplikacijama upravljanja vibracijama.

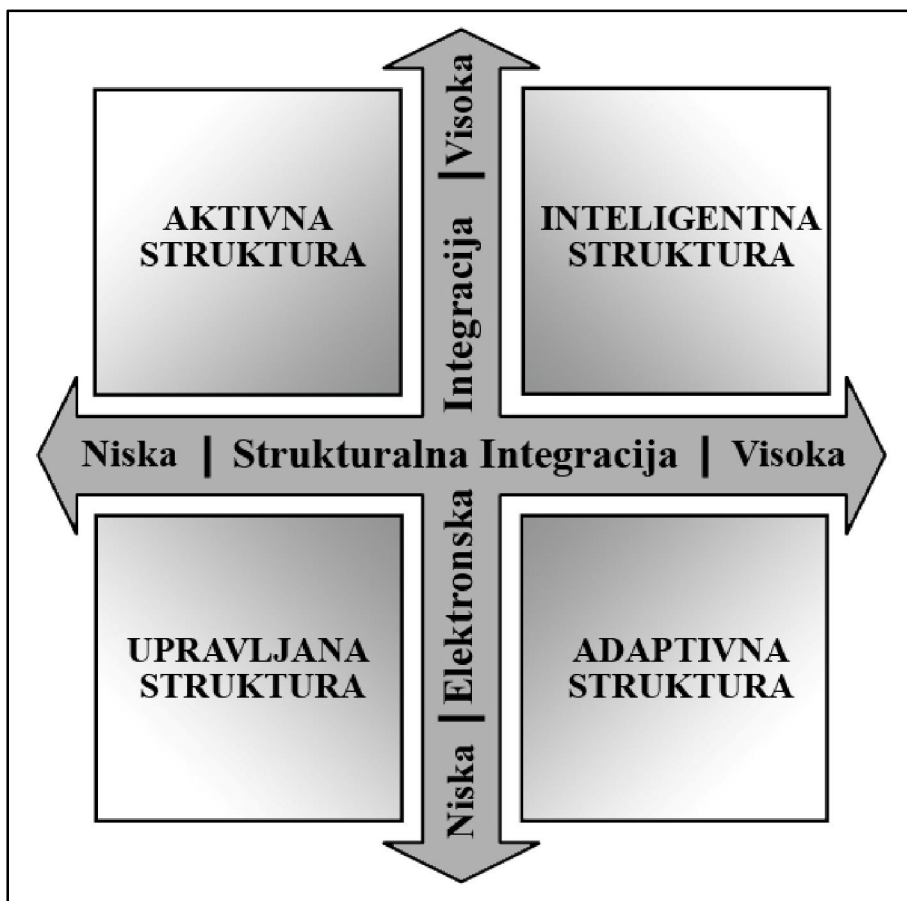
Sa inženjerske ta ke gledišta, razvoj pametnih struktura, su u kratkom vremenskom periodu postale izazov za projektante. Na osnovu ove konstatacije razvijaju se teorijske postavke, vrše eksperimenti za razli ite aplikacije i svo vreme razvoja pametnih struktura i sistema terminologija je postajala sve bogatija, u zavisnosti od predloženih koncepta sistema. Danas se upotrebljava razli ita terminologija kojom se definišu projektovani pametni sistemi: pametne (smart), inteligentni (intelligent) i aktivne (active) strukture, i sve one predstavljaju približno iste tipove strukture na koje se na razli ite na ine integrišu senzori i aktuatori, a na in i tip upravljanja predstavlja nivo uspešnosti odgovora strukture na pobudu. Na slici 1.1. grafi ki je prikazana konceptualna definicija pametnih struktura visokih performansi sa pripadaju im elementima [1].

Prema tome, navedena terminologija obi no definiše dostignuti tehnološki nivo nekog integrisanog sistema sa svim ili samo sa nekim od tri osnovna elektronska elementa (senzor, aktuator i kontroler). Integrisani sistemi se u osnovi razlikuju po broju strukturalnih elemenata kojima se upravlja kao i po broju elektronskih elemenata koji su integrisani u tu strukturu sa ciljem adekvatnijeg prilago enja na spoljašnju pobudu. Na

slici 1.2. dat je šematski prikaz adaptivnih sistema po nivou dostignute strukturalne i elektronske integracije.



Slika 1.1. Konceptualna definicija adaptivnih struktura visokih performansi [1]



Slika 1.2. Podela struktura po nivou strukturalne i elektronske integracije [1]

Na osnovu date podele, tj. na osnovu dostignute strukturalne i elektronske integracije mogu se definisati šest razli itih tipova struktura, i to: senzorska struktura, aktuatoraska struktura, upravljana struktura, aktivna struktura, adaptivna struktura i inteligentna struktura [2, 3, 4, 5].

Senzorska struktura, je sistem koji poseduje samo senzore koji monitoruju stanje sistema i druge karakteristike koje odre uju aktuelno stanje sistema, integritet sistema, ošte enja itd... Sistem može posedovati razli ite tipove senzora, ali ne poseduje aktuatore. Ovaj tip konfiguracije može se svrstati u kategoriju pasivnih sistema, tj. direktna interferencija senzorskog dela sistema i strukture nije izvršena i esto se koristi za aplikacije monitoringa ispravnosti strukture sistema (Structural Health Monitoring).

Suprotno senzorskom sistemu, **aktuatorske strukture**, po originalnosti pripadaju adaptivnim sistemima, sistem poseduju aktuatore, bez senzora, koji omogu avaju izmenu stanja strukture ili karakteristika po zahtevanom na inu rada. Primeri ovakvih struktura su uvršteni u principe rada nekih rešetkastih struktura, svemirskih antena, konvencionalnim strukturama krila vazduhoplova na napadnim i izlaznim ivicama itd... Razvoj struktura sa ovim konceptom je predložen od strane Miura i Furuya [6] kako bi se koristio u smislu geometrijske adaptacije rešetkastih struktura svemirskih aplikacija. Ovom predloženom konceptu nije data važnost nivou strukturalne integracije sa aspekta povratne informacije o stepenu uspešnosti izvršene adaptacije.

Upravljana struktura je rezultat integracije senzora i aktuatora na strukturalni element, aktuatorsko i senzorsko ponašanje je spregnuto sa regulatorom sa ciljem aktivnog upravljanja stanjem sistema ili pojedinih karakteristika. Step en strukturalne i elektronske integracije je nizak, tj. struktura i upravlja ki sistem su odre eni i odvojeni, zajedni ki sklop senzora i aktuatora ima relativno nisku strukturalnu funkcionalnost. Obi no se upotrebljavaju u aplikacijama kontrole oblika antena, aktivne adaptacije sistema na protok fluida, kao izolatori buke, amortizacija vozila, itd...

Aktivne strukture su podgrupa upravljanih struktura i sadrže senzore i/ili aktuatore, za upravljanje predefinisane prirode pojave (upravljanje silom ili pomerajem), sa visoko integrisanom elektronikom u cilju što ve e funkcionalnosti strukture. Step en strukturalne integracije je nizak, tipi ne aplikacije ovog tipa strukture su aktivno upravljanje kablovima vise ih mostovima, rešetkaste strukture sa aktivnim lanovima, strukture sa inercijalnim aktuatorima („sky-hook“ amortizeri), itd...

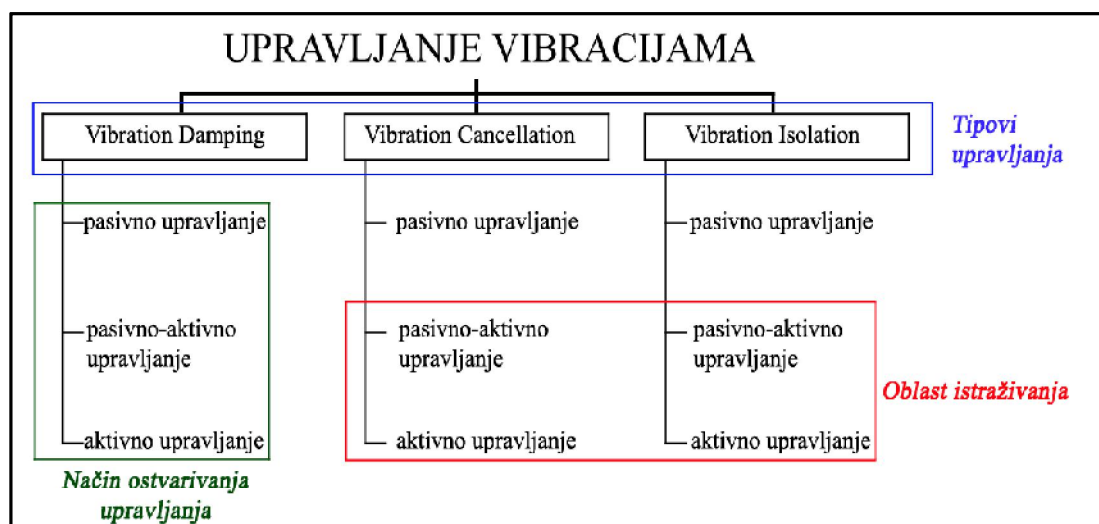
Podgrupa aktivnih struktura projektovana kao *adaptivna struktura* je autonomni strukturalni sistem koji sadrži senzore, regulatore i aktuatora koji omogućuju adaptaciju na promjenjive uslove okoline. Sa ovim elementima se vrši povećanje: sigurnosti sistema, stabilnost, prigušenje vibracija, prigušenje buke, aerodinamičke performanse, tačnost, preraspodela sile itd... Aktuatori i senzori su elementi koji se sastoje od takozvanih pametnih „smart“ materijala, čija je osnovna karakteristika promena geometrije kao odgovor na zahtevanu promenu. Adaptivne strukture poseduju visok stepen strukturalne integracije, ali za upravljanje ovim strukturama nije izvršena značajna elektronska integracija. Primeri ovih struktura su pametni paneli za smanjenje buke i vibracija.

Inteligentne strukture pripadaju grupi adaptivnih struktura sa najslabijim na inom upravljanja. Ove strukture sadrže veliki broj senzora i aktuatora integrisanih u strukturu, obezbeđuju uju i visok stepen strukturalne integracije i potpunu strukturalnu funkcionalnost. Elektronsko upravljanje sistema sa signal kondicionerima i pojačivačima ima snagu predstavlja visok nivo elektronske integracije sistema, koja vrši pobudu sistema na osnovu predefinisane stanja elemenata sa senzora u cilju održavanja definisanog režima rada sistema ili pojedinih karakteristika sistema. Ovi sistemi mogu biti mehanički, termalni, optički, hemijski, elektronski, magnetni ili nekog drugog tipa, ali uvek sa namenom distributivnog ili hijerarhijskog upravljanja zahtevane arhitekture. Na primer, mehanička inteligentna struktura je sposobna da menja i mehaničko stanje (pozicija ili brzina) i mehaničke karakteristike (krutost ili prigušenje) projektovanog sistema. Regulatori sistema poseduju mogućnost samo-ucenja „self-learning“, samo-adaptacije „self-adaptive“ i donošenje adekvatne odluke u cilju zadržavanja stanja sistema u zahtevanim granicama. Ove strukture se primenjuju za vazduhoplovne, svemirske, optičke i druge aplikacije.

Opisane pametne strukture se primenjuju u vazduhoplovstvu za aplikacije upravljanja aerodinamičkim površinama, smanjenja nivoa vibracija i buke, aktivnog upravljanja lopaticama rotora helikoptera, itd...

1.1 Podela sistema za upravljanje vibracijama

Cilj prigušenja vibracija je da se izvrši smanjenje amplitude oscilovanja mehaničkih sistema ili njegovih elemenata modifikacijom strukturalnog odgovora sistema. Sistem prigušenja vibracija ne može imati univerzalno rešenje za sve mehaničke probleme već se u zavisnosti od aplikacije i problema koje treba rešiti vrši izbor upravljačkog mehanizma kao i izborom na ino smanjenja vibracija. U opštem slučaju svi sistemi prigušenja vibracija se mogu realizovati na osnovu tri tipa upravljanja, i to: povećanjem koeficijenta prigušenja sistema (Vibration Damping), poništavanjem vibracija na izvoru (Vibration Cancellation) i izolovanjem izvora od drugih elemenata sistema (Vibration Isolation). Na ino ostvarivanja prigušenja vibracija može se ostvariti pasivnim upravljanjem (passive control), pasivno-aktivnim upravljanjem (semi-active control) i aktivnim upravljanjem (active control). Tipovi upravljanja kao i na ino ostvarivanja prigušenja dati su na slici 1.3.



Slika 1.3. Tipovi i na ino upravljanja vibracijama

Povećanje koeficijenta prigušenja sistema (Vibration Damping) je uobičajen pristup smanjenju vibracija uzrokovanih udarima. Udari pobuđuju sopstvene modove oscilovanja sistema i u zavisnosti od karaktera pobude (broja udara) mogu voditi sistem u nestabilnost (problem slobodnih oscilacija). Povećanje koeficijenta prigušenja primljena mehanička energija (vibracije) transformiše u toplotnu energiju. Ovaj tip

upravljanja vibracijama se može ostvariti upotrebom pasivnih, aktivno-pasivnih i aktivnih na ina prigušenja.

Kada je sistem izložen kontinualnoj pobudi i kada je frekvencija izvora vibracija vrlo bliska karakterističnim frekvencijama sistema (sopstveni modovi oscilovanja), tj. problem prinudnih oscilacija, i povećanje koeficijenta prigušenja sistema ne daje zadovoljavajuć i efekat smanjenja, može se primeniti upravljanje u cilju poništavanja vibracija (Vibration Cancellation). Ovaj tip upravljanja praktično zna i da se izmeđ u izvora i sistema postavlja novi izvor vibracija sa ciljem poništavanja (smanjenja) vibracija pre ulaska signala u sistem. Kao i prethodni tip upravljanja i ovaj tip se može ostvariti upotrebom pasivnih, aktivno-pasivnih i aktivnih na ina prigušenja.

Najčešće je cilj upravljanja nije snižavanje vibracija na izvoru već sprečavanje njihovog prenosa na okolinu, odnosno izolacija pojedinih delova sistema od uticaja vibracija (Vibration Isolation). Izvori vibracija u ovom slučaju su daleko iznad ili ispod osnovnih modova oscilovanja strukture, ali njihova egzistencija može imati štetan efekat na pojedine elemente sistema. Kao i prethodna dva tipa upravljanja i ovaj tip se može ostvariti upotrebom pasivnih, aktivno-pasivnih i aktivnih na ina prigušenja.

Najzastupljenija na in upravljanja vibracijama se zasniva na upotrebi pasivnih tehnologija. Većina aplikacija se zasniva na pasivnom prigušenju koristeći viskoelastične materijale za upravljanje vibracijama sistema. Takođe pasivna prigušenja su najjeftinija za izradu, njihova uspešnost zavisi od razumevanja problema vibracija date strukture i prigušnih karakteristika materijala. Viskozni prigušivači, prigušivači i podešavajuće mase, dinamički apsorberi, strujni piezo-keramički prigušivači i magnetni prigušivači mogu biti elementi pasivnog upravljanja vibracijama. Ograničenja pasivnog upravljanja vibracijama su: nedostatak prilagođavanja sistema na promenu pobude, veličina i težina elemenata za upotrebu sistema za niske frekvencije.

Pasivno-aktivno upravljanje (semi-active control) vibracijama poseduje mogućnost podešavanja sistema na već i opseg frekvencija. Krutost sistema, koeficijent prigušenja i druge promenljive se mogu menjati, automatski, tako da se nivo smanjenja vibracija optimizuje za već i radni opseg sistema. Promenljive vrednosti komponenata ovog sistema su poznati kao „podešavajući parametri“ upravljačkog sistema i određeni su adekvatnim razvojem algoritma pasivno-aktivnog upravljanja.

Aktivno upravljanje vibracijama otklanja nedostatak prilagođenja sistema pri promeni dinamičkih karakteristika sistema i promenama radnih režima izvora vibracija u vremenu. Aktivno upravljanje povećava efikasnost sistema u širokom dijapazonu rada. Nedostatak sistema aktivnog upravljanja vibracijama se odnosi na visoku cenu razvoja sistema. Elementi sistema aktivnog upravljanja vibracijama, senzori, aktuatori, regulatori su danas dostupni na tržištu i ovaj način upravljanja postaje dominantan u razvoju sistema upravljanja vibracijama.

1.2 Zahtevi za projektovanje i implementaciju sistema upravljanja vibracijama

Projektovanje i implementacija sistema aktivnog upravljanja vibracijama fleksibilnih struktura je zahtevan zadatak [7]. Veliki broj parametara vazduhoplova utiče na uspešnost projektovanja i integracije sistema aktivnog upravljanja. Zahtevnost projektovanja sistema aktivnog upravljanja vibracijama se ogleda u sledećim injenicama:

- Broj sopstvenih modova oscilovanja može biti veliki i često nepoznat [8]. Strukture sa velikim brojem sopstvenih modova oscilovanja i sistemom upravljanja na svim modovima u praksi ne postoje. Zbog toga se najčešće sistemi aktivnog upravljanja vibracijama projektuju za prigušenje najvažnijih ili najdominantnijih modova oscilovanja. U projektovanju sistema aktivnog upravljanja vibracijama fleksibilnih struktura, uobičajena je praksa da se izvrši aproksimacija aktuelne fleksibilne strukture sa modelom na nižim modovima oscilovanja [9]. Ova aproksimacija se postiže isključivanjem svih modova oscilovanja koji leže van projektovanih radnih frekvencija. Međutim, upotrebom aproksimacionog modela nižeg reda može izazvati neizvesnost rada sistema u oblasti nemodelovane dinamike.

- Upravljanje fleksibilnih struktura koje se ponašaju u širokom frekventnom opsegu sa velikim brojem sopstvenih modova zahteva izradu i implementaciju regulatora vibracija. Međutim, projektovanje regulatora širokog opsega i visokih performansi je izuzetno zahtevan posao. Teško je sageto i u tome da smanjenje vibracija na jednom frekventnom opsegu može izazvati povećanje nivoa na drugom opsegu [7], i

- Parametri rada fleksibilnih sistema nisu konstantni, fiksni. Parametri mogu varirati u toku vremena sa različitim promenama karakteristika. Promene mogu biti relativno male sa kontinualnim tokom, kao što je smanjenje ukupne mase vazduhoplova u toku leta uslovljeno potrošnjom goriva, ili iznenadne i velike, kao što je promena mase u toku izbacivanja tereta vazduhoplova (rakete, bombe, itd...). U nekim aplikacijama promena mase je poznata u nekim ne, što sa aspekta projektovanja regulatora daje još jednu nepoznatu veličinu. Regulatori fiksnih parametara mogu da ostvare smanjenje vibracija strukture, mada su mogućnosti upravljanja sistemom u slučaju promene parametara ograničene [11].

Na osnovu iznetih činjenica o promeni stanja strukture i zahteva za smanjenjem brzine i amplituda oscilovanja struktura, kao i postojanje različitih tehnika rešenja sa aspekta tipa vazduhoplovnih struktura, razvoj sistema aktivnog upravljanja vibracijama sa inženjerskog aspekta predstavlja oblast ogromnih inovacionih mogućnosti. Vodeći se činjenicom da su najbolja tehnika rešenja ona najprostija i najefikasnija, pronalazak je motivacija za istraživanjem i definisanjem što jednostavnijeg sistema aktivnog upravljanja vibracijama.

1.3 Pregled istraživanja u oblasti upravljanja vibracijama

Ideja o smanjenju uticaja buke i vibracija dodavanjem kompenzacionih signala nije nova. Ova ideja interferencije talasa u fluidima i materijalima upotrebom signala suprotne faze se prvi put pojavila u oblasti optike u 17. veku. Inicijalni principi fizike interferencije talasa u polju akustike mogu se pripisati istraživačkom radu lorda Rayleigh-a u kasnim 1870-im [12]. Lord Rayleigh je uspeo da izvrši interferenciju dva zvučna polja koristeći se sa dve sinhronizovane elektromagnetne zvučne viljuške. Ovi eksperimentalni rezultati su potvrdili da se interferencija u akustici vrši na isti način kao i u optici, i da je pojava interferencije u biti fenomen širenja talasa kroz sve sredine.

Aktivno upravljanje vibracijama (Active Vibration Control – AVC) predstavlja adekvatno izabran postupak obezbeđenja polja sa maksimalnom talasnom interferencijom, tj. amplituda sistema se smanjuje uvođenjem interferentnih talasa fazno pomerenih sa prigušnog (aktuatora) elementa sistema. P. Lueg je 1936. godine izvršio sintezu do tada postojećih ideja o aktivnom upravljanju bukom i vibracijama, koje su

mu pomogle pri patentiranju prvog ure aja za upravljanje bukom u cevima sa vazduhom kao radnim (prigušnim) fluidom [13]. Ovaj patent predstavlja prvi pisani dokument aktivnog upravljanja u oblasti buke i dao je ogroman podsticaj u razvijanja metoda, postupaka i ure aja, kojima bi se vršilo smanjenje buke i vibracija upotrebom upravljanja za različite tehničke oblasti.

U 1950-tim H. F. Olson je izvršio prve laboratorijske eksperimente aktivnog upravljanja u oblasti buke i vibracija i time otvorio nove mogućnosti u primeni elektronski upravljanih elemenata kao prigušivača i vibracija za razne aplikacije [14, 15]. Olsonov rad nije doživeo veliki uspeh prvenstveno zbog tehnoloških mogućnosti, tj. bio je ograničen na upotrebu analogne opreme. Mala preciznost i kompleksnost analogne opreme je ograničavala sam razvoj sistema aktivnog upravljanja van laboratorije, tako da praktičnih rezultata njegovog rada u ovom periodu nema. Praktična primena sistema aktivnog upravljanja bukom i vibracijama je ipak sačekala razvoj tehnologije digitalne elektronske opreme, kao i izradu novih materijala.

Do kraja 1970-tih vrlo malo se radilo na razvoju postavljenih teorijskih i eksperimentalnih rešenja, ali novu pokretaku snagu u oblast aktivnog upravljanja bukom i vibracijama daje razvoj i širenje oblasti digitalne obrade signala. K. Kido je najverovatnije prvi projektant koji je iskoristio razvoj kompjuterskih tehnologija za njihovu primenu u sistemima aktivnog upravljanja vibracijama [16].

Od 1990-tih na tržištu se pojavljuju raznovrsni procesori visokih performansi za digitalnu obradu signala, a kompjuterska oprema postaje dostupna i jeftina. Digitalno upravljanje za aplikacije aktivnog upravljanja vibracijama se brže razvijaju i realizacija regulatora sa više ulaza i više izlaza je dostupna korisnicima po prihvatljivim cenama. Ovo je ubrzalo primenu sistema aktivnog upravljanja bukom i vibracijama na realnim aplikacijama, tj. inženjerskim problemima. Primena aktivnog upravljanja bukom i vibracijama je tih godina započela ekspanziju u svim industrijskim oblastima i na svim mehaničkim i elektronskim sistemima (vozilima, rotirajućim mašinama, visoko preciznoj opremi i elektronskim uređajima). U oblasti vazduhoplovstva aktivno upravljanje bukom i vibracijama je najpre našla primenu na helikopterskim strukturama sa aspekta smanjenja štetnog uticaja vibracija sa rotora helikoptera na ostale sisteme, zamor materijala i uticaja na zdravlje pilota [17, 18, 19, 20].

Nakon ekspanzije teoretskih osnova u svim granama industrije, oblast aktivnog upravljanja bukom i vibracijama se krajem 20. veka deli u dve zasebne oblasti, i to: oblast aktivnog upravljanja bukom (Active Noise Control – ANC) i aktivnog upravljanja vibracijama (Active Vibration Control – AVC). Ova podela je delimično uslovljena zahtevima zahteva međunarodnih standarda u oblasti buke vazduhoplova kao i u oblasti humanih vibracija na vazduhoplovima [21, 22]. Tako je u navedenom periodu razvijaju se savremeni materijali – kompoziti, piezoelektroni i keramici kao senzori i aktuatori, elektromagnetni senzori i počinju se sa njihovom praktičnom primenom u industrijskoj proizvodnji [23, 24]. Integracijom novih materijala, aktuatora i senzora stvorene su „pametne strukture“ čija uspešnost u praksi prvenstveno zavisi od nivoa strukturalne i elektronske integracije pomenutih elemenata.

Od 2000-te godine oblast aktivnog upravljanja vibracijama doživljava potpunu ekspanziju u oblasti vazduhoplovstva. Viresh Wickramasinghe, David Zimcik, and Yong Chen su 2004. godine prezentovali nove adaptivne regulatore struktura u cilju prigušenja vibracija i buke na različitim elementima strukture vazduhoplova. Regulatori upravljaju „pametnim strukturama“ u cilju smanjenja buke i vibracija. Definisali su potencijalne mehaničke aplikacije zasnovane na konceptu pametnih opruga na vazduhoplovnim strukturama: sedišta pilota, nosa i reduktora i motora, lopatica glavnog rotora [28].

U radu Yong Chen, Viresh Wickramasinghe and David Zimcik [31] su 2005. godine izvršili razvoj algoritma adaptivnog sistema za upravljanje impedansom upotrebom aktuatora tipa pametnih opruga „smart spring“ u cilju smanjenja vibracija na lopatici rotora helikoptera (individual blade control - IBC). Harmonici lopatica su određeni upotrebom parametarske metode, koja je korišćena u cilju sinteze referentnog signala. Umnoženi ekvivalentni nivoi su oblikovani na odgovarajućim frekvencijama sa ciljem selektivnog prigušenja modova vibracija lopatica. Da bi prilagodili algoritam, autori su koristili metodu „on-line“ identifikacije kontrolne putanje. Algoritam je implementiran na MATLAB xPC platformi koristeći i koncept hardware-in-the-loop (HIL). Eksperimenti u zatvorenim petljama su izvršeni upotrebom fiksnih elemenata helikopterskih lopatica na šejkerima i aerotunelskim testovima. Izvršeni eksperimenti su opravdali očekivanja i značajno prigušili vibracije lopatica, što je opravdalo tezu da razvoj adekvatnog adaptivnog algoritama aktivnog upravljanja može da prepozna

modove oscilovanja lopatice, prati promene nivoa vibracija pri promeni režima leta i da ih u adekvatnom momentu priguši. Razvoj ovakvog sistema je dalo novu dimenziju u oblasti individualnog upravljanja lopaticama glavnog rotora (IBC) helikoptera.

U toku prve decenije ovog veka pojavilo se i veliko interesovanje za razvijanje adaptivnih sistema upravljanja vibracijama spergnitih sa mehanizmom promene geometrijskih karakteristika elemenata. Pristup aktivnom upravljanju vibracijama na strukturama sa promenjivom geometrijom su prezentovali autori Q. Hu, L. Xie and H. Gao [40] i zasniva se na pretpostavci da se prisustvo promenjive nelinearne raspodele optere enja može upravljati ulaznom nelinearnom distribucijom signala sa piezoelektrinih aktuatora. Da bi potvrdili po etne pretpostavke i izvršili simultano smanjenje vibracija i podešavanje geometrije vazduhoplovnih elemenata, autori su razvili dve odvojene upravlja ke petlje i ovakav tip sistema nazvali hibridni model. Prva upravlja ka petlja koristi piezokerami ke elemente kao senzore i aktuatore, u cilju aktivnog spre avanja odre enih modova oscilovanja, projektovanjem „suboptimal positive position feedback (SOPPF)“ kompezatora, koji dodaju prigušenje fleksibilnim strukturama u odre enim kriti nim modovima. Problem odre ivanja napretka sistema SOPPF je formulisan kao problem stati ke izlazne povratne sprege. Druga upravlja ka petlja je povratna sprega i projektovana je na osnovu „output feed-back sliding mode control (OFSMC)“ strategije, koja razmatra ulaznu nelinearnost sistema i vrši njenu kontrolu. Regulator ima sposobnost da odbija ulazne poreme aje, obra uju i promenjive porema aje i obezbe uju i sigurnost da trajektorija sistema konvergira klizaju em modu. Osim opisanih primarnih zadataka projektovanih petlji, adaptivna verzija predloženog regulatora uspeva da prepozna i pre nego se desi (feedforward) spre i ulazak sistema u grani ne vrednosti i kriti ne poreme aje sistema. Simulacija upravlja ke strategije predloženog regulatora fleksibilne vazduhoplovne strukture je izvršena i na osnovu dobijenih rezultata potvr ena je uspešnost predloženog pristupa. Eksperimentalna istraživanja ove oblasti nisu izvršena.

Opisani teorijski pristupi za upravljanje vibracijama fleksibilnih vazduhoplovnih struktura u praksi su još uvek veliki tehnološki zalogaj, tako da se poslednjih godina sve više razvijaju teorije upravljanja vibracijama na elementima vazduhoplova koji imaju nižu kompleksnost strukture.

Pod pokroviteljstvom Ministarstva odbrane Republike Koreje, Jung Woo Sohn, Seung-Bok Choi and Chul-Hee Lee [42] su dizajnirali sistem aktivnog upravljanja vibracijama na modelima pametnih struktura trupa broda sa integrisanim kompozitnim vlaknima (macro-fiber composite – MFC). Kompozitna vlakna su napredni piezoelektri ni kompoziti koji imaju ogromnu fleksibilnost sa pove anim pobudnim performansama u odnosu na standardne piezoelektri ne kerami ke umetke. Jedna ine kretanja ovih cilindri nih struktura sa integrisanim kompozitnim vlaknima (MFC) su odre ene na osnovu klasi ne Donnell–Mushtari teorije ljske. Pobudni model interakcije cilindri ne strukture i kompozitnih vlakana je uklju en u osnovne jedna ine. Slede i korak u modelovanju sistema aktivnog upravljanja vibracijama je bio odre ivanje modalnih karakteristika i njihovo pore enje sa rezultatima dobijenih iz eksperimenta. Jedna ine aktivnog upravljanja vibracijama su odre ene i na osnovu njih je razvijen linearni kvadratni Gausov algoritam upravljanja u cilju efikasnog aktivnog upravljanja vibracijama. Sa predloženim regulatorom su izvršeni eksperimenti na modelu i izvršena je procena uspešnosti performansi upravljanja vibracijama.

Vlada Republike Koreje je finansirala rad autora Jong-Seok Oh, Young-Min Han and Seung-Bok Choi [43] sa ciljem da se projektuje sistem aktivnog upravljanja vibracijama za kamere bespilotnih letelica. Aktivni aktuatori predloženog postolja su razvijeni kao inercijalni tip postolja, u kojima je piezoelektri ni štap direktno vezan na inercijalnu masu. Nakon prora una pobudne sile štapastog aktuatora, izvršena je integracija aktuatora sa gumenim elementom postolja, iji je frekventni spektar u potpunosti odre en merenjima u letu. Na osnovu dinami kih karakteristika postolja kamere, razvijen je sistem aktivnog upravljanja vibracijama sa regulatorom tipa sliding mode (SMC – sliding mode controller). Izvršeno je i eksperimentalno utvr ivanje karakteristika projektovanog sistema.

Yong Chen, Viresh Wickramasinghe and David Zimcik [32, 33, 34] su pod pokroviteljstvom Ministarstva odbrane Kanade izvršili razvoj adaptivnog helikopterskog sedišta u cilju smanjenja humanih vibracija posade helikoptera. U radu je prikazan postupak razvoja adaptivnog helikopterskog sedišta sa ciljem smanjenja vibracija na posadu helikoptera. Ispitivanja u letu helikoptera Bell-412 izvršena su sa ciljem da se utvrde nivoi vibracija transmisije od izvora do sedišta posade helikoptera i nivoi na samom sedištu pilota. Na osnovu ovih letnih ispitivanja autori su odredili

frekventnu mapu vibracija helikoptera Bell-412. Eksperimentalna modalna analiza sedišta kopilota helikoptera Bell-412 opremljenog sa lutkom je sprovedena sa ciljem istraživanja dinamike ponašanja modela sedišta-pilot i identifikacije kritičnih modova oscilovanja. Nakon integracije adaptivnog sistema na sedišta izvršena je modalna analiza sa istim tipom opterećenja, kako bi se utvrdila promena sopstvenih modova oscilovanja sedišta nakon dodate mase adaptivnog sistema. Adaptivno helikoptersko sedišta je opremljeno sa dva štapa piezoelektričnih aktuatora sa osloncem na pobuđivaču (simulacija poda helikopterske kabine) i predstavljaju aktivne podupirače sa ciljem da se obezbedi efikasno upravljanje nivoima vibracija u radnim režimima na sedištu helikoptera. Koncept dokazivanja uspešnosti modifikacije sedišta u adaptivno helikoptersko sedišta je zasnovano na eksperimentalnom poređenju performansi upotrebom strategije sa spregom unapred. Rezultati ispitivanja su pokazali kontinualno prigušenje vibracija na kritičnim modovima oscilovanja sa dostizanjem značajnog smanjenja uticaja nivoa vibracija na celo telo „whole-body“ pilota. Sa ovim rezultatima je verifikovana efikasnost koncepta adaptivnog postolja helikopterskog sedišta za aplikacije smanjenja vibracija posade helikoptera.

U datom pregledu istraživanja autor se nije zadržavao na primenjenim strategijama aktivnog upravljanja vibracijama (elektronska integracija sistema) iz jednostavnog razloga što izbor na ina upravljanja predstavlja ličnu investiciju autora radova i zavisi od primenjenog nivoa strukturalne integracije sistema.

1.4 Predmet istraživanja i organizacija teze

Interesovanje za strukturama visokih performansi, a ujedno i aktivnih struktura, kao podgrupe tih struktura, je od početka, uglavnom podsticano od javnih i privatnih preduzeća iz vazduhoplovnog sektora. Proizvodi iz ovog sektora su obično veoma skupi sistemi, sadrže visok nivo integracije sofisticiranih tehnologija sa uvek istim ciljem, a to je ispunjenje postavljenih zahteva projektovanja vazduhoplova sa visokim letnim performansama i visoke pouzdanosti. Za razvoj sistema aktivnog upravljanja vibracijama neophodna su znatna finansijska sredstva, a finansijski obično ta sredstva daju onim kompanijama koja imaju iskustva u razvoju istih ili sličnih sistema iz te oblasti.

U skladu sa navedenom injenicom u Republici Srbiji u bliskoj prošlosti nisu prepoznate mogu nosti razvoja tehnologija aktivnog upravljanja vibracijama što potvrđuje i injenica da u našoj zemlji nisu postojale naučno-istraživačke institucije koje su se bavile ovom problematikom. Ova disertacija u opštem smislu predlaže opštu metodologiju razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracijama i definiše postupke u razvoju jednog sistema na strukturalnim elementima vazduhoplova. U užem smislu disertacija predstavlja uspeh autora da realizuje prototip sistema aktivnog upravljanja vibracijama i njegove verifikacije na elementarnim vazduhoplovnim strukturama.

Polazna osnova predložene doktorske disertacije je bazirana na sistematizaciji primenjenih teorijskih i tehničkih rešenja sistema aktivnog upravljanja vibracijama na strukturalnim elementima vazduhoplova u cilju definisanja prihvatljive metodologije razvoja sistema. S obzirom na specifičnost problema prigušenja vibracija u vazduhoplovstvu, može se konstatovati da ne postoji mogućnost potpunog matematičkog modelovanja elemenata sistema, pre svega zbog nestacionarnih uslova leta, a tako je i zbog promenjive mase pojedinih elemenata. Usled promene mase vazduhoplova, centar mase i krutost sistema se menja što uslovljava i menjanje pravca rezultujuće sile. Navedeni problem menjanja vektora rezultujuće sile na strukturalnim elementima vazduhoplova zahteva veći nivo elektronske integracije sa visokom strukturalnom integracijom. Visoka strukturalna integracija sistema sa aspekta finansijske projekcije podrazumeva veći u cenu krajnjeg proizvoda, što u osnovi predstavlja prepreku za opštu industrijsku primenu. Metodologija razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracijama, izložena u ovoj disertaciji, treba da pronađe odgovarajuće i odnos između ostvarene uspešnosti aktivnog upravljanja vibracijama odgovarajućih struktura i cene jednog takvog sistema.

Dakle, predložena metodologija aktivnog upravljanja vibracijama je u korelaciji sa sve većim procesorskim mogućnostima modernih digitalnih kontrolera i "novih" materijala (piezoaktuatori), omogućavajući razvoj novih, preciznijih i potpuno funkcionalnih struktura. Primenjene tehnike modelovanja novih tehnoloških struktura su "klasične" i dobro poznate u rešavanju problema u oblasti strukturalnih vibracija u dugom nizu godina. Specifičnost oblasti aktivnog upravljanja vibracijama leži u multidisciplinarnosti procesa i u posedovanju kvalifikovanih stručnjaka sa aspekta teorijskih, tehničkih, empirijskih i praktičnih znanja, koja se stiču u adekvatnim

metodološkim pristupom kroz postupke koje omogućavaju kvalifikaciju navedenih stručnjaka.

Ova doktorska disertacija je organizovana na sledeći način:

Glava 2: Elementi sistema aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama

U ovoj glavi izvršen je pregled i sistematizacija osnovnih elemenata sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija. Glava je organizovana u tri poglavlja u kojima su opisani mogući i tipovi senzora i aktuatora za kreiranje aktivne strukture, osnovni zahtevi koje mora ispuniti regulator (upravljački sistem) u cilju efikasnosti, stabilnosti i robusnosti. Dade su osnovne razlike između u sistema aktivnih i aktivno-pasivnih sistema upravljanja za potrebe prigušenja vibracija.

Glava 3: Matematički model strukturalnih elemenata vazduhoplova

Teorijska analiza dinamičkog ponašanja strukturalnih elemenata vazduhoplova, kao i određivanje matematičkog modela aktivne strukture (mehanička struktura sa integrisanim aktuatorima i sensorima) je izvršeno u ovoj glavi. Opisane su konstitutivne jednačine aktuatora i senzora u cilju numeričke analize aktivne strukture upotrebom metode konačnih elemenata. Takođe date su osnove "particle swarm" (rojem čestica) optimizacije mehaničkih sistema sa integrisanim aktuatorima i sensorima sa aspekta izbora dimenzija, položaja i orijentacije aktuatora i senzora. Dade su karakteristike upravljivosti i osmotrivosti, kao i ciljne funkcije koje treba da zadovolji integrisana struktura sa ciljem veće efikasnosti sistema.

Glava 4: Upravljački algoritmi sistema aktivnog prigušenja vibracija

Ova glava rada se isključivo bavi principima razvoja regulatora sistema aktivnog upravljanja vibracijama. Izabrana je strategija povratne spregom (feedback). Upravljački sistemi opisani u ovoj glavi predstavljaju rešenja za prigušenje vibracija mehaničkih sistema čiji su kontrolni signali jednaki zbiru primarnih izvora pobuda (spoljašnje sile) i sekundarnih izvora pobuda (dejstvo aktuatora). Navedena strategija

upravljanja vibracijama je opisana jednokanalnim sistemom (single input – single output). Jedna inačica sistema sa povratnom spregom su date u matricnom obliku sa ciljem određivanja karakteristika sistema: stabilnost, upravljivost kao i efekte različitih tipova upravljanja. Posebna pažnja je usmerena na efekat vremenskog kašnjenja upravljanja kog signala u odnosu na izlazni signal sistema, kao i njegov efekat na prigušenje vibracija aktivne strukture.

Glava 5: Razvoj sistema aktivnog prigušenja vibracija

U ovoj glavi na osnovu predložene metodologije sprovedena je numerička analiza gde su ispitane dinamičke karakteristike izabranog strukturalnog elementa vazduhoplova (pravougaona aluminijumska ploča). Izvršen je izbor senzora i aktuatora, optimizacija njihovog položaja i orijentacije i integracija u aktivnu strukturu. Izvršena je numerička analiza integrisane aktivne strukture i izvršeno je poređenje numeričkih rezultata vazduhoplovnog strukturalnog elementa bez i sa senzorsko-aktuatorskom platformom. Na osnovu dobijenih pozitivnih rezultata numeričke analize o dinamičkim karakteristikama aktivne strukture izvršeno je projektovanje i razvoj celokupnog sistema aktivnog prigušenja vibracija sa povratnom spregom i proporcionalno-integralno-diferencijalnim (PID) regulatorom.

Glava 6: Eksperimentalna verifikacija sistema aktivnog prigušenja vibracija

U ovoj glavi izvršena je eksperimentalna verifikacija sistema aktivnog prigušenja vibracija razvijenog na osnovu numeričkih rezultata datih u prethodnoj glavi. Prikazana je eksperimentalna postavka celokupnog sistema aktivnog prigušenja vibracija. Metodom eksperimentalne modalne analize utvrđeni su modalni parametri osnovne i aktivne strukture, i poređeni su sa numeričkim rezultatima. Izvršena je analiza i određivanje koeficijenta prigušenja aktivne strukture bez i sa upravljanjem. Koeficijent prigušenja aktivne strukture je efikasan na modove savijanja (I mod) i uvijanja (II mod), čime je opravdan postupak optimizacije položaja i orijentacije senzorsko-aktuatorskih platformi. Efikasnost prigušenja vibracija aktivne strukture je dokazana pri slobodnim i prinudnim vibracijama pri različitim koeficijentima pojačanja PID regulatora.

U toku verifikacije sistema uo eni su efekati koji uti u na upravljivost sistema aktivnog prigušenja vibracija (“spillover”, podharmoni na oblast osnovne frekvencije i nestabilnost sistema usled neadekvatnog vremena kašnjenja upravlja kog signala u odnosu na kontrolni signal). Analizom vibracija u vremenskom i frekventnom domenu definisani su uzroci pojave i preporuke za neutralisanje navedenih efekata.

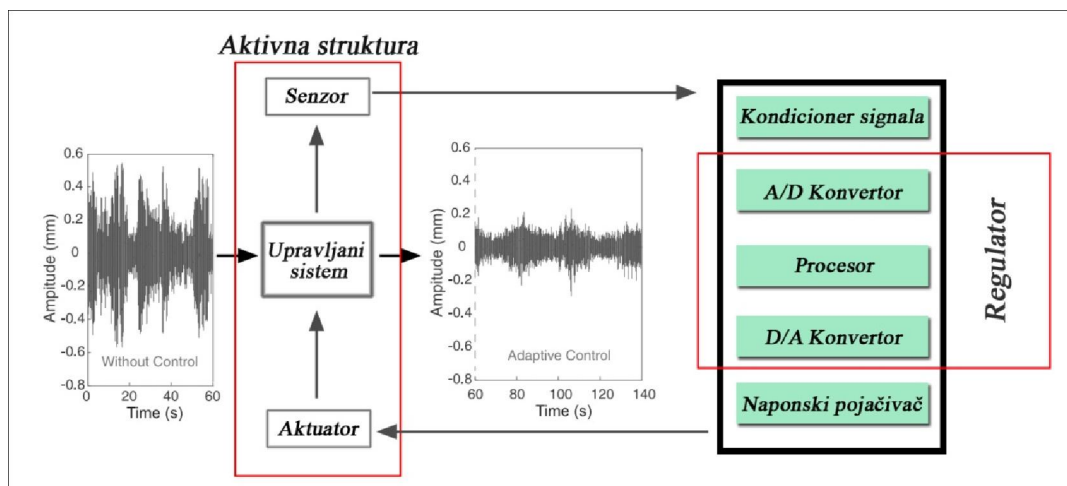
Glava 7: Zaključak

U ovoj glavi sumarno su prikazani rezultati istraživanja i nau ni doprinosi disertacije. Tako e, date su neke preporuke za budu a istraživanja iz ove oblasti.

Glava 2

2 ELEMENTI SISTEMA AKTIVNOG I AKTIVNO-PASIVNOG UPRAVLJANJA VIBRACIJAMA

Sistem aktivnog upravljanja vibracijama je složen elektro-mehanički uređaj i sastoji se od sledećih komponentata: osnovne mehaničke strukture (upravljani element ili sistem), senzorske platforme integrisane na upravljani sistem, aktuatorске platforme takođe integrisane na upravljani sistem, kondicionera signala (priprema izmerenog signala sa senzora za ulaz u regulator), regulatora i visoko naponskog pojačivača (pojačanje kontrolnog signala na naponski nivo aktuatora). Opšta blok šema sistema aktivnog upravljanja vibracijama data je na slici 2.1.



Slika 2.1. Blok šema sistema aktivnog upravljanja vibracijama

Na blok šemi sistema aktivnog upravljanja vibracijama naznačene su dve celine, i to: aktivna struktura i regulator. Aktivna struktura predstavlja mehanički deo sistema, tj. mehanički sklop upravljanog elementa, senzora i aktuatora. Za optimizaciju i integraciju senzora i aktuatora na upravljani element potrebno je izvršiti matematičko modelovanje sistema sa ciljem da se kretanje sistema (deformacije) pod uticajem spoljašnjih dinamičkih sila u što kraćem vremenskom periodu priguše. Senzori sistema su elementi koji neelektričnu promenjivu veličinu (deformaciju, brzinu ili ubrzanje sistema) pretvaraju u električni signal i prosleđuju ka kontroleru. Aktuatori su elementi sistema koji obrađuju električni signal pretvaraju u mehanički rad, najčešće menjaju i sopstvene geometrijske karakteristike (dužinu).

Regulator predstavlja elektronski deo sistema koji izmereni signal sa senzora aktivne strukture poredi sa referentnim (željenim) nivoom i obrađuje grešku sistema. Upravljačka logika (algoritam upravljanja) na osnovu greške sistema određuje signal upravljanja, tj. signal koji će se poslati na aktuator u cilju neutralisanja deformacije odnosno oscilovanje sistema. Upravljačka logika (algoritam upravljanja) se u najvećem broju slučajeva projektuju na osnovu dve upravljačke strategije, i to pomoću: povratnih sprega (feedback) i petljama unapred (feedforward) [27].

U ovom poglavlju su predstavljani i opisani elementi sistema aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama.

2.1 Aktivne strukture

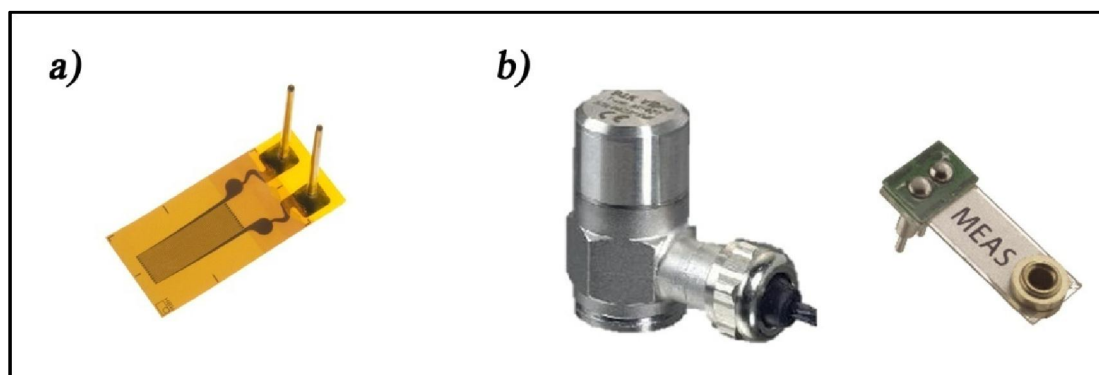
Ponašanje aktivnih struktura u sistemima aktivnog upravljanja vibracijama je rezultat uspešnosti izvršene integracije senzora i aktuatora na upravljani element, tj. optimizacije njihovih lokacija na upravljanom elementu. Svaka integracija podrazumeva promenu ukupne mase upravljanog elementa, povećanje lokalne krutosti sa aspekta izabranog para senzora i aktuatora. Dinamičke karakteristike upravljanog elementa se menjaju i sa tog aspekta potrebno je vršiti izbor tipa senzora i aktuatora, optimizaciju broja senzorsko-aktuatorskih parova i lokacije integracije.

2.1.1 Senzori

Senzori su uređaji koji izabranu fizičku veličinu konvertuju u električni signal, koji se zatim šalje u odgovarajući instrument i adekvatnom kalibracionom metodom taj

elektroni signal konvertuje u fizičku veličinu prepoznatljivu za korisnika. Osnovne karakteristike mernog sistema su: velika tačnost, širok dinamički opseg merenja, povoljan odnos signal/šum i direktna usmerenost na računarsku podršku u fazi merenja i obrade rezultata.

Za potrebe sistema aktivnog upravljanja vibracijama koriste se mehanički senzori, i to najčešće senzori deformacija, brzina, ubrzanja i sila u mehaničkim sistemima. U opštem slučaju senzori aktivnih struktura se mogu podeliti na dve grupe: senzori koji se snabdevaju električnom energijom, i senzori koji generišu napon. U odnosu na datu podelu tipičan predstavnik senzora prve grupe su merne trake [44]. Merne trake se upotrebljavaju za merenje deformacije mehaničkih struktura koje su najčešće male. Prema tome i promene otpornosti trake su izuzetno male i ne mogu se meriti direktno upotrebom klasičnih instrumenata, ommetara. Merne trake se uključuju u merni sistem sa preciznim određivanjem promene otpornosti u mernoj traci. Prva komponenta sistema je sama merna traka, koja pri prisustvu mehaničke deformacije vrši promenu otpornosti trake. Druga komponenta sistema je merno kolo, najčešće je to Wheatstoneov most. Merna traka i merno kolo se napajaju električnom energijom iz spoljašnjeg izvora, i održavaju merni lanac u ravnoteži. Pri prisustvu deformacije dolazi do poremećaja uspostavljenog balansa i merni lanac detektuje promenu otpornosti sistema, koja se preko naponskog pojačavača signala šalje u instrument i prikazuje vrednost te deformacije. Na slici 2.2. a) dat je izgled merne trake.



Slika 2.2. Senzori za aktivno upravljanje vibracijama: a) snabdevani električnom energijom, i b) piezoelektroni senzori

Drugu grupu čine senzori koji generišu napon principom piezoelektrnog efekta. Generisani napon je srazmeran fizičkoj veličini deformaciji, brzini ili ubrzanju u skladu sa namenom senzora. Piezoelektricitet je svojstvo određenih vrsta kristalnih materijala koja se javlja kada na njih deluje mehanička sila. Usled deformacije koja se javlja pod dejstvom sile, ovi materijali generišu napon na svojim površinama. Ovaj efekat se naziva direktni piezoelektrni efekat. Piezoelektrni efekat su otkrili Pjer i Pol Kiri 1880. godine. Ako se piezoelektrni materijal integriše u strukturu, može se izmeriti deformacija strukture pomoću napona koji se javlja izmerenjem površina zahvaljujući direktnom piezoelektrnom efektu [45]. Na slici 2.2. b) dat izgled više tipova piezoelektrnih senzora.

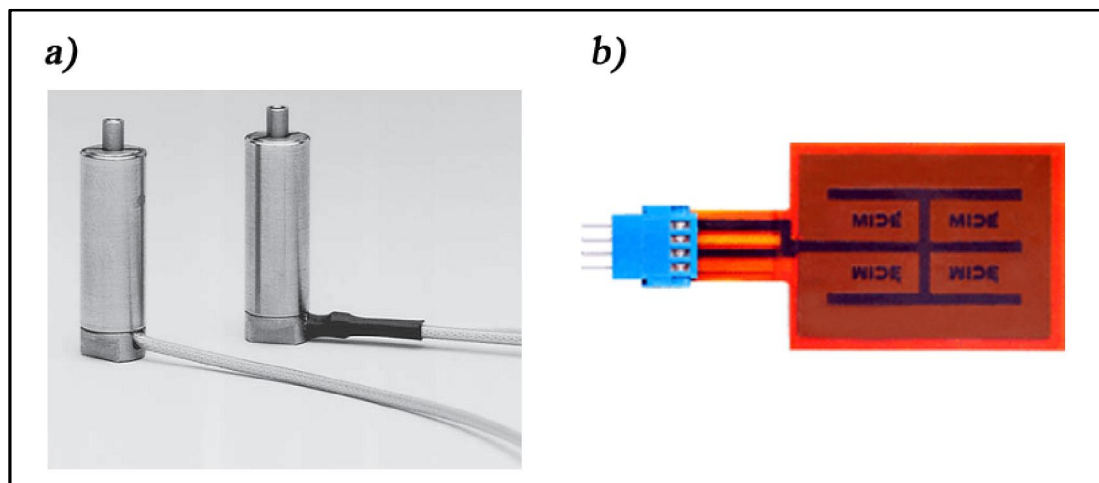
Obe grupe senzora kao izlaz daju napon odnosno promenu napona usled promene mehaničkih karakteristika sistema. Izlazni napon, odnosno izmereni signal, može biti izuzetno mali pri upotrebi trake ili izuzetno visok usled upotrebe piezoelektrnih senzora. Ova činjenica se mora uzeti u obzir pri projektovanju regulatora. Izbor tipa senzora zavisi najpre od kompleksnosti sistema kojim želimo da upravljamo. Za elementarne strukture, grede ili ploče sa niskim sopstvenim modovima oscilovanja dobro je koristiti merne trake, dok za kompleksne sisteme sa visokim frekvencijama sopstvenih modova oscilovanja preporučljivo je koristiti piezoelektrne senzore.

2.1.2 Aktuatori

Aktuatori su uređaji koji električni ili fluidni ulaz pretvaraju u mehanički izlaz kao što su pozicija, sila, ugao ili moment. Obično se aktuatorima menja intenzitet toka energije ili materijala kroz objekat upravljanja u cilju dostizanja određenih performansi. U današnje vreme svi sistemi upravljanja koriste neku aktuatorsku (izvršnu) jedinicu, što zavisi od prirode procesa kojim se upravlja, tipa energije koju koriste za svoj rad, tipa upravljačkog signala itd. Za sisteme aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama najčešće se koriste aktuatori piezoelektrnog dejstva (piezoelectric), magnetoreološkog dejstva (magneto-rheological, MR), elektoreološkog dejstva (electrorheological, ER) itd...

Piezoelektrni aktuatori se zasnivaju na inverznom piezoelektrnom efektu. Za razliku od senzora istog tipa, kod aktuatora se piezoelektrni materijali izložu

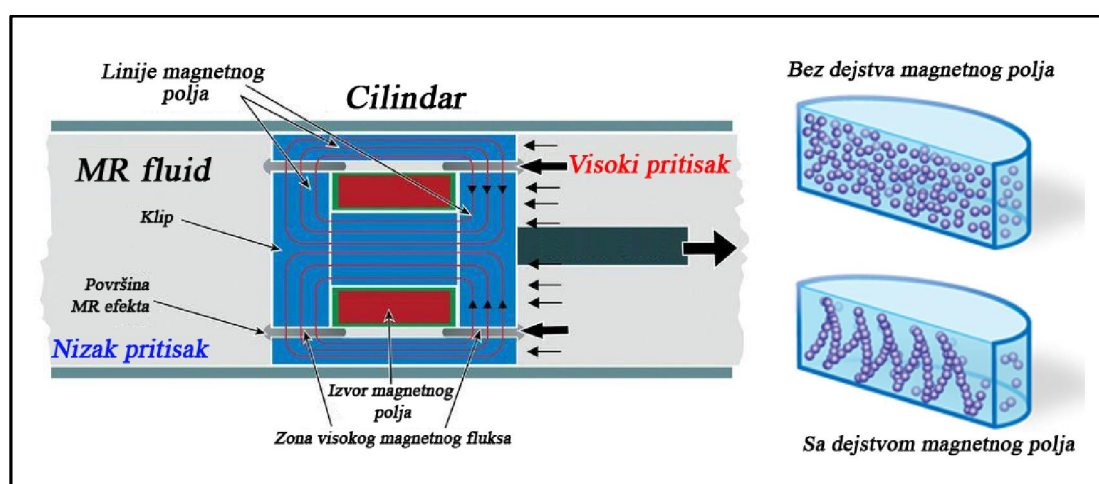
dejstvu elektri nog polja, što izaziva mehani ke deformacije aktuatora, a samim tim i deformacije mehani ke strukture u (na) koju su integrisani. Piezoelektri ni efekat u prirodnim kristalima je slab, tako da se u mnogim savremenim primenama koristi poliviniliden fluorid („PVDF“), polukristalni polimer i olovo-cirkonat-titanat („PZT“), piezoelektri ni kerami ki materijal. Olovo-cirkonat-titanat ima ve e piezoelektri ne koeficijente u odnosu na poliviniliden fluorid, tako da može proizvesti ve e sile i deformacije, što ga ini podesnim za aktuator, a tako e se može koristiti i kao senzor. Sa druge strane, olovo-cirkonat-titanat je kru i u odnosu na poliviniliden fluorid, ima ve u masu i cenu. Poliviniliden fluorid ima odli ne senzorske karakteristike, pa se naj eš e koriste kao senzor. Dva tipa piezoelektri nih aktuatora se trenutno koriste u sistemima aktivnog upravljanja vibracijama: piezoelektri ni štapasti aktuatori i piezoelektri ni plo asti aktuatori. Izgled oba tipa aktuatora dat je na slici 2.3. Osnovna razlika izme u štapastih i plo astih aktuatora je u silama koje mogu ostvariti. Štapastim aktuatorima se može upravljati sistemima velike mase i optere enja, dok se plo asti aktuatori koriste kod tankozidnih struktura koje nisu izložene visokim optere enjima.



Slika 2.3. Piezoelektri ni aktuatori: a) oblika štapa (Piezomechanik GmbH), i b) oblika plo e (Mide)

Magnetno-reološki (MR) i **elektro-reološki (ER) aktuatori** pripadaju grupi aktuatora ije se radni princip zasniva na upravljanju fluidima. MR aktuatori se sastoje od magnetno polarizovanih estica koji miruju u fluidu bez ikakve orijentacije estica. U trenutku promene magnetnog polja, tj. pojavom magnetnog polja magnetne estice

zauzimaju položaj u pravcu dejstva polja obrazuju i lanac sa ciljem promene reoloških karakteristika fluida. Odgovor magnetnih estica na promenu magnetnog polja je skoro trenutna, kašnjenje aktuatora na promenu je svega nekoliko milisekundi. Princip rada ER aktuatora je identičan radu MR aktuatora. Razlika je što se ER aktuatori sastoje od dielektričnih estica u nepolarnom fluidu. Reološke karakteristike ovih aktuatora se menjaju sa promenom jačine električnog polja. Dielektrične estice su mikrometarske veličine sa sposobnošću formiranja lanca usled promene električnog polja u vrlo kratkom vremenskom intervalu (par milisekundi). Reološke karakteristike fluida, u oba tipa aktuatora (MR i ER), kao što su viskoznost, elastičnost i plastičnost, se menjaju u vrlo kratkom vremenskom periodu u zavisnosti od jačine magnetnog odnosno električnog polja. Zbog ove karakteristike MR i ER aktuatori su primenjivi za aplikacije prigušenja i upravljanja vibracijama na raznim strukturama i uređajima. Kada se upotrebljavaju na adaptivnim sistemima, mogu znatno umanjiti dejstvo dinamičkog odgovora struktura u odnosu na unešeni poremećaj. [46] Karakteristika ovih aktuatora je da proizvode velike sile sa znatnim hodom cilindara. Na slici 2.4 data je principijelna šema rada MR aktuatora.

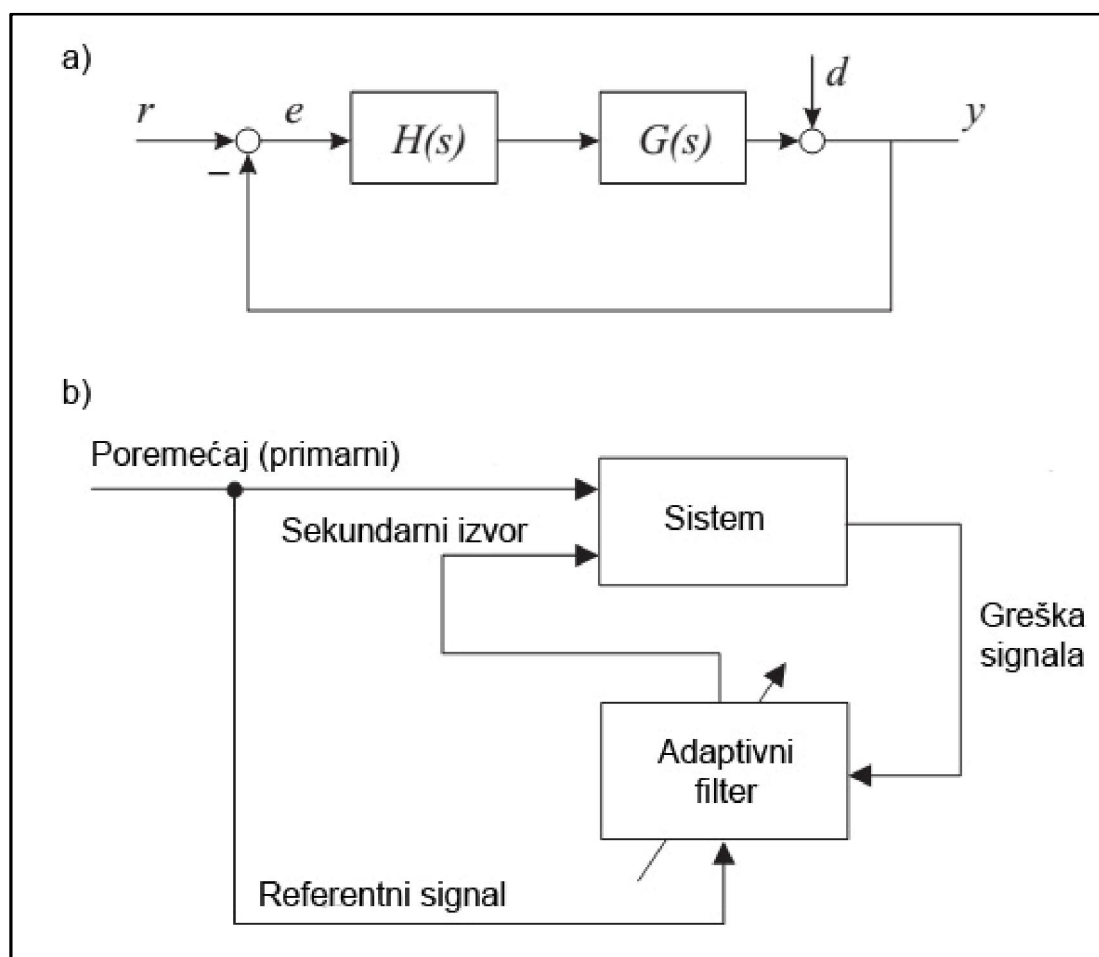


Slika 2.4. Principijelna šema rada MR aktuatora

Navedeni aktuatori su tipični predstavnici koji se koriste u sistemima aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama. U zavisnosti od tipa sistema koji se upravlja i jedni i drugi predstavnici imaju svoje prednosti i mane.

2.2 Regulatori sistema upravljanja vibracijama strukture

Nakon definisanja senzorske platforme, koja mora nedvosmisleno da opisuje dinamiku sistema, aktuatorске platforme, koja mora da ima kapacitet da se suprostavlja ustaljenom režimu oscilovanja sistema, potrebno je definisati na in upravljanja, tj. regulator ija je uloga da za snimljeno dinami ko stanje sistema odredi adekvatno upravljanje i pošalje ga ka aktuatoru (amplitudu, frekvenciju i fazu) kako bi se izvršilo umirivanje oscilacija sistema dinamici sistema. Regulator sistema aktivnog upravljanja vibracija se zasniva na jednoj od dve strategije upravljanja, i to: strategije sa povratnom spregom (feedback) i strategije sa petljama unapred (feedforward) [27]. Blok dijagrami obe strategije upravljanja su date na slici 2.5.



Slika 2.5. Blok dijagram strategija upravljanja a) sa povratnom spregom (feedback), b) sa spregom unapred (feedforward) [5]

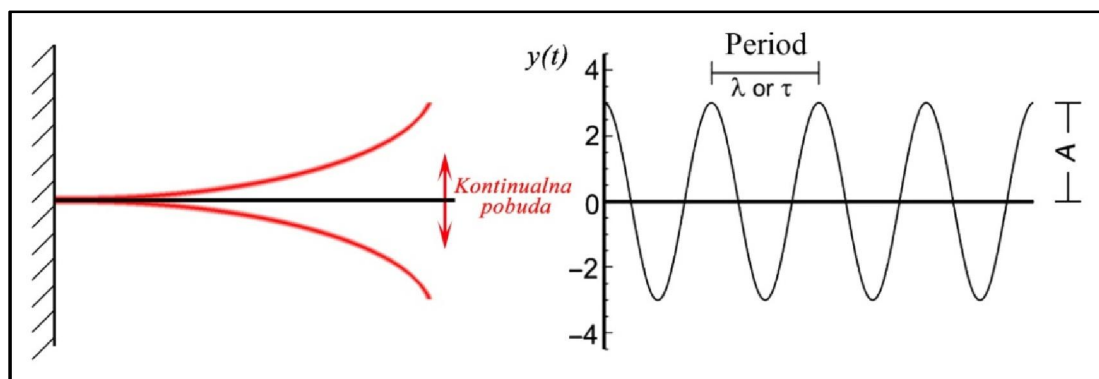
Kao što je već pomenuto suština svakog upravljanja ima za cilj da u nekom zadanom vremenskom periodu obezbedi željeni ishod. U tom smislu teorija upravljanja bavi se pitanjem na inu na koji treba promeniti budu e ponašanje sistema. Da bi se to moglo uraditi neophodno je da se, kao prvo, definiše željeni ishod. Pored toga, mora da postoji i skup mogu ih akcija kojima se uti e na ponašanje sistema. Projektovanje sistema upravljanja se tako svodi na formiranje algoritma pomo u koga e se odabrati ona akcija koja e dovesti do željenog ishoda. Ure aj koji realizuje ovaj algoritam ozna a se kao regulator.

Kod sistema koji su izloženi oscilatornom kretanju, tj. vibracijama, usled spoljašnjih prinudnih sila željeni ishod upravljanja je da se sistem dovede u stanje mirovanja. Poznaju i prirodu procesa spoljašnjih sila, kao i dinami ke karakteristike sistema nad kojim se vrši proces, ne isklju uje se mogu nost da se pobudna frekvencija oscilovanja poklopi sa osnovnim modovima oscilovanja što dovodi sistem u rezonantno stanje. Rezonantno stanje poja ava amplitudu oscilovanja i vodi sistem ka nestabilnosti, tj. ošte enjima ili lomu. Sistemi za upravljanje vibracijama pre svega moraju da spre e opisani scenario. Sa druge strane, u slu aju prigušenja vibracija na sopstvenim modovima oscilovanja nije mogu e u potpunosti zaustaviti kretanje sistema, prvenstveno sa aspekta postojanja kontinualnog spoljašnjeg optere enja.

Da bi se objasnio osnovni zahtev svakog regulatora, najlakše je primentiti teoriju interferncije talasa. Kretanje tela pri dejstvu kontinualnog periodi nog optere enja može se opisati sinusnom jedna inom:

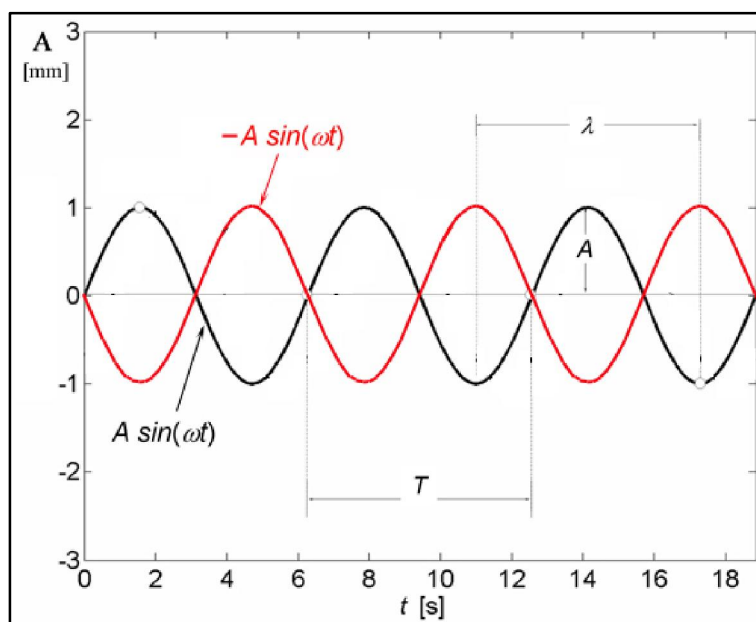
$$y(t) = A_0 \cos(\omega t + \phi_0) \quad (2.1)$$

i naziva se fazor (phasor), gde su: $y(t)$ - trenutna pozicija sistema, $A_0 [mm]$ - maksimalna amplituda pomeranja, $\omega [rad/s]$ - ugaona brzina sistema, $\phi_0 [rad]$ - ugaona pozicija sistema u po etnom trenutku, ($t = 0s$). Prikaz kretanja tela pri periodi noj pobudi je ilustrovan na slici 2.6.



Slika 2.6. Prikaz kretanja strukture pri periodičnoj kontinualnoj pobudi

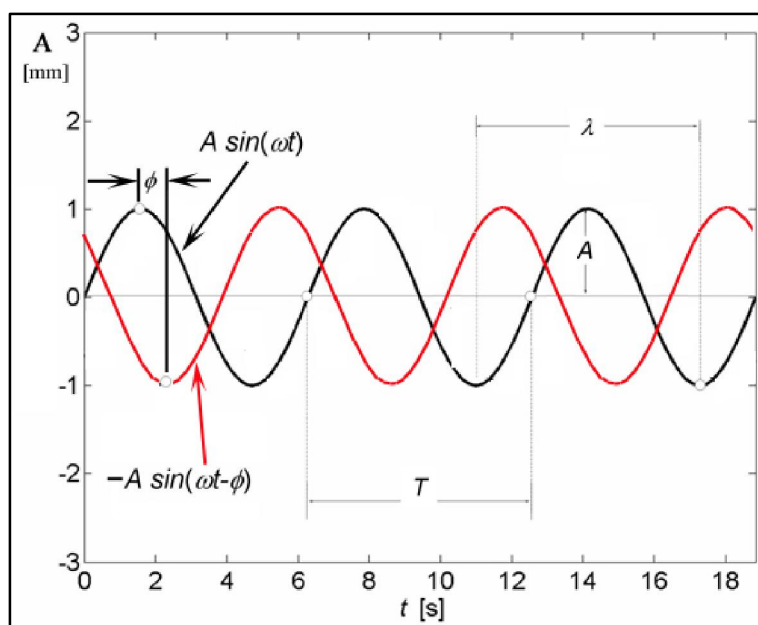
Da bi se oscilovanje neke strukture prigušilo potrebno je delovati drugim izvorom kontinualne pobude (aktuatorom) sa faznim kašnjenjem od $\phi=180^\circ$. Regulator je taj koji treba da odredi amplitudu, frekvenciju i fazno kašnjenje upravljačkog signala. Na slici 2.7 dat je prikaz idealne interferencije signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora sa suprotno upravljanim signalom sa kontrolera.



Slika 2.7. Idealna interferencija signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora

U teorijskom smislu pristup upravljanja signalom sa pomerenom fazom od $\phi=180^\circ$ je svakako moguć, ukoliko su svi potrebni parametri tačno određeni i ukoliko su svi fenomeni koji se javljaju u sistemu uzeti u obzir, ostvariće se ekvivalentno potpuno

umirenje sistema. Me utim, u praksi upravljanje sistemima aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija željeni ishod potpunog umirenja vibracija je nemogu e ostvariti iz više razloga. Osnovni problem leži u injenici da je regulator elektronski ure aj koji prima signal o trenutnoj poziciji sistema $y(t_0)$, ozna en kao po etni trenutak. Obrada signala se vrši po zadatom algoritmu odre uju i adekvatan upravlja ki signal u po etnom trenutku, $u(t_0)$. Proces obrade ima neko trajanje i može se ozna iti sa Δt . Upravlja ki signal za $u(t_0)$ deluje na strukturu kojoj je trenutna pozicija $y(t_0 + \Delta t)$, tako da je fazna pomerenost signala od $\phi=180^\circ$ ve narušena, sistem ne može dosti i stanje apsolutnog mirovanja. Pored ovog osnovnog razloga narušavanja potpune interferencije signala pozicije sistema i upravlja kog signala, i slede i razlozi mogu biti od velikog uticaja, i to pre svega: pozicije senzora i aktuatora sa aspekta prostiranja talasa kroz strukturu, položaja i orijentacije aktuatora u odnosu na pobudu, pojava rezidualnih modova aktivnih struktura, itd... Na slici 2.8 data je realna interferencija signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora sa prora unatim upravlja kim signalom sa kontrolera.



Slika 2.8. Realna interferencija signala kontinualnog spoljašnjeg dejstva i dejstva aktuatora

Uspešnost jednog kontrolera i njegovog algoritma upravljanja se definiše sa aspekta vremena kašnjenja tj. fazne pomerivosti upravljačkog signala u odnosu na izabranu trenutnu vrednost pojave koja se umiruje. Na osnovu zahteva potpune interferencije talasa se razvijaju razni algoritmi upravljanja i njihova optimizacija za različite mehaničke sisteme. Danas se svi regulatori projektuju sa ciljem da se obezbede sledeći zahtevi sistema: **stabilnost sistema** koja podrazumeva i ograničenost ulaznih i izlaznih signala javlja se kao preduslov svakog projektovanja, **performansa upravljanja**, odnosno sposobnost sistema da na izlazu reprodukuje željene vrednosti, **ograničenja** – teorijski ukoliko je sistem linearan i ukoliko se njegov model poznaje egzaktno i na sistem ne deluju poremećaji moguće je, korišćenjem dovoljno složenog zakona upravljanja, ostvariti proizvoljno dobru performansu, i **robustnost** predstavlja meru degradacije performanse sistema do koje dolazi usled bilo koje vrste poremećaja uzrokovanih nemodeliranim dinamikom. Navedeni zahtevi projektovanja regulatora će biti razmatrani u četvrtoj glavi ove disertacije.

2.3 Sistemi aktivnog i aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama

Do 90-ih godina prošlog veka, u svrhu prigušenja vibracija mehaničkih sistema koristili su se na inercijalnim pasivnim prigušenjima (upravljanja), tj. amortizeri sa različitim radnim materijalima (gume, fluidi,...). U poslednje dve decenije došlo je do razvoja novih dva tipa sistema za prigušenje tj. upravljanje vibracijama: aktivno upravljanje vibracijama (Active Vibration Control) i aktivno-pasivno upravljanje vibracijama (Semi-Active Vibration Control).

Sistemi aktivnog upravljanja vibracijama poželjno je koristiti u sistemima kod kojih se zahteva izuzetno visok nivo performansi tj. mirovanje, gde se primenom pasivnih sistema upravljanja ne može dostići adekvatan željeni nivo. Aktivni sistemi koriste aktuatora koji koriste energiju za upravljanje sistemom, a tako i vrše disipaciju ogromne količine energije iz sistema. Odluku o tome da li se energija dodavati ili oduzimati iz sistema se zasniva na osnovu snimljenih signala sa različitih lokacija i senzora sistema. Sistemi aktivnog upravljanja pokazuju superiornost u dostizanju zahtevanih performansi sistema u odnosu na pasivne sisteme. Tako je poznato da su sistemi aktivnog upravljanja vibracijama skupi, kompleksni i manje pouzdani u odnosu

na pasivne sisteme upravljanja vibracijama. Osnovno ograničenje ovog tipa sistema je potreba za eksternom energijom, tj. električnom energijom za napajanje aktuatora. Zbog navedene potrebe za električnom energijom implementacija sistema za aktivno upravljanje vibracijama se vrši za slučajeve u kojima je potreba za povećanjem performansi sistema neutrališe sve navedene nedostatke, na primer flater komandnih površina aviona, postolja visoko sofisticiranih mikroskopa ili za potrebe optičkih uređaja na vazduhoplovnim aplikacijama. [47,48]

Sistemi aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama se odnose na upotrebu uređaja sa promenjivim karakteristikama za upravljanje i prigušenje vibracija dinamičkih sistema. Ovaj koncept upravljanja uključuje aplikacije upravljivih uređaja koji ne zahtevaju značajno spoljašnje snabdevanje električnom energijom kako bi bili operativni. Aktivno-pasivni uređaji su projektovani da daju odgovor na signal izmeren sa mehaničkog sistema i vrši upravljanje aktuatorima radi prigušenja nepoželjnih vibracija. Dinamičke karakteristike sistema aktivno-pasivnog upravljanja vibracijama variraju u toku vremena u skladu sa željenim nivoima vibracija sistema. Osnovna karakteristika ovih sistema je da oni vrše disipaciju primljene energije, tj. oni ne koriste spoljašnju energiju za pokretanje aktuatora (ne vrše unošenje energije u sistem). Ovo je osnovna razlika između sistema aktivnog i aktivno-pasivnih sistema. U skladu sa navedenom razlikom performanse i moguće prigušenja vibracija sistema aktivno-pasivnog upravljanja su ograničene u odnosu na sisteme aktivnog upravljanja vibracijama. [47]

S obzirom na osnovnu razliku između sistema upravljanja vibracija u disertaciji je dat akcenat na razvoj sistema aktivnog upravljanja.

Glava 3

3 MATEMATI KI MODELI STRUKTURALNOG ELEMENTA VAZDUHOPLOVA

Kako bi se izvršila teorijska analiza dinami kog ponašanja strukturalnog elementa vazduhoplova i projektovao odgovaraju i kontroler, potrebno je odrediti matemati ki model aktivne strukture: strukturalnog elementa, senzora i aktuatora. Prvi korak je razvijanje matemati kog modela strukturalnog elementa, zatim aktivne strukture sa integrisanim aktuatorima i sensorima, kao i definisanje optimizacije dimenzija, položaja i orijentacije aktuatora upotrebom metode kona nih elemenata.

U ovoj glavi da e se osnovni matemati ki modeli sistema sa integrisanim piezoelektri nim materijalima.

3.1 Jedna ina kretanja diskretnog sistema

Osnovna jedna ina ravnoteže mehani kog sistema, izvedena je primenom Hamiltonovog varijacionog principa. Ovaj princip polazi od pretpostavke održavanja energije: kineti ke energije E_K , potencijalne energije unutrašnjih i spoljašnjih sila Π i rada nekonzervativnih sila W (koji uklju uje i sile prigušenja). Polazna osnova je funkcional Lagrangea, L . Hamiltonov princip pokazuje da mehani ki sistem pri kretanju zauzima one položaje u kojima Lagrange-ov funkcional ima stacionarnu vrednost:

$$L = E_K - \Pi + W \quad 3.1$$

$$\delta \cdot \int_{t_1}^{t_2} L \cdot dt = \int_{t_1}^{t_2} \delta \cdot (E_K - \Pi) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W \cdot dt \quad 3.2$$

Uz pretpostavku da egzistira rešenje, ova jedna ina se može svesti na Lagrangeovu jedna inu drugog reda, gde je Q_i generalisana sila, a (t_1-t_2) vremenski interval kretanja.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad 3.3$$

Pri tome je kineti ka energija definisana izrazom:

$$E_K = \frac{1}{2} \int_v \rho \cdot \dot{\mathbf{u}}^T \cdot \dot{\mathbf{u}} \cdot dv \quad 3.4$$

gde je $\dot{\mathbf{u}}$ brzina kretanja, a ρ gustina materijala. Potencijalna energija sistema je zbir spoljašnjih površinskih p i zapreminskih sila F ,

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_v \boldsymbol{\varepsilon}^T \cdot \mathbf{D} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \cdot dv - \int_v \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{F} \cdot dv - \int_s \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{p} \cdot ds \quad 3.5$$

Smenom energije E_K i potencijalne energije Π u Lagrangeovu jedna inu kretanja, uz sile prigušenja F_p i generalisane sile Q_p , dolazi se do osnovne dinami ke jedna ine kona nog elementa:

$$m \ddot{q}_e + c \dot{q}_e + k q_e = Q_e \quad 3.6$$

Dinami ka jedna ina strukture dobija se proširenjem dinami ke jedna ine kona nog elementa na celu strukturu – kontinuum:

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = Q \quad 3.7$$

gde je q vektor opšteg pomeranja sistema, Q vektor generalisanih sila, $[M]$, $[K]$ i $[C]$ respektivno simetri ne matrice mase, krutosti i prigušenja. Jedna ina 3.7 je osnov analize mehani kih sistema. $[M]$ i $[K]$ se odre uju diskretizacijom strukture, naj eš e upotrebom metode kona nih elemenata. Metod kona nih elemenata obi no dovodi do nedijagonalnosti (konzistentnosti) matrice mase, ali usvajanjem dijagonalnosti matrice mase daje prihvatljiv prikaz inercije strukture. [5]

3.2 Modalna analiza mehani kih sistema

Jedna ine kretanja neprigušenog sistema, u matri noj notaciji mogu se izraziti u obliku datim u jedna ini 3.8. Za linearne sisteme, slobodne oscilacije bi e harmonijske i mogu se prikazati u formi 3.9:

$$[M]\ddot{q} + [K]q = \{0\} \quad 3.8$$

$$q = \{\phi\}_i \cdot \cos \omega_i \cdot t \quad 3.9$$

Modalnom analizom odre ujemo sopstvene vrednosti i sopstvene vektore za izabrani model analize. Svakoju sopstvenoj vrednosti, koja je proporcionalna prirodnoj frekvenciji, postoji odgovaraju i sopstveni vektor, ili oblik oscilovanja – mod. Normalna modalna analiza odre ena za neprigušeno slobodno oscilovanje daje sopstvene frekvencije sistema prema relaciji datoj u jedna ini 3.10:

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{\phi_i\} = \{0\} \quad 3.10$$

U jedna ini 3.10, $[M]$ je matrica mase, $[K]$ matrica krutosti strukture, ω_i - i^{th} prirodna (kružne) cirkularna frekvencija (rad/s) i $\{\phi_i\}$ reprezentativni sopstveni vektor modova oscilovanja i^{th} prirodne frekvencije. Pošto su matrice $[M]$ i $[K]$ simetri ne i pozitivno definisane, sopstvene vrednosti ω_i^2 moraju biti realni i pozitivne vrednosti.

Broj modova oscilovanja jednog sistema je jednak broju stepeni slobode. Jedna ina 3.10 definiše samo oblik oscilovanja sistema, ne definiše amplitude oscilovanja.

Ako jedna inu 3.10 pomnožimo sa leve strane $\{\phi_j^T\}$, dobijamo skalarnu jedna inu:

$$\phi_j^T K \phi_i = \omega_i^2 \phi_j^T M \phi_i \quad 3.11$$

i, zamenom i i j , dobijamo

$$\phi_i^T K \phi_j = \omega_j^2 \phi_i^T M \phi_j \quad 3.12$$

Sabiranjem jedna ina 3.11 i 3.12, uzimaju i u obzir da je skalar jednak njegovoj transponovanoj vrednosti, dobijamo:

$$0 = (\omega_i^2 - \omega_j^2) \phi_j^T M \phi_i \quad 3.13$$

što pokazuje da su sopstveni vektori modova oscilovanja koji odgovaraju prirodnim frekvencijama ortogonalni u odnosu na matricu mase.

$$\phi_j^T M \phi_i = 0 \quad (\omega_i \neq \omega_j) \quad 3.14$$

Tako e se može izvesti da su sopstveni vektori modova oscilovanja koji odgovaraju prirodnim frekvencijama ortogonalni u odnosu na matricu krutosti. Uslovi ortogonalnosti naj eš e se mogu napisati kao:

$$\phi_i^T M \phi_j = \mu_i \delta_{ij} \quad 3.15$$

$$\phi_i^T K \phi_j = \mu_i \omega_i^2 \delta_{ij} \quad 3.16$$

gde je δ_{ij} je Kronekerov uslov ($\delta_{ij} = 1$ if $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ if $i \neq j$), μ_i predstavlja modalnu masu (generalizovana masa) i -tog moda.

Normalnom modalnom analizom sistema dobijaju se prirodne frekvencije i oblici oscilovanja strukture – modovi. Prirodne frekvencije su frekvencije kojima struktura teži da osciluje ako je izvedemo iz ravnotežnog položaja i oslobodimo daljeg prinudnog uticaja. Oblik deformacije strukture je specifi an za prirodne frekvencije nazvaju se modalni oblici. Analiza modova oscilovanja još se naziva i analiza realnih sopstvenih vrednosti (real eigenvalue analysis).

Analiza modova oscilovanja je osnova pravog razumevanja dinami kih karakteristika strukture i omogu ava uspostavljanje korelacija izme u eksperimentalnih i analiti kih rezultata. Tako e, analiza modova oscilovanja (modalna analiza) je osnova za odre ivanje integracionih vremenskih koraka u analizi tranzijentnog odgovora ili analizi frekventnog odgovora.

Sopstvene frekvencije i kružne frekvencije oscilovanja imaju me usobnu vezu, datom slede im izrazom:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad [Hz] \quad 3.17$$

3.3 Konstitutivne jedna ine piezoelektri nih aktuatora

Piezoelektri ni materijali imaju osobinu konvertovanja mehani ke u elektri nu energiju i obrnuto. Oba principa rada imaju svoju svrhu pri projektovanju sistema aktivnog upravljanja vibracijama. Piezoelektri ni materijali koji konvertuju mehani ku u elektri nu energiju u aktivnim strukturama imaju ulogu senzora, dok oni koji konvertuju elektri nu u mehani ku energiju uzimaju ulogu aktuatora, tj. izvršnih elemenata. U delu 2.1.1 i 2.1.2 dati su opšti principi rada piezoelektri nih materijala za obe svrhe.

Najpopularniji piezoelektri ni materijali su Lead-Zirconate-Titanate (PZT) iji je osnovni sastav keramika, i Polyvinylidene fluoride (PVDF) koji je polimer; njihove glavne karakteristike su date u tabeli 3.1.

Tabela 3.1 – Tipi ne karakteristike piezoelektri nih materijala

Karakteristike materijala	PZT	PVDF
Piezoelektri ne konstante d_{33} ($10^{-12} C/N$ or m/V) d_{31} ($10^{-12} C/N$ or m/V)	300 -150	-25 jedno-osni $d_{31} = 15$ $d_{32} = 3$ dvo-osni $d_{31} = d_{32} = 3$
d_{15} ($10^{-12} C/N$ or m/V)	500	
$e_{31} = d_{31}/s^E$ (C/m^2)	-7.5	0.025
Dielektri na konstanta ϵ^T/ϵ_0 $(\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12} F/m)$	1800	10
Jangov modul, $1/s^E$ (GPa) Maksimalan napon (MPa)	50	2.5
Vu na snaga	80	200
Kompresija	600	200
Maksimalna deformacija	krt	50%
Maksimalna operativna temperatura T^o (oC)	80° - 150°	90°
Faktor spegnutosti, k_{33}	0.7	0.1
Maksimalno elektri no polje, (V/mm)	2000	5 x 10 ⁵
Gustina (kg/m^3)	7600	1800

Pravac širenja u odnosu na pravac elektri nog polja zavisi od konstanta koje se pojavljuju u konstitutivnim jedna inama. Materijal se može proizvoditi u pravcu tako da je jedan koeficijent dominantan u odnosu na drugi. Piezoelektri ni aktuatori su zauzeli izuzetno važno mesto u tehnologijama mikropozicioniranja. U modelovanju piezoelektri nih aktuatora za aplikacije upravljanja strukturama, postoji velika sli nost izme u inverznih piezoelektri nih efekata i termalnih deformacija.

U definisanju konstitutivnih jedna ina koristi se usvojen sistem notifikacije za piezoelektricitet, IEEE standard. U nenaglašenom jednodimenzionalnom dielektri nom medijumu, elektri no pomeranje D (punjenje po jedinici površine se obeležava u C/m^2) i odnosi na elektri no polje $E[V/m]$ sa:

$$D = \varepsilon \cdot E \quad 3.18$$

gde je ε dielektri na konstanta materijala.

Sli no, u jednodimenzionalnom elasti nom telu smeštenom u nultu elektri no polje, odnos deformacija S i napona T [N/m^2] se može prikazati kao:

$$S = s \cdot T \quad 3.19$$

gde je s popustljivost materijala (inverzno Young-ovom modulu elasti nosti).

Za piezoelektri ne materijale, vrši se sprezanje elektri nih i mehani kih konstitutivnih jedna ina:

$$S = s^E T + dE \quad 3.20$$

$$D = dT + \varepsilon^T E \quad 3.21$$

U jedna ini 3.20, piezoelektri na konstanta d se odnosi na deformaciju elektri nog polja pri nedostatku mehani kog napona i s^E se odnosi na propustljivost kada je elektri no polje jednako nuli. U jedna ini 3.21, d se odnosi na elektri nu deformaciju D pri nultom elektri nom polju (kratko spojena elektroda); d se predstavlja u m/V ili *Coulomb/Newton*. ε^T je dielektri na konstanta pri konstantnom naponu. Gornje jedna ine se mogu transformisati u:

$$T = \frac{1}{s^E} S - \frac{d}{s^E} E \quad 3.22$$

$$D = \frac{d}{s^E} S + \varepsilon^T \left(1 - \frac{d^2}{s^E \varepsilon^E} \right) E \quad 3.23$$

Koje se obi no mogu napisati i u slede em obliku:

$$T = c^E S - eE \quad 3.24$$

$$D = eS + \varepsilon^T(1 - k^2)E \quad 3.25$$

Gde je $c^E = 1/s^E$ Jangov modul elasti nosti pri konstantnom elektri nom polju (u N/m^2); $e = d/s^E$ je konstanta koja se odnosi na elektri no pomeranje pri deformaciji, za kratko spojene elektrode (u C/m^2). $k^2 = d^2/(s^E \varepsilon^T)$ se naziva kuplovani koeficijent piezoelektri nog materijala. Ovo ime dolazi od injenice da, na frekvenciji daleko ispod frekvencije mehani ke rezonance piezo elementa, k^2 se može prikazati kao:

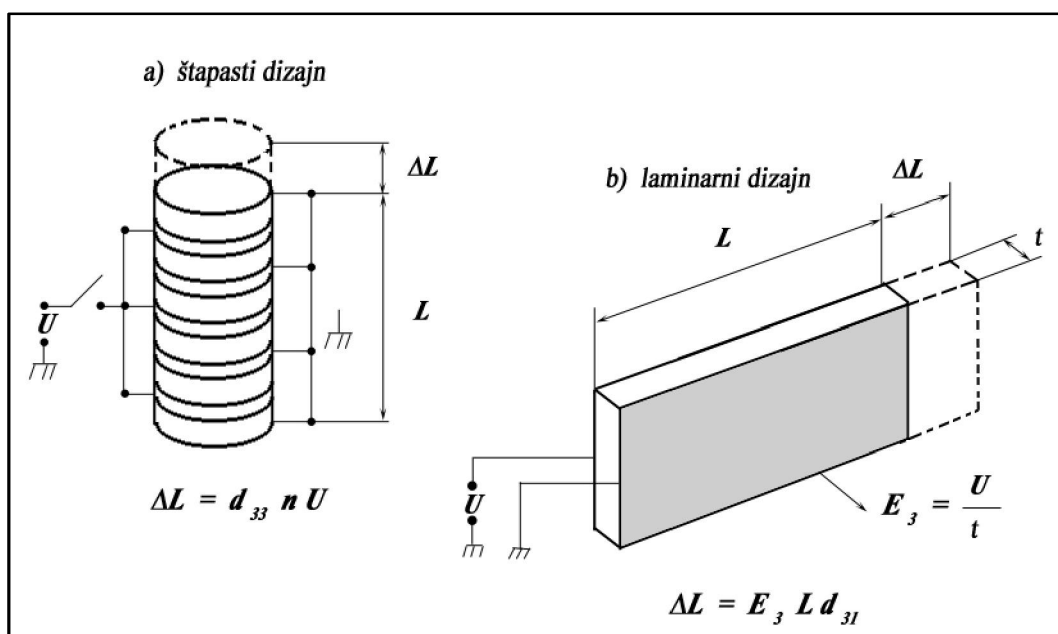
$$k^2 = \left\{ \frac{\text{konvertovana energija}}{\text{ulazna energija}} \right\}_{\text{niska frekvencija}} \quad 3.26$$

Visoka vrednost k je poželjna za efikasnost prenosa.

Iz jedna ine 3.25, se može uo iti da dielektri na konstanta pod konstantnom deformacijom se odnosi na konstantan napon pri $e^S = \varepsilon^T(1 - k^2)$. Jedna ina 3.24 je po etna ta ka za formulaciju jedna ina laminarnih piezoelektri nih aktuatora, dok se jedna ina 3.25 odnosi na laminarne senzore. U matri noj formi jedna ine 3.24 i 3.25 se mogu napisati:

$$\begin{pmatrix} T \\ D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c^E & -e \\ e & \varepsilon^S \end{pmatrix} \begin{pmatrix} S \\ E \end{pmatrix} \quad 3.27$$

U tabeli 3.1, važno je uo iti piezoelektri ni koeficijent e_{31} (jedna ini 3.24) je 300 puta ve i za PZT nego za PVDF; što ukazuje na superiorne mogu nosti aktucije piezokeramike u pore enju sa piezopolimerima. Na slici 3.1 prikazana su dva osnovna tipa piezoelektri nih aktuatora: linearni (štapasti) i piezoaktuatori laminarnog tipa.



Slika 3.1. Piezoelektri ni aktuatori: a) štapaсти dizajn, i b) laminarni dizajn [5]

Za multidimenzionalne aktuatorе, konstitutivne jedna ine zadržavaju više ili manje isti oblik. Ako je pravac polarizacije podudaran sa pravcem 3, konstitutivne jedna ine se mogu napisati u obliku slede e matrice:

Aktuator:

$$\begin{Bmatrix} S_{11} \\ S_{22} \\ S_{33} \\ 2S_{23} \\ 2S_{13} \\ 2S_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{22} & s_{23} & 0 & 0 & 0 \\ s_{13} & s_{23} & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{66} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{13} \\ T_{12} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{25} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \quad 3.28$$

compliance coupling

Senzor:

$$\begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{13} \\ T_{12} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \quad 3.29$$

coupling permittivity

Ispitivanjem jedna ine aktuatora (3.28), uo en je isti pravac širenja kada je elektri no polje E_3 prihva eno paralelno sa pravcem polarizacije aktuatora, amplituda ovog širenja je odre ena koeficijentom d_{33} . Sli no je prime eno i sa stezanjem duž pravca 1 i 2 normalnim na elektri no polje, amplituda je kontrolisana sa koeficijentima d_{31} i d_{32} , respektivno. Piezokeramika ima izotropsko ponašanje u ravni, $d_{31} = d_{32}$. Suprotno ovom, kada se PVDF polarizuju usled napona, njegove piezoelektri ne karakteristike su visoko anizotropne, sa približno $d_{31} \approx 5 \cdot d_{32}$. Jedna ina 3.28 tako e indicira da elektri no polje E_1 normalno na pravac polarizacije 3 proizvodi deformacije smicanja S_{13} , kontrolisanim sa piezoelektri nom konstantom d_{15} (isto se dešava ako je prihva eno polje E_2). Interesantna pojava ovog tipa aktucije je da d_{15} ima najve i piezoelektri ni koeficijent ($500 \cdot 10^{-12} C/N$ za PZT). Ova konstatacija vodi ka zaklju cima ga je mogu e ostvariti i aktuatore momenata, tj. Glazunov aktuator.

3.4 Model kona nih elemenata za aktivne strukture

Opis aktivne strukture metodom kona nih elemenata se izvodi iz Hamiltonovog principa. Lagranžova struktura, koja sadrži kona an broj diskretnih piezoelektri nih elemenata (aktuatora i senzora), se može opisati jedna inom slede eg oblika:

$$L = T^* + W_e^* = \frac{1}{2} \dot{\phi}^T M \dot{\phi} - \frac{1}{2} q^T K_{qq} q + \frac{1}{2} \phi^T C_{\phi\phi} \phi + \phi^T K_{\phi q} q \quad 3.30$$

U jedna ini 3.30, M je matrica mase, K_{qq} matrica krutosti strukture, $C_{\phi\phi}$ matrica kapacitivnosti piezoelektri nih elemenata (za fiksne pomeraje) i $K_{\phi q}$ je kuplovana matrica piezoelektri nih karakteristika, u odnosu na mehani ke i elektri ne promenjive.

Rezultuju e dinami ke jedna ine aktivne strukture se mogu napisati kao:

$$[M] \ddot{\phi} + [K_{qq}] q - [K_{\phi q}]^T \phi = Q \quad 3.31$$

$$[K_{\phi q}]q + [C_{\phi\phi}]\dot{\phi} = Q_e \quad 3.32$$

gde je Q_e vektor naelektrisanja izme u elektroda. Promenom napona na elektrodama, upravlja se elektri nim potencijalom elektroda i jedna ina 3.31 se može napisati (pod pretpostavkom da na sistem ne deluju spoljašnje sile, $Q = 0$):

$$[M]\ddot{\phi} + [K_{qq}]q = [K_{\phi q}]^T \phi \quad 3.33$$

gde $[K_{\phi q}]^T \phi$ predstavlja ekvivalentnu piezoelektri nu silu. Jednom kada se odredi pomeraj q , elektri no punjenje izme u elektroda se može izra unati pomo u jedna ine 3.32. Iz jedna ine 3.33 se može uo iti da se dinami ke karakteristike sistema sa kratkospojenom elektrodom ($\phi = 0$) ne menjaju i ako nema mehani ko elektri nog sprezanja piezoelektri nih materijala.

Suprotno, u slu aju kada je elektroda otvorena i odgovara uslovima punjenja $Q_e = 0$, zamenom ϕ iz jedna ine 3.32 u jedna inu 3.31 dobijamo:

$$[M]\ddot{q} + \left([K_{qq}] + [K_{q\phi}] [K_{\phi\phi}]^{-1} [K_{\phi q}] \right) q = f \quad 3.34$$

Jedna ina 3.34 pokazuje da kuplovanje piezoelektri nih materijala na mehani ke strukture ima tendenciju globalnog pove anja krutosti sistema iako su elektrode ostavljene otvorenim. Prirodna frekvencija sistema sa otvorenim elektrodama je ve a nego sa kratkospojenim elektrodama, i ova konstatacija služi za razvoj pasivnih i aktivno-pasivnih sistema upotrebom piezoelektri nih materijala.

3.5 Optimizacija veli ine, položaja i orijentacije elemenata aktivnih struktura

Efikasnost aktivnog upravljanja vibracijama odre ena je položajima i veli inama aktuatora i senzora. Položaji i veli ine aktuatora biraju se tako da, sa što manje uložene

energije, prigušenje vibracija bude ve e. Sli no, da bi se dobile bolje informacije o veli inama stanja sa senzora, položaji i veli ine senzora biraju se tako da pružaju što ve i i prilagodljiviji izlaz sa niskim nivom šuma. Drugim re ima, ako se želi prigušiti odre eni mod, aktuatore i senzore neophodno je dimenzionisati i smestiti tako da se ostvari što bolja upravljivost i osmotrivost tog moda. Usled spoljašnjih uticaja, kod vibracija struktura, može se javiti jedan mod, ali nije isklju ena pojava prigušenja ve eg broja modova istovremeno, sa ime odre ivanje položaja i veli ina aktuatora i senzora postaje kompleksnije. [45]

Da bi se odredili optimalni položaji i veli ine aktuatora i senzora, u ovom radu upotrebljena je metoda optimizacije koja se naziva „Particle swarm“ optimizacija („PSO“), ili, u prevodu, optimizacija rojem estica.

3.5.1 *Upravlјivost i osmotrivost*

Upravlјivost je sposobnost sistema da, uz pomo aktuatora, upravlja svim veli inama stanja datog sistema. Osmotrivost se može definisati kao sposobnost sistema da se na osnovu izlaznog signala, sa senzora, mogu dobiti sve neophodne informacije za utvr ivanje svih veli ina stanja sistema. Drugim re ima, linearni sistem, je u potpunosti upravljiv ako postoji vektor upravljanja koji može prevesti sistem iz po etnog stanja $\{X(t_0)\}$ u neko kona no stanje $\{X(t_1)\}$ unutar proizvoljnog kona nog vremena $t_0 < t < t_1$. Sistem je u potpnosti osmotriv ako se svaki vektor stanja u svakom trenutku može utvrditi na osnovu izlaza sa senzora.

Provera upravljivosti sistema može se izvršiti proverom ranga matrice upravljivosti, koja je data na slede i na in:

$$[S] = \begin{bmatrix} [B] & [A][B] & [A]^2[B] & \dots & [A]^{n-1}[B] \end{bmatrix} \quad 3.35$$

gde matrica $[B]$ predstavlja matricu ulaza dok matrica $[A]$ predstavlja matricu stanja sistema. Sistem je u potpunosti upravljiv ako matrica $[S]$ ima rang n . Na sli an na in se može definisati i matrica osmotrivosti:

$$[O] = \begin{bmatrix} [C_s] \\ [C_s][A] \\ [C_s][A]^2 \\ \mathbf{M} \\ [C_s][A]^{n-1} \end{bmatrix} \quad 3.36$$

gde matrica $[C_s]$ predstavlja matricu izlaza sistema. Sistem je osmotriv ako je rang matrice osmotrivosti n . Jedna ine stanja sistema su dati u glavi 4 ovog rada.

Navedeni kriterijumi za upravljivost i osmotrivost imaju svoj nedostatak, a to je da oni daju samo informaciju da li je sistem upravljiv ili ne, odnosno, osmotriv ili ne, tj. ne pružaju kvantitativne informacije o upravljivosti i osmotrivosti.

Alternativni pristup je upotreba gramijana za odre ivanje osobina sistema. Gramijani su nenegativne matrice koje kvantitativno izražavaju upravljivost i osmotrivost, a pri tome su lake za ra unanje i mogu se primeniti i na sisteme višeg reda. Gramijanove matrice upravljivosti i osmotrivosti mogu se definisati na slede i na in:

$$\begin{aligned} [W_C(t)] &= \int_0^t \exp([A]\tau) [B][B]^T \exp([A]^T \tau) d\tau \\ [W_O(t)] &= \int_0^t \exp([A]^T \tau) [C_s]^T [C_s] \exp([A]\tau) d\tau \end{aligned} \quad 3.37$$

Ako se Gramijanove matrice upravljivosti i osmotrivosti izraze u modalnim koordinatama, tada one postaju dijagonalno dominantne:

$$[W_C] = \begin{bmatrix} W_{C11} & 0 & \mathbf{L} & 0 \\ 0 & W_{C22} & \mathbf{L} & 0 \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} \\ 0 & 0 & \mathbf{L} & W_{Cnn} \end{bmatrix} \quad 3.38$$

$$[W_O] = \begin{bmatrix} W_{O11} & 0 & L & 0 \\ 0 & W_{O22} & L & 0 \\ M & M & O & M \\ 0 & 0 & L & W_{Omn} \end{bmatrix} \quad 3.39$$

gde se svaki dijagonalni lan može izraziti u formi nezavisno od vremena:

$$W_{Cii} = \frac{1}{4\xi_i \omega_i} (B)_i (B)_i^T$$

$$W_{Oii} = \frac{1}{4\xi_i \omega_i} \{C\}_i^T \{C\}_i \quad 3.40$$

gde $(B)_i$ predstavlja i-tu vrstu matrice ulaza, a $\{C\}_i$ predstavlja i-tu kolonu matrice izlaza. Vrednost W_{Cii} pruža informaciju o energiji prenesenoj sa aktuatora na strukturu u slu aju redukcije i-tog moda. Drugim re ima, ve a vrednost i-te sopstvene vrednosti gramijanove matrice upravljivosti dovodi do boljeg upravljanja i-tim modom. Opet, ako je bar jedna sopstvena vrednost mala, upravljanje odgovaraju im modom e biti teže i zahteva e više energije. Sa druge strane, ako je vrednost i-te sopstvene vrednosti gramijanove matrice osmotrivosti mala, tada i-ti mod ne e biti dovoljno osmotriv.

3.5.2 Ciljna funkcija i ograni enja

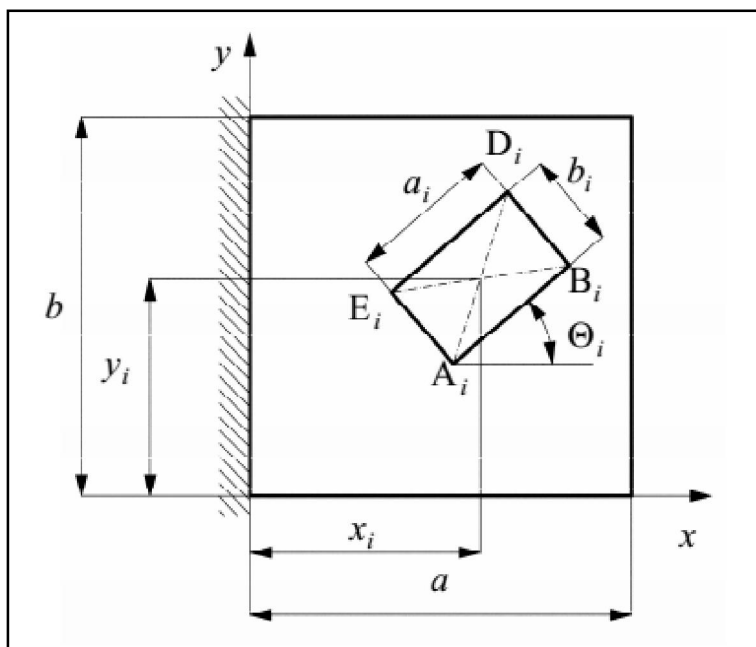
U ovom poglavlju bi e formulisan kriterijum optimizacije za optimalne veli ine i položaje piezoelektri nih aktuator-senzor (A-S) parova. Njihovi položaji i veli ine moraju biti takvi da pružaju što ve u upravljivost i osmotrivost za modove kojima se upravlja. Kako se aktuator-senzor parovi nalaze na istom mestu, samo sa suprotnih strana plove i istih su dimenzija, bi e izvršena samo optimizacija na osnovu upravljivosti. Indeks performansi se može predstaviti kao [45]:

$$J_e = trace([W_C]) (\det([W_C]))^{1/(2N_c)} \quad 3.41$$

gde N_C predstavlja broj modova kojima se upravlja. Imaju i u vidu jedna inu 3.41, funkcija cilja je:

$$OBJ = \max(J_e) \quad 3.42$$

Na slici 3.2 prikazana je plo a sa i-tim aktuator-senzor parom.



Slika 3.2. Plo a sa i-tim aktuator-senzor parom [45]

Veli ine kojima je odre en i-ti aktuator-senzor par su slede e:

- x_i, y_i : položaj centra aktuator-senzor para u odnosu na koordinatni sistem plo e
- a_i, b_i : dužina i širina aktuator-senzor para
- Θ_i : orijentacija aktuator-senzor para.

Vrste ograni enja koje se name u su slede e:

1. ograni enja u pogledu dimenzije aktuator-senzor para:

$$a_{i\min} \leq a_i \leq a_{i\max}, \quad b_i \leq b_i \leq b_{i\max}, \quad i = 1, \mathbf{K}, N_P, \quad 3.43$$

gde su $a_{i\min}$ i $a_{i\max}$ minimalna i maksimalna dužina i-tog aktuator-senzor para, a $b_{i\min}$ i $b_{i\max}$ je njihova minimalna i maksimalna širina, dok predstavlja broj aktuator-senzor parova.

2. ograni enja u pogledu položaja aktuator-senzor para:

$$0 \leq x_{Ai}, x_{Bi}, x_{Di}, x_{Ei} \leq a, \quad 0 \leq y_{Ai}, y_{Bi}, y_{Di}, y_{Ei} \leq b, \quad i = 1, \mathbf{K}, N_p, \quad 3.44$$

3. ograni enja u pogledu ukupne površine koju prekrivaju aktuator-senzor parovi:

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_p} a_i b_i}{ab} \leq \varepsilon \quad 3.45$$

gde predstavlja toleranciju prekrivenosti površine,

4. poslednja ograni enja su dinami ka ograni enja koja ne dozvoljavaju me usobna preklapanja aktuator-senzor parova.

Uzimaju i u obzir ograni enja, problem optimizacije svodi se na nalaženje parametara x_i, y_i, a_i, b_i i Θ_i $i = (1, 2, \mathbf{K}, N_p)$, tako da funkcija cilja:

$$\bar{J}_e = \begin{cases} J_e & \text{ako ograni enja nisu narušena} \\ 0 & \text{ako su ograni enja narušena} \end{cases} \quad 3.46$$

bude maksimizirana.

Glava 4

4 UPRAVLJA KI ALGORITMI I KARAKTERISTIKE SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA

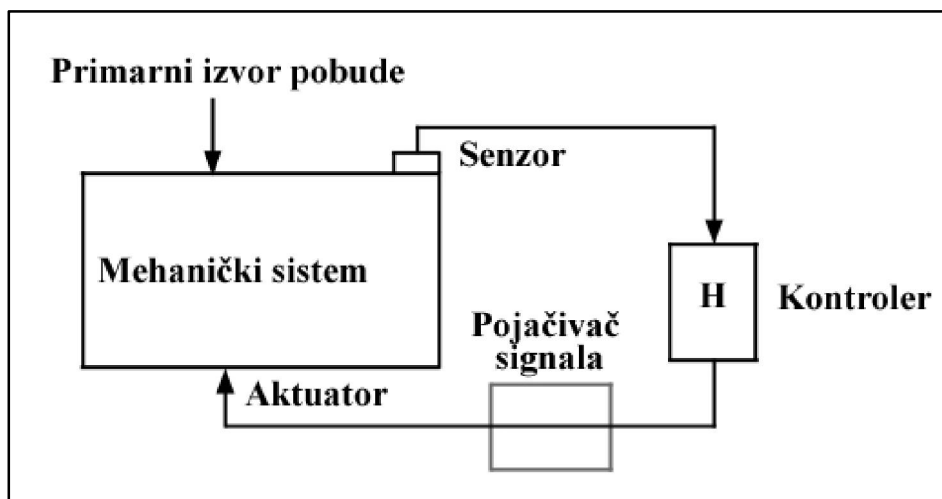
U uvodnom razmatranju ove doktorske disertacije i opisu elemenata sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja, datim u glavi 2, definisani su na ini, tipovi i strategije upravljanja sistema za prigušenje vibracija. Sve strategije upravljanja delimo u dve grupe, i to: strategije sa povratnom spregom (feedback) i strategije sa petljama unapred (feedforward) [27].

Ova glava rada se isključivo bavi principima razvoja kontrolera sistema aktivnog upravljanja vibracijama izabranom strategijom povratne spregom (feedback). Upravlja ki sistemi opisani u ovoj glavi predstavljaju rešenja za prigušenje vibracija mehaničkih sistema čiji su kontrolni signali jednaki zbiru primarnih izvora pobuda (spoljašnje sile) i sekundarnih izvora pobuda (dejstvo aktuatora). Navedena strategija upravljanja vibracijama biće opisana kroz jednokanalne sisteme (single input – single output). Jednokanalni sistemi su izabrani radi lakšeg i konciznijeg poređenja performansi i stabilnosti sistema pri razvoju aplikacija prigušenja vibracija.

4.1 Jednokanalni sistemi upravljanja sa povratnom spregom

U ovom delu će se inicijalno razmatrati sistem upravljanja vibracijama sa jednim senzorom (kontrolni signal) i jednim aktuatorom, za šta je potrebno posedovati jednokanalni regulator. Kontrolni sensor meri ukupan odziv mehaničkog sistema bez

obzira na broj sila koje na njega deluju, ovaj signal se uvodi u regulator i poredi sa zadatom (željenom) vrednosti. U zavisnosti od razlike izme u ove dve vrednosti u regulatoru se vrši prora un upravlja kog signala koji se dalje šalje na aktuator. Prora un upravlja kog signala se vrši na osnovu adekvatnog algoritma upravljanja. Za aktivne sisteme izme u regulatora i aktuatora postoji dodatni ure aj koji obezbe uje dodatnu energiju za rad aktuatora, za piezoelektri ne aktuatore to je poja iva napona. Regulatori naj eš e rade u opsegu od -5V do +5V, dok piezoelektri ni aktuatori rade u razli itim opsezima visokog napona, naj eš e od -200V do +200V. Jasno je da jedan upravlja ki signal mora biti poja an minimalno 40 puta kako bi se snabdevao aktuator sa adekvatnim naponom. Blok dijagram mehani kog sistema sa povratnom spregom je dat na slici 4.1. Ukupna pobuda prikazanog sistema je jednaka razlici primarnih izvora i sekundarne pobude sa aktuatora.

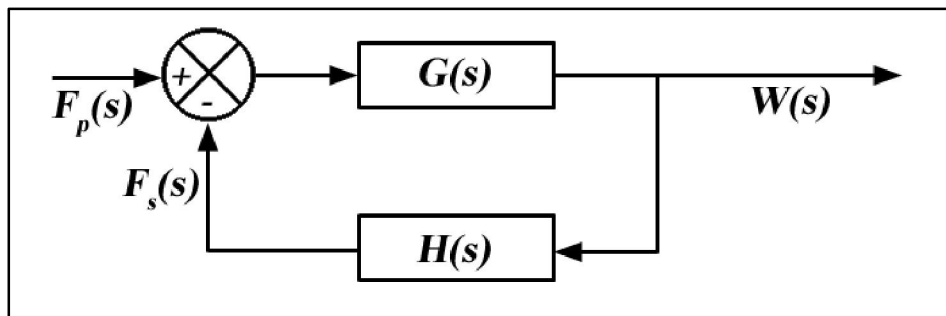


Slika 4.1. Komponente sistema sa povratnom spregom [27]

Prenosna funkcija mehani kog sistema, $G(s)$ se definiše kao odnos Laplasove transformacije odgovora sistema, $W(s)$ i Laplasove transformacije ukupne pobude sistema, $F_p(s) - F_s(s)$. Prenosna funkcija regulatora sa povratnom spregom se definiše kao odnos Laplasove transformacije sekundarne pobude sistema, $F_s(s)$ i Laplasove transformacije odgovora sistema, $W(s)$ i obeležava se kao $H(s)$. Ekvivalentni blok dijagram sistema sa povratnom spregom dat je na slici 4.2. [49, 50, 51]

Teorija standardnih linearnih sistema se koristi radi odreivanja ukupnog odziva sistema, ukljuuju i povratnu spregu. Na osnovu datih definicija prenosna funkcija mehanskog sistema $G(s)$, se može prikazati Laplasovom transformacijom njenog odgovora kao:

$$W(s) = G(s)[F_p(s) - F_s(s)] \quad 4.1$$



Slika 4.2. Blok šema upravlja log sistema sa povratnom spregom [27]

Laplasova transformacija sekundarne pobude može se tako e prikazati korišćenjem prenosne funkcije regulatora sa povratnom spregom, $H(s)$, kao:

$$F(s) = H(s)W(s) \quad 4.2$$

Kombinovanjem jedna ina 4.1 i 4.2 dobija se:

$$W(s) = G(s)[F_p(s) - H(s)W(s)] \quad 4.3$$

Nakon algebarskih manipulacija sa jedna inom 4.3, prenosna funkcija mehanskog sistema sa povratnom spregom se može napisati kao:

$$\frac{W(s)}{F_p(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad 4.4$$

Jedna ina 4.4 se koristi za određivanje karakteristika mehaničkih sistema i regulatora sa povratnom spregom, “zatvorena petlja – closed loop”. Bitna karakteristika sistema sa povratnom spregom se najlakše ilustruje koristeći pristup frekventnog odgovora, međutim ovaj pristup podrazumeva da je sistem u “otvorenoj petlji – open loop” stabilan. Transformacijom prenosne funkcije date u jedna 4.5 u frekventni odziv zamenom $s = j\omega$, dobijamo:

$$\frac{W(j\omega)}{F_p(j\omega)} = \frac{G(j\omega)}{1 + G(j\omega)H(j\omega)} \quad 4.5$$

gde jedna 4.5 predstavlja frekventni odziv sistema u zatvorenoj petlji.

Ako se podesi da je frekventni odziv sistema u otvorenoj petlji, $G(j\omega)H(j\omega)$, sa malim faznim pomerajem u posmatranom frekventnom opsegu, a da je pojačanje sistema mnogo veće od jedan, konstatuje se sledeće:

$$|1 + G(j\omega)H(j\omega)| \gg 1 \quad 4.6$$

onda je:

$$\left| \frac{W(j\omega)}{F_p(j\omega)} \right| \ll G(j\omega) \quad 4.7$$

Odgovor mehaničkog sistema sa regulatorom u povratnoj sprezi je izuzetno prigušen za posmatrani frekventni opseg, tj. prigušenje sistema je veliko.

Na frekvencijama van radnog opsega nije moguće u otvorenoj petlji podesiti fazni pomeraj odgovora na malu vrednost. Svako kašnjenje u mehaničkom sistemu ili u putanji povratne sprege je neizbežno povećava fazni pomeraj signala na višim radnim frekvencijama. Ako je pojačanje sistema sa otvorenom petljom jedinično na bilo kojoj radnoj frekvenciji ω_c , fazni pomeraj u otvorenoj petlji je 180° , onda je:

$$G(j\omega)H(j\omega) = -1 \quad \text{na} \quad \omega = \omega_c \quad 4.8$$

i

$$W(j\omega) \rightarrow \infty \quad \text{na} \quad \omega = \omega_c \quad 4.9$$

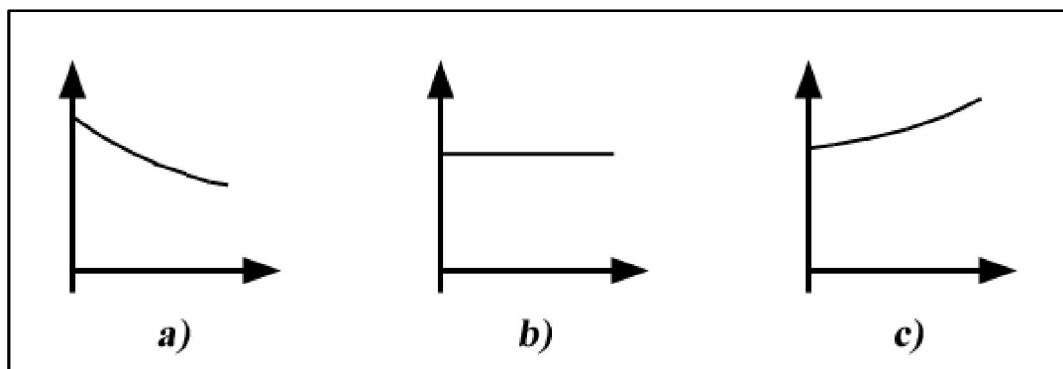
sistem postaje nestabilan.

Projektovanje praktičnih regulatora zbog navedenih karakteristika predstavlja kompromis između visokih pojačanja otvorene petlje za dostizanje dobrih performansi u radnom frekventnom opsegu i niskih pojačanja otvorene petlje radi obezbeđivanja stabilnosti sistema za frekvencije van radnih opsega. [27]

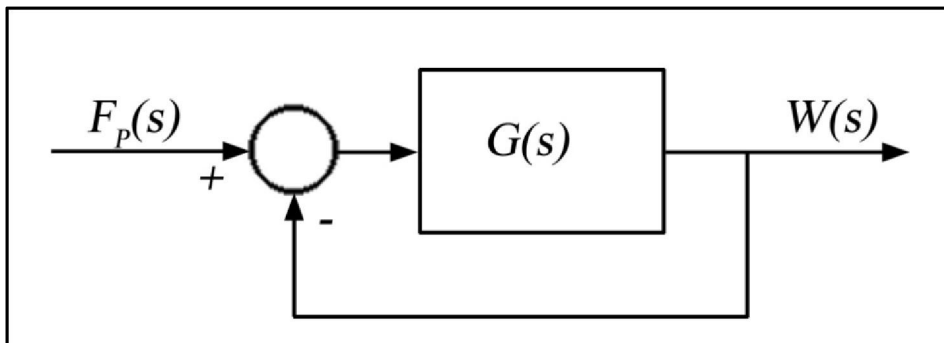
4.2 Stabilnost sistema upravljanja sa povratnom spregom

Ako se kao pobuda u sistemu posmatra $\delta(t)$, koja je konačna pobuda (išezava tokom vremena) tada se odzivi dinamika sistema mogu predstaviti slikom 4.3, gde je sistem prikazan na slici 4.3a) stabilan, 4.3b) granično stabilan i 4.3c) nestabilan.

Osobina stabilnosti je u tesnoj vezi sa položajem polova dinamika sistema u kompleksnoj s-ravni. Posmatra se elementarna upravljačka struktura, prikazana na slici 4.4.



Slika 4.3. Odziv sistema na konačnu pobudu: a) stabilan, b) granično stabilan i c) nestabilan



Slika 4.4. Elementarna upravljačka struktura sa jediničnom negativnom povratnom spregom

Neka je:

$$G(s) = K \frac{P_m(s)}{Q_n(s)} \quad 4.10$$

gde je n – m. Funkcija spregnutog prenosa je:

$$\frac{W(s)}{F_p(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)} = \frac{KP_m(s)}{KP_m(s) + Q_n(s)} \quad 4.11$$

Karakteristična jednačina je:

$$KP_m(s) + Q_n(s) = 0 \quad 4.12$$

Na osnovu rešenja karakteristične jednačine s_i , $i=1,2,\dots,n$ izraz 4.11 se može napisati u obliku:

$$\frac{W(s)}{F_p(s)} = \frac{KP_m(s)}{\prod_{i=1}^n (s - s_i)} \quad 4.13$$

ako je p polova realno i prosto i r pari polova konjugovano kompleksno ($p + 2r = n$), impulsni odziv sistema je:

$$Y(s) = \sum_{i=1}^p \frac{A_i}{s + \sigma_i} + \sum_{k=1}^r \frac{B_k s + C_k}{s^2 + 2\alpha_k s + (\alpha_k^2 + \omega_k^2)} \quad 4.14$$

gde su: $s_i = -\sigma_i$ realni polovi, $s_{k1,2} = -\alpha_k \pm j\omega_k$ kompleksni, a A_i , B_k i C_k konstante. Primenom inverzne Laplaceove transformacije izraz (4.14) prelazi u vremenski domen, pa je:

$$y(t) = \sum_{i=1}^p A_i e^{-\sigma_i t} + \sum_{k=1}^r D_k e^{-\alpha_k t} \sin(\omega_k t + \phi_k) \quad 4.15$$

gde su D_k konstante koje zavise od B_k , C_k , α_k i ω_k . Iz poslednjeg izraza se vidi da e uslov:

$$y_{ss} = y(\infty) = \lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = 0 \quad 4.16$$

biti zadovoljen ako i samo ako je $\forall(-\sigma_i) < 0$ i $\forall(-\alpha_k) < 0$ odnosno ako svi polovi sistema imaju realan deo manji od nule. [49]

Na osnovu navedenog zaklju uje se da e sistem biti stabilan ako poseduje sve polove u levoj poluravni kompleksne s-ravni. Ako poseduje bar jedan pol u koordinatnom po etku i/ili par polova na imaginarnoj osi, dok se svi ostali polovi nalaze u levoj poluravni kompleksne s-ravni sistem je grani no stabilan. Ako sistem poseduje bar jedan pol (ili par konjugovano kompleksnih polova) u desnoj poluravni kompleksne s-ravni, bez obzira na broj polova u levoj poluravni, koordinatnom po etku ili imaginarnoj osi, sistem je nestabilan. Na osnovu ovog izlaganja se vidi da kompletnu informaciju o stabilnosti nosi karakteristi ni polinom sistema. Analizom prirode polova se utvr uje stabilnost sistema.

4.3 Algebarski kriterijumi stabilnosti

Rešavanje jedna ine 4.12 nekada može biti prili no komplikovano (rešavanje algebarske jedna ine višeg reda) pa se postavlja pitanje: da li se stabilnost sistema može ispitati bez eksplicitnog rešavanja karakteristi ne jedna ine? Može, i u tu svrhu se koriste kriterijumi stabilnosti. Dva algebarska kriterijuma stabilnosti koji su kriterijumi Routh-a i Hurwitz-a.

Posmatra se karakteristi na jedna ina sistema:

$$f(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 = 0 \quad 4.17$$

Nakon rešavanja jedna ine 4.17, polinom $f(s)$ se može napisati u faktorizovanom obliku:

$$f(s) = a_n (s - p_1)(s - p_2) \dots (s - p_n) = 0 \quad 4.18$$

gde je p_i i-ti ($i=1,2,\dots,n$) pol sistema. Množenjem inilaca jedna ine 4.18 se dobija:

$$f(s) = a_n s^n - a_n (p_1 + p_2 + \dots + p_n) s^{n-1} + a_n (p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3 + \dots) s^{n-2} - a_n (p_1 p_2 p_3 + p_1 p_2 p_4 + \dots) s^{n-3} + \dots + a_n (-1)^n p_1 p_2 \dots p_n = 0 \quad 4.19$$

Prema poslednjem izrazu se vidi da e svi koeficijenti $a_n, a_{n-1}, \dots, a_1, a_0$ biti istog znaka ako su svi $R_e \{p_i\} < 0$, pa se dolazi do zaklju ka da je potreban uslov stabilnosti sistema da svi koeficijenti karakteristi nog polinoma budu istog znaka (naj eš e se to "istog znaka" poistove uje sa "pozitivni"). Ovo je, nažalost, i dovoljan uslov samo za sisteme prvog i drugog reda, dok se za sisteme višeg reda moraju vršiti i dodatna ispitivanja. [50, 51]

Sistem prvog reda: $a_1 s + a_0 = 0 \Rightarrow s = -\frac{a_0}{a_1}$ pa je $s < 0$ ako su a_1 i a_0 istog znaka.

Kod sistema višeg reda mora se primeniti neki od kriterijuma za ispitivanje stabilnosti. Takva dva algebarska kriterijuma su nezavisno jedan od drugog postavili po etkom XIX veka Routh i Hurwitz. Kriterijumi su bili postavljeni sa ciljem da se odredi priroda rešenja karakteristi ne jedna ine 4.17 (znak realnog dela svih rešenja jedna ine) bez rešavanja iste.

Routh-ov kriterijum: Posmatra se karakteristi na jedna ina 4.17 i na osnovu koeficijenata karakteristi nog polinoma $f(s)$ se formira Routh-ova šema koeficijenata kako je to pokazano Tabelom 4.1 (šema se sastoji iz $n+1$ vrste):

Tabela 4.1 – Routh-ova šema koeficijenata

s^n	a_n	a_{n-2}	a_{n-4}	...
s^{n-1}	a_{n-1}	a_{n-3}	a_{n-5}	...
s^{n-2}	b_1	b_2	b_3	...
s^{n-3}	c_1	c_2	c_3	...
...				
s^0	h_1			

Prve dve vrste Routh-ove šeme koeficijenata se sastoje od koeficijenata karakteristi nog polinoma, dok se elementi po evši od tre e vrste pa do kraja izra unavaju na slede i na in, tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Elementi Routh-ove šeme koeficijenata

$$b_1 = \frac{a_{n-1}a_{n-2} - a_n a_{n-3}}{a_{n-1}}$$

$$b_2 = \frac{a_{n-1}a_{n-4} - a_n a_{n-5}}{a_{n-1}}$$

$$b_3 = \frac{a_{n-1}a_{n-6} - a_n a_{n-7}}{a_{n-1}}$$

$$c_1 = \frac{b_1 a_{n-3} - a_{n-1} b_2}{b_1}$$

$$c_3 = \frac{b_1 a_{n-5} - a_{n-1} b_3}{b_1}$$

$$\vdots$$

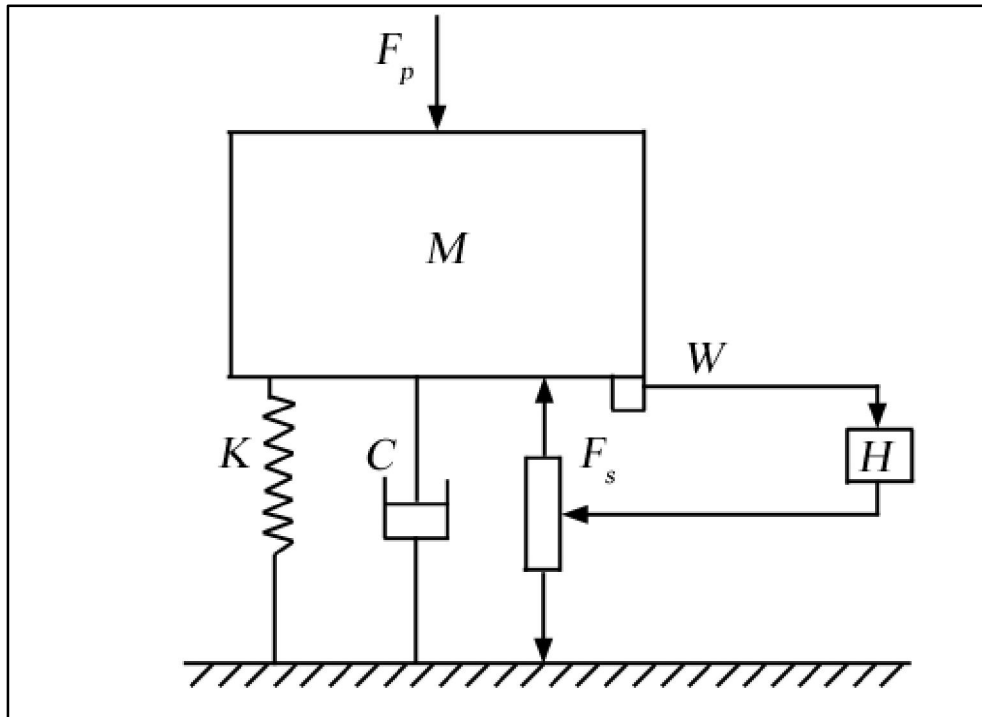
$$\vdots$$

$$\vdots$$

Kada je šema formirana, posmatra se prva kolona – Routh-ova kolona. Sada važi teorema: broj korena algebarske jednačine koji imaju pozitivne realne delove, jednak je broju promena znaka elemenata u Routh-ovoj koloni. Na osnovu prethodnog može se definisati Routh-ov kriterijum stabilnosti: potreban i dovoljan uslov da bi sistem bio stabilan jeste da svi elementi Routh-ove kolone, formirane na osnovu koeficijenata karakterističnog polinoma, budu istog znaka (što se najčešće svodi na “pozitivni”). Sistem će biti granično stabilan ako se u Routh-ovoj koloni pored koeficijenata istog znaka pojavljuju i nule. Broj granično stabilnih polova je jednak broju prelaza sa nenultih na nulte vrednosti i obrnuto. [49, 50, 51]

4.4 Modifikacija odziva sistema sa jednim stepenom slobode

U ovom delu razmatra se idealan sistem jednokanalnog sistema upravljanja sa povratnom spregom, koji je integrisan na sistem sa koncentrisanom masom i jednim stepenom slobode. Fizički prikaz sistema je dat na slici 4.5. Za signal sa senzora, W , se pretpostavlja da je proporcionalan pomeraju mase. Za aktuator se pretpostavlja da generiše samo sekundarnu pobudu sistema, F_s , proporcionalnu upravljačkom signalu. Karakteristike krutosti ili prigušenja uvezani sa aktuatorom mogu se odrediti za celokupan sistem preključenja upravljanja. U skladu sa pretpostavkom o spregnutosti sistema i neaktivnog upravljanja, vrednost upravljačkog signala za aktuator je nula, a samim tim sekundarna sila će takođe biti jednaka nuli. Pod navedenim uslovima dinamički odziv sistema sa jednim stepenom slobode se može odrediti na osnovu diferencijalnih jednačina, određenih u glavi 3 ove disertacije, napisane se u vremenskom domenu primarne sile, $f_p(t)$, i pomeranju mase, $w(t)$, kao:



Slika 4.5. Regulator integrisan na sistem sa jednim stepenom slobode

$$f_p(t) = M \ddot{w}(t) + C \dot{w}(t) + K w(t) \quad 4.20$$

Laplasovom transformacijom svakog člana date diferencijalne jednačine i pretpostavke da su početne uslovi, $w(t) = 0$ i $\dot{w}(t) = 0$, jednačina 4.20 se može napisati u sledećem obliku:

$$F_p(s) = M s^2 W(s) + C s W(s) + K W(s) \quad 4.21$$

Prenosna funkcija koja definiše odziv mehaničkog sistema pre upravljanja se može definisati kao:

$$G(s) = \frac{W(s)}{F_p(s)} \quad 4.22$$

Na osnovu definicije date u 4.22 i jednačine 4.21, može se definisati prenosna funkcija sistema:

$$G(s) = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K} \quad 4.23$$

U cilju određivanja odziva sistema u zatvorenoj petlji, prikazanim na slici 4.5, potrebno je znati oblik regulatora u povratnoj sprezi, $H(s)$. Pretpostavi se da električni odziv regulatora je takav da sekundarna sila ima tri komponente, koje su proporcionalne ubrzanju, brzini i pomeraju mase, sa konstantama pojačanja g_a , g_v i g_d . Sekundarna sila u vremenskom domenu se može napisati kao:

$$f_s(t) = g_a \ddot{w}(t) + g_v \dot{w}(t) + g_d w(t) \quad 4.24$$

Na osnovu date pretpostavke, idealno rešenje bi bilo da se koriste tri zasebna merna pretvarača koja bi merila ubrzanje, brzinu i pomeraj. U praksi, najčešće se moguće upotreba samo jednog mernog pretvarača. Na primer ako se postavi akcelerometar, za merenje ubrzanja, koristi se elektronski integratori za određivanje brzine i pomeraja. Opisani pristup projektovanja regulatora je validan samo za određene frekventne opsege iz praktičnih razloga jer elektronski integratori nemaju beskonačno pojačanje na nultim frekvencijama koje poseduju idealni integratori. Stoga pozicija koncentrisane mase ne može biti izvedena upotrebom akcelerometra. Na osnovu iznetih činjenica može se zaključiti da ako želimo da upravljamo vibracijama nekog tela, moramo ograničiti frekventni radni opseg sistema upravljanja sa povratnom spregom na frekvencije koje su više od nulte frekvencije. Jednačina 4.20 još uvek može da obezbedi dobar model za upravljanje vibracijama u povratnoj sprezi za frekventni opseg zadržan za rešenje problema vibracija nekog tela, čak i ako je za senzor izabran akcelerometar. Ako imamo senzor koji meri brzinu tela, zakoni povratne sprege datih u jednačini 3.20 i dalje se mogu realizovati i primeniti tako što se vrši jedna integracija i jedna diferencijacija.

Odziv nulte-frekvencije sistema nije interesantan za dalja razmatranja, po etničkim uslovi sistema sa algoritmom upravljanja povratne sprege može biti ignorisani.

Laplasovom transformacijom jedna ina 4.24 može se dobiti prenosna funkcija regulatora povratne sprege, $H(s)$, kao:

$$H(s) = \frac{F_s(s)}{W(s)} = g_a s^2 + g_v s + g_d \quad 4.25$$

Dve prenosne funkcije otvorenih petlji date jedna inama 4.23 i 4.25, se sada mogu iskoristiti za određivanje odziva zatvorene petlje opisanim u jedna ini 4.4:

$$\frac{W(s)}{F_p(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} = \frac{1}{(M + g_a)s^2 + (C + g_v)s + (K + g_d)} \quad 4.26$$

Efekat ubrzanja, brzine i pomeranja u povratnoj sprezi se jasno modifikuje u efektivnu masu, prigušenje i krutost mehani kog sistema, respektivno.

Jedna ina 4.26, analogno sa jedna inom 4.23, se sada može prikazati kao:

$$\frac{W(s)}{F_p(s)} = \frac{1}{M' s^2 + C' s + K'} \quad 4.27$$

gde su: $M' = M + g_a$ - modifikovana masa, $C' = C + g_v$ - modifikovano prigušenje i $K' = K + g_d$ - modifikovana krutost sistema.

U idealnom slučaju, stabilnost sistema u zatvorenoj petlji je sigurno obezbeđena ako su vrednosti za M' , C' i K' pozitivne. U principu, kada se masa, prigušenje i krutost sistema nezavisno modifikuju sa tri pojačanja u regulatoru sa povratnom spregom, jasno je da se svaki od ova tri parametra može podesiti u opsegu od nule do izuzetno visokih vrednosti kako bi se obezbedilo da sve tri modifikovane vrednosti mase, prigušenja i krutosti zadovolje zahtev pozitivnosti. U praksi najčešće se smanjuje opseg pojačanja u povratnoj sprezi.

4.5 Efekat kašnjenja u povratnoj sprezi

Jedan od najvažnijih efekata koji ograničava performanse regulatora u povratnoj sprezi na praktičnim mehaničkim sistemima je nemogućnost modelovanja kašnjenja faznog ugla (ugaonog pomeraja), odnosno kašnjenje odziva sistema. Kašnjenje odziva sistema najčešće raste zbog dinamike odziva korišćenih senzora ili aktuatora kroz vremensko kašnjenje obrade u regulatoru. Vremensko kašnjenje je naročito izraženo ako je algoritam upravljanja integrisan na digitalnom regulatoru sa upotrebom anti-aliasing i modifikovanih filtera. Na osnovu navedenih činjenica o vremenskom kašnjenju u povratnoj sprezi utiče na prenosnu funkciju regulatora i sa tog aspekta vrši se modifikacija jednačina 4.25:

$$H(s) = \frac{F_s(s)}{W(s)} = e^{-s\tau} (g_a s^2 + g_v s + g_d) \quad 4.28$$

gde je τ pretpostavljeno vreme kašnjenja. Ako je kašnjenje malo, frekventni odziv se može prikazati kao:

$$e^{-j\omega\tau} \approx 1 - j\omega\tau \quad \text{za} \quad \omega\tau \ll 1 \quad 4.29$$

Frekventni odziv sa vremenskim kašnjenjem sistema upravljanja sa povratnom spregom u zatvorenoj petlji postaje mnogo kompleksniji od odziva datog jednačinom 4.26, ali i dalje se može napisati u sledećem obliku:

$$\frac{W(j\omega)}{F_p(j\omega)} = \frac{1}{j\omega C'' + K'' - \omega^2 M''} \quad 4.30$$

Izraz efektivnog prigušenja se sada može napisati kao:

$$C'' = C + g_v - \tau g_d + \omega^2 \tau g_a \quad 4.31$$

efektivna krutost kao:

$$K'' = K + g_d \quad 4.32$$

i efektivna masa kao:

$$M'' = M + g_a - \tau g_v \quad 4.33$$

Na osnovu jednačina 4.31, 4.32 i 4.33 se može zaključiti da se efektivna krutost sistema ne menja usled vremenskog kašnjenja. Efektivna masa se menja za vrlo malu vrednost, pošto je τg_v izuzetno mala vrednost u odnosu na masu sistema M . Izraz efektivnog prigušenja je znatno promenjen usled vremenskog kašnjenja, τ , i zavisi od frekvencije kao što je prikazano u finalnom izrazu prigušenja datim u jednačini 4.31. Ako se za pomeranje i ubrzanje povratne sprege pretpostavi da su implementirani na takav način da se efektivna krutost i masa menjaju množenjem prirodne frekvencije sistema koeficijentom dva, relativne vrednosti izraza C , τg_d i $\omega^2 \tau g_a$ iz jednačine 4.31 se mogu odrediti. Na osnovu jednačine 4.33 mogu se definisati zakonomitosti uticaja kašnjenja na prigušenje sistema, i to: τg_d je bliska osnovnoj krutosti C sistema kada τ ima malu vrednost u odnosu na period prirodne frekvencije sistema, i pri ovim uslovima $\omega^2 \tau g_a$ je bliska vrednosti C za frekvencije koje su iznad vrednosti prirodne frekvencije sistema. Ako su ubrzanje ili pomeranje implementirani u petlju upravljanja sa malim kašnjenjem, efekat kašnjenja može znatno uticati i promeniti krutost sistema. Ako efektivna krutost sistema raste, ili se efektivna masa sistema smanjuje, onda g_d ima pozitivnu vrednost, a g_a negativnu vrednost, i efekat oba pojačanja regulatora može izazvati smanjenje efektivnog prigušenja. Čak i sa skromnom vrednošću kašnjenja u povratnoj sprezi, efektivno prigušenje može se smanjiti do vrednosti ispod nule, $C'' < 0$, i sistem može postati nestabilan. [27]

U zavisnosti od načina unosa i integracije vremenskog kašnjenja u algoritme upravljanja dobijaju se različiti efekti prigušenja realnih sistema. U praksi efektivno prigušenje sistema se povećalo i do 75% upotrebom sistema aktivnog upravljanja pomeranja i brzine. [52, 53, 54]

4.6 Jedna ine stanja sistema

Pre direktne transformacije diferencijalnih jednačina, koje opisuju dinamički sistem, u Laplasov domen, alternativni pristup je da se vremenski domen jednačina prevedu u standardni oblik izraza preko promenljivih koji definišu unutrašnje stanje sistema. Ovo je moguće upotrebom utvrđenih maternih metoda sa ciljem određivanja karakteristika sistema, kao što je stabilnost, njegova upravljivost i efekte različitih tipova upravljanja u povratnoj sprezi.

U ovom delu upoznaćemo se sa promenjivim stanja sistema uzimajući u razmatranje dinamiku mehaničkog sistema sa jednim stepenom slobode, opisanim u prethodnim poglavljima. Ponovo se razmatra diferencijalna jednačina sistema sa jednim stepenom slobode prikazana jednačinom 4.20:

$$f(t) = M \ddot{w}(t) + C \dot{w}(t) + K w(t) \quad 4.20$$

Potrebno je naglasiti da materno generalisanje jednačine 4.20 se može iskoristiti za opis mehaničkih sistema sa više stepeni slobode (jednačina 3.7).

Jednačina 4.20 se može napisati kao:

$$\ddot{w}(t) = -\frac{C}{M} \dot{w}(t) - \frac{K}{M} w(t) + \frac{1}{M} f(t) \quad 4.34$$

Jednačina 4.34, diferencijalna jednačina drugog reda, može se prikazati sa dve diferencijalne jednačine prvog reda. U ovom smislu potrebno je definisati dve promenjive koje će kompletno definisati unutrašnje stanje sistema. To su promenjive stanja i mogu se označiti kao $x_1(t)$ i $x_2(t)$. Jedan od mogućih izbora za promenjive stanja u datom primeru su pomeranje i brzina mase sistema:

$$x_1(t) = w(t), \quad x_2(t) = \dot{w}(t) \quad 4.35$$

Na osnovu uvedenih smena, međusobni odnos promenljivih stanja je diferencijalna jednačina prvog reda:

$$x_2(t) = \mathfrak{x}_1(t) \quad 4.36$$

sada se diferencijalna jednačina sistema sa jednim stepenom slobode, opisana jednačinom 4.34 može napisati kao:

$$\ddot{\mathfrak{x}}_2(t) = -\frac{C}{M}x_2(t) - \frac{K}{M}x_1(t) + \frac{1}{M}f(t) \quad 4.37$$

Sada se jednačine 4.36 i 4.37 mogu opisati jednom matricnom jednačinom, kao:

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathfrak{x}}_1(t) \\ \dot{\mathfrak{x}}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} f(t) \quad 4.38$$

ili u kompaktnijem obliku jednačina 4.38 se može napisati:

$$\dot{\mathfrak{x}}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad 4.39$$

gde su

$$\mathfrak{x}(t) = \begin{bmatrix} \mathfrak{x}_1(t) \\ \mathfrak{x}_2(t) \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix}$$

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$

u našem slučaju B je vektor, dok je $u(t)$ skalar sledećeg oblika:

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ M \end{bmatrix} \quad u(t) = f(t)$$

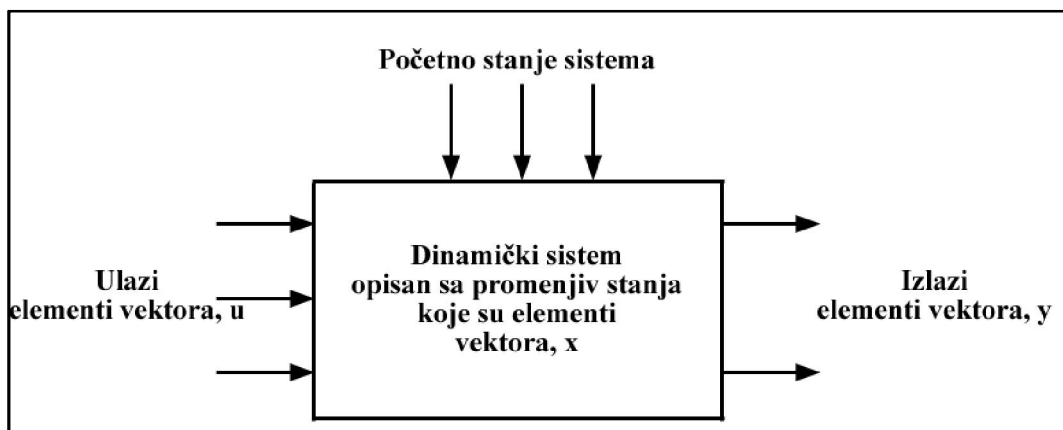
Jedna ina 4.39 opisuje ponašanje stanja unutrašnjih promenjivih sistema na koji deluje ulaz $u(t)$. Sli na jedna ina se može koristiti i za opis efekta izlaza i promenjive stanja izlaza $y(t)$ sistema, koji se u opštem obliku može napisati kao

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad 4.40$$

Ako se koristi senzor brzine na opisanom sistemu sa jednim stepenom slobode, imamo:

$$C = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad D = 0$$

Promenjive stanja su predstavljene na slici 4.6.



Slika 4.6. Promenjive stanja mehani kog sistema

Mnogo komplikovaniji mehani ki sistemi se mogu opisati koriste i istu pristup. U opisanom slu aju, masa se ne može sprezati sa drugom masom preko odvojenih opruga i prigušnica, u takvom slu aju zahtevalo bi se 4 promenjive stanja kako bi se

definisalo unutrašnje stanje sistema. Generalno svaki linearni mehanički sistem različitih kompleksnosti može se kompletno opisati sa parom matričnih jednačina opisanih jednačinama 4.39 i 4.40. Poznavanjem promenljivih stanja koje deluju kao prelazne promenjive između ulaznih i izlaznih signala pratimo i utičemo na širok opseg ponašanja sistema kao što je opisano i sa upotrebom prenosnih funkcija prostih ulazno-izlaznih sistema. Sprezanje dodatne (sekundarne) mase u sistem je vrlo slabo u odnosu na već pogonjenu masu, i ima izuzetno mali uticaj na prigušenje sistema u kretanju. Jednake promenljivih stanja koje se odnose na sekundarnu masu zbog toga postaju izuzetno kompleksne i velike za određenu frekvenciju pobude bez značajnog doprinosa na izlazne veličine sistema.

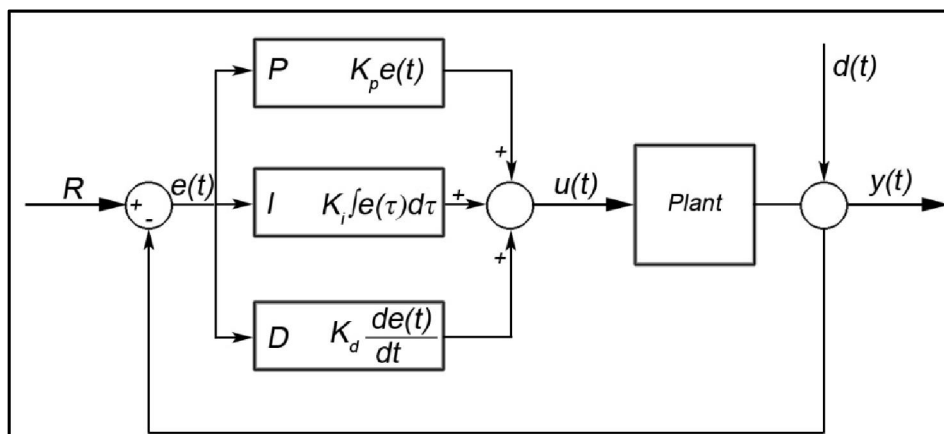
4.7 Proporcionalno-diferencijalno-integralni regulator

Proporcionalno-integralno-diferencijalni regulator, ili kraće PID regulator, je najčešće korišćeni regulator u sistemima regulacije sa zatvorenim povratnom spregom. PID regulator predstavlja jednu od najstarijih i najrasprostranjenijih upravljačkih strategija, a njegovom primenom se može uspešno rešiti oko 90% svih upravljačkih zadataka.

PID regulator se sastoji od tri konstantna dejstva: proporcionalnog (P), integralnog (I) i diferencijalnog (D). Funkcija prenosa PID regulatora je:

$$H_{PID}(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad 4.41$$

Blok šema sistema zatvorene povratne sprege sa implementiranim PID regulatorom je dat na slici 4.7.



Slika 4.7. Sistem zatvorene povratne sprege sa implementiranim PID regulatorom

Koeficijenti K_p , K_i i K_d predstavljaju pojačanja proporcionalnog, integralnog i diferencijalnog dejstva.

Ova tri dejstva se mogu opisati i u zavisnosti od vremena: proporcionalno dejstvo zavisi od trenutne greške, integralno dejstvo zavisi od greške koja se nakupila iz prošlosti, a diferencijalno dejstvo zavisi od predikcije greške iz budućnosti.

Da bi se bolje razumeo uticaj PID regulator na odziv sistema, biće opisano svako od njegovih tri dejstva.

Proporcionalno dejstvo menja upravljanje tako da ono bude direktno proporcionalno trenutnoj vrednosti greške. Ono određuje veličinu greške sistema, odnosno što je pojačanje veće, greška je manja. Međutim, u zavisnosti od tipa sistema, povećanje proporcionalnog pojačanja može dovesti i do nestabilnosti sistema. Kao što je već rečeno, povećanjem proporcionalnog dejstva se smanjuje greška u stacionarnom stanju, ali bez obzira koliko se poveća ovo dejstvo, njime se ne može u potpunosti eliminisati ta greška. Postojanje ove greške zavisi od samog procesa.

Kod nekih procesa moguće je da se željena performansa ostvari samo pomoću ovog dejstva, tako da se upravljanje realizuje isključivo pomoću P-regulatora.

Integralno dejstvo ubrzava sistem kako željenoj tački i eliminiše grešku u stacionarnom stanju koja ostaje od istog proporcionalnog dejstva. S obzirom da integralno dejstvo akumulira sve prethodne vrednosti greške, ono često dovodi do toga da sistem dobije preskok i da osciluje oko željene vrednosti. Zbog toga se integralno

dejstvo nikada ne koristi samo, već isključivo u kombinaciji sa proporcionalnim dejstvom, u vidu PI regulatora.

Diferencijalno dejstvo vodi računa o brzini promene signala greške. Naime, ako se ne želi preskok u odzivu, neophodno je da se sistem "ko i", odnosno da se usporava, onda kada se greška smanjuje, i to utoliko jače ukoliko je opadanje greške brže.

Uticao ovih dejstava na odziv sistema se može grubo predstaviti tabelom 4.3.

Tabela 4.3 – Uticaj PID dejstva na odziv sistema

	Vreme uspona	Preskok	Vreme smirenja	Greška ustaljenog stanja
K_p	Smanjuje	Povećava	Mala promena	Smanjuje
K_i	Smanjuje	Povećava	Povećava	Eliminiše
K_d	Mala promena	Smanjuje	Smanjuje	Mala promena

Odabir vrednosti pojačanja možemo vršiti intuitivno: povećanjem proporcionalnog dejstva dok se ne dobije željeno vreme uspona, povećanjem integralnog dejstva se eliminiše greška u stacionarnom stanju, a povećanjem diferencijalnog dejstva se smanjuje preskok i dobija se željeno vreme smirenja sistema.

Prenosna funkcija 4.41 se može napisati i u sledećem obliku:

$$H_{PID}(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad 4.42$$

gde T_i predstavlja integralnu vremensku konstantu, a T_d vremensku konstantu diferenciranja. Najpoznatija metoda za određivanje parametara PID regulatora je Ziegler-Nichols-ova metoda. Ova metodologija podrazumeva da se, ukoliko je ceo sistem već realizovan sa povratnom spregom, povratna sprega se uopšte ne mora raskidati. U ovoj proceduri, bez obzira na primenjeni zakon upravljanja P, PI ili PID, najpre se dejstvo regulatora svede samo na proporcionalno, K_p , postavljanjem vremenske konstante integralnog dejstva na maksimalnu, $T_i \rightarrow \infty$, a vremenske konstante diferencijalnog dejstva na minimalnu vrednost, $T_s = 0$. Pri tome se K_p postavlja na neku manju vrednost, tako da regulaciona kontura bude stabilna. Sistem se

pobu uje odsko nim signalom, i K_p se pove ava u malim iznosima, korak po korak. Na osciloskopu, ili nekom drugom pokaziva u se posmatra izlazni signal. U jednom momentu e pove anje vrednosti K_p dovesti sistem na granicu stabilnosti, što se detektuje pojavom prostoperiodi nih neprigušenih oscilacija u odzivu sistema. Time se eksperiment ("kriti ni eksperiment") završava, i pri tome se pamte vrednosti poja anja za koju je sistem prooscilovao, K_p predstavlja K_{kr} , perioda oscilacija predstavlja T_{kr} . Ziegler i Nichols su ponudili tabelu pomo u koje se odre uju vrednosti parametara regulatora na osnovu poznatih K_{kr} i T_{kr} . Tabela 4.4 predstavlja na in odre ivanja parametara regulatora na osnovu rezultata kriti nog eksperimenta.

Tabela 4.4 – Odre ivanje parametara regulatora Ziegler-Nichols-ovom metodom

Tip regulatora	K_p	T_i	T_d
P	$0.5 K_{kr}$	-	-
PI	$0.45 K_{kr}$	$T_{kr}/1.2$	-
PID	$0.60 K_{kr}$	$T_{kr}/2$	$T_{kr}/8$

Nedostatak ove metode je taj što se regulaciona kontura (sistem) mora dovesti do granice oscilacija (stabilnosti) što nekad nije dozvoljeno. Ipak, i to je bolje nego da se pri neplanskom podešavanju parametara izazovu oscilacije visokih amplituda.

Glava 5

5 RAZVOJ SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA

5.1 Metodologija razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija

Metodologija projektovanja sistema aktivnog ili aktivno-pasivnog prigušenja vibracija se u suštini ne razlikuju od metodologije razvoja drugih elektro-mehaničkih sistema. Ova oblast istraživanja predstavlja obimna i svebuhvatna istraživanja različitih disciplina tehničkih nauka sa aspekta i teorijskog i primenjenog istraživanja, autorova namera je da ograniči i prirodu izrade ove disertacije na inovativan i razvojni proces realne strukture.

U skladu sa ciljem disertacije razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracijama, slede četiri postupka istraživanja se mogu definisati kao osnova za realizaciju realnog sistema:

1. **MODELOVANJE:** Razvoj i aplikacija novih ili prepracenih modela konačnih elemenata aktivnih struktura sa integrisanim piezoelektrničnim aktuatorima, visokog nivoa tačnosti i zadovoljavajućeg odnosa između karakteristike funkcionalnosti i kompleksnosti sistema;
2. **UPRAVLJANJE:** Razvoj, simulacija, procena i implementacija strategija i algoritama aktivnog upravljanja vibracijama u realnom vremenu na adekvatnim mikrokontrolerskim platformama.

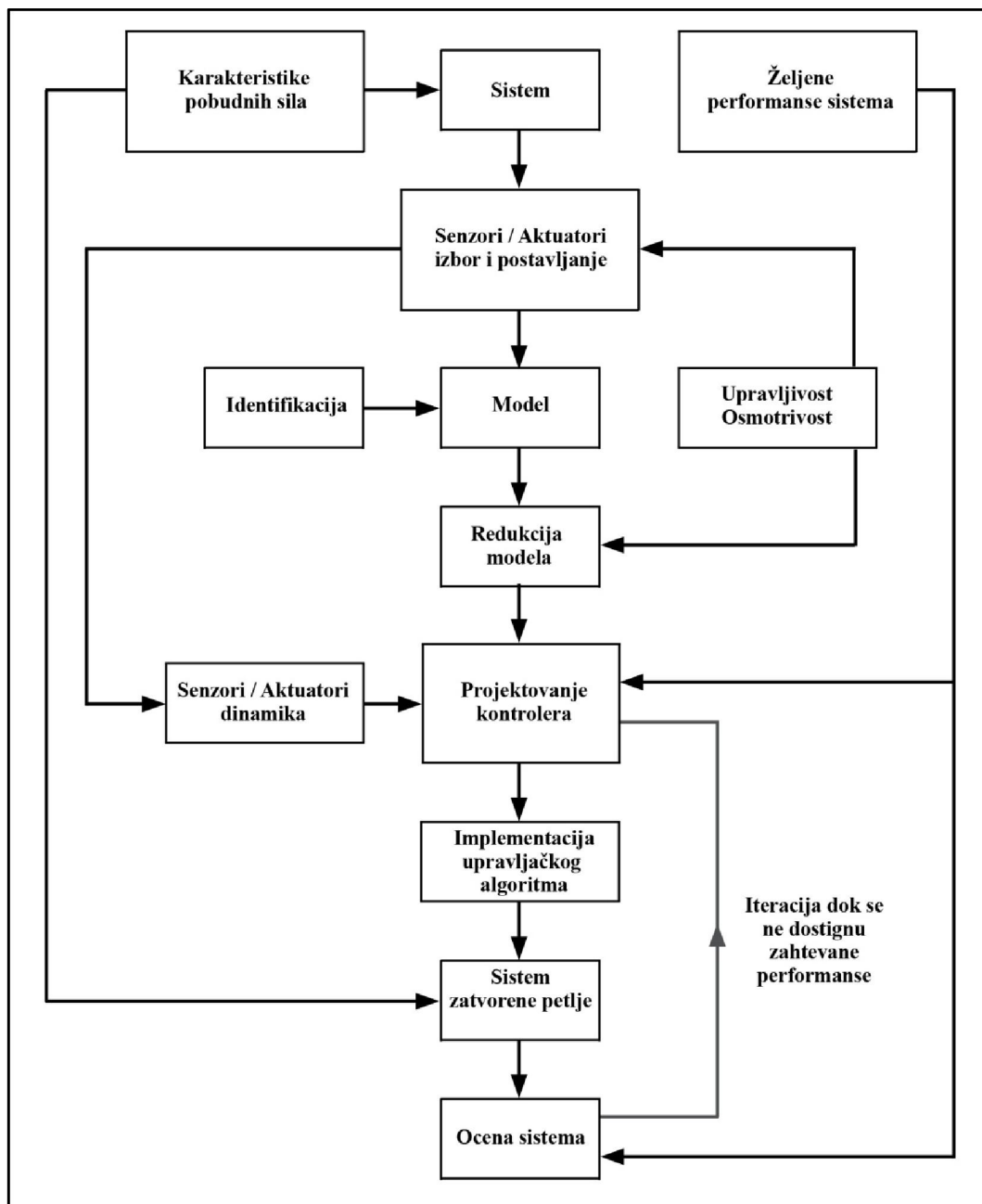
3. **DIZAJN:** Analiza, simulacija i razvoj optimalnog sistema aktivnog upravljanja vibracijama u cilju utvrđivanja efikasnosti nivoa prigušenja vibracija na realnom strukturalnom elementu vazduhoplova.
4. **VERIFIKACIJA:** Eksperimentalna verifikacija prototipa sistema aktivnog upravljanja vibracijama.

Da bi se realizovala struktura u skladu sa navedenim postupcima neophodno je realizovati scenario modelovanja i razvoja po sledećim etapama [5, 55, 56, 57]:

- Izbor elementa (sistema) na kome će se vršiti aktivno prigušenje vibracija,
- Analiza sila koje deluju na izabrani element (sistem),
- Određivanje sopstvenih modova oscilovanja, analiza vibracija izabranog elementa (sistema) koji će biti upravljan,
- Određivanje idealnog matematičkog modela elementa (sistema) koji će biti upravljan, najpre se upotrebom metode konačnih elemenata,
- Optimizacija i uprošćavanje matematičkog modela,
- Analiza rezultujućeg modela, određivanje njegovih karakteristika, dinamičkih karakteristika i tipova pobuda i na njihova odgovora,
- Određivanje zahteva koje moraju da ispune senzori i aktuatori i odluka o izboru kao i o poziciji integracije na osnovnu strukturu,
- Analiza uticaja senzora i aktuatora na dinamičke karakteristike strukture,
- Definisavanje kriterijuma performansi i stabilnosti sistema,
- Odluka o tipu upravljačkog algoritma koji će se primeniti kao i razvoj regulatora u cilju dostizanja zahtevanih performansi,
- Simulacija rezultata upravljačkog algoritma i procena uspešnosti potencijalnog regulatora,
- U slučaju da regulator ne zadovoljava postavljene zahteve, potrebno je izvršiti podešavanje ili modifikaciju regulatora,
- Izbor hardvera, softvera i integracija elektronskih komponenti na razvojnu platformu,
- Definisati eksperiment i izvršiti proveru rada sistema pre integracije na realan sistem,
- Verifikacija sistema na realnom elementu (sistemu) u cilju provere dobijenih performansi, i

- Ponavljanje nekog od navedenih koraka sa ciljem unapređenja performansi sistema.

Blok dijagram sa opisanim etapama razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija je prikazan na slici 5.1.



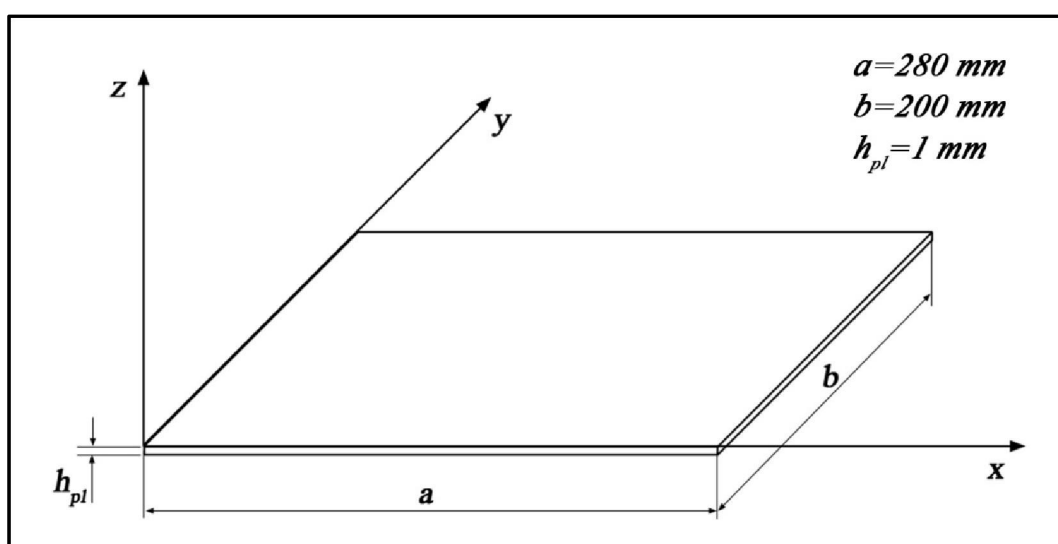
Slika 5.1. Etape u procesu razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracijama [5]

U daljem toku rada izvrši se projektovanje sistema aktivnog prigušenja vibracija u skladu sa gore navedenim etapama.

5.2 Matemati ki model strukturalnog elementa vazduhoplova

Za razvoj sistema aktivnog prigušenja vibracija kao osnovna struktura, tj. struktura na kojoj e biti izvršena integracija senzora i aktuatora, izabrana je uklještena pravougaona metalna plo a. Plo a kao element je široko zastupljena na vazduhoplovnim konstrukcijama (oplata, pregradni zidovi, nose i element vazduhoplovne opreme, itd...).

Izgled izabrane uklještena pravougaone plo e sa geometrijskim karakteristikama date su na slici 5.2, a karakteristike materijala (aluminijum) date su u tabeli 5.1.



Slika 5.2. Dimenzije izabranog strukturalnog elementa

Tabela 5.1 – Karakteristike materijala plo e (aluminijum)

Karakteristika materijala		Vrednost
E_1	[GPa]	70
E_2	[GPa]	-
G_{13}	[GPa]	26
G_{23}	[GPa]	-
ν_{12}		0.35
	[kg/m ³]	2698
e_{31}	[C/m ²]	
k_{33}	[F/m]	

Deformacije ploče se mogu odrediti na osnovu deformacija smicanja trećeg reda i dati su kao [58]:

$$\begin{aligned} u(x, y, z, t) &= u_0(x, t) + z\psi_x(x, t) - \frac{4}{3h_{pl}^2} z^3 \left(\psi_x + \frac{\partial w_0}{\partial x} \right) \\ v(x, y, z, t) &= v_0(x, t) + z\psi_y(x, t) - \frac{4}{3h_{pl}^2} z^3 \left(\psi_y + \frac{\partial w_0}{\partial y} \right) \\ w(x, z, t) &= w_0(x, t) \end{aligned} \quad 5.1$$

gde (u, v, w) predstavljaju deformacije u (x, y, z) pravcu, (u_0, v_0, w_0) predstavljaju deformacije srednje ravni ploče, ψ_x i ψ_y predstavljaju rotacije oko srednje ravni ploče po x i y osi, i h_{pl} je debljina ploče. Vrednosti napona ploče povezani sa gore prikazanim poljem deformacija su:

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^0 \\ \epsilon_{yy}^0 \\ \gamma_{yz}^0 \\ \gamma_{xz}^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^1 \\ \epsilon_{yy}^1 \\ \gamma_{yz}^1 \\ \gamma_{xz}^1 \\ \gamma_{xy}^1 \end{Bmatrix} - \frac{1}{3h_{pl}^2} z^2 \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^2 \\ \epsilon_{yy}^2 \\ \gamma_{yz}^2 \\ \gamma_{xz}^2 \\ \gamma_{xy}^2 \end{Bmatrix} - \frac{4}{3h_{pl}^2} z^3 \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^3 \\ \epsilon_{yy}^3 \\ \gamma_{yz}^3 \\ \gamma_{xz}^3 \\ \gamma_{xy}^3 \end{Bmatrix} \quad 5.2$$

gde

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^0 \\ \epsilon_{yy}^0 \\ \gamma_{yz}^0 \\ \gamma_{xz}^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \phi_y + \frac{\partial w_0}{\partial y} \\ \phi_x + \frac{\partial w_0}{\partial x} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx}^1 \\ \epsilon_{yy}^1 \\ \gamma_{yz}^1 \\ \gamma_{xz}^1 \\ \gamma_{xy}^1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \\ \frac{\partial \phi_y}{\partial y} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} \end{Bmatrix}, \quad 5.3$$

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx}^2 \\ \varepsilon_{yy}^2 \\ \gamma_{yz}^2 \\ \gamma_{xz}^2 \\ \gamma_{xy}^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \phi_y + \frac{\partial w_0}{\partial y} \\ \phi_x + \frac{\partial w_0}{\partial x} \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx}^3 \\ \varepsilon_{yy}^3 \\ \gamma_{yz}^3 \\ \gamma_{xz}^3 \\ \gamma_{xy}^3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \phi_x}{\partial x} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \\ \frac{\partial \phi_y}{\partial y} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} + 2 \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix}$$

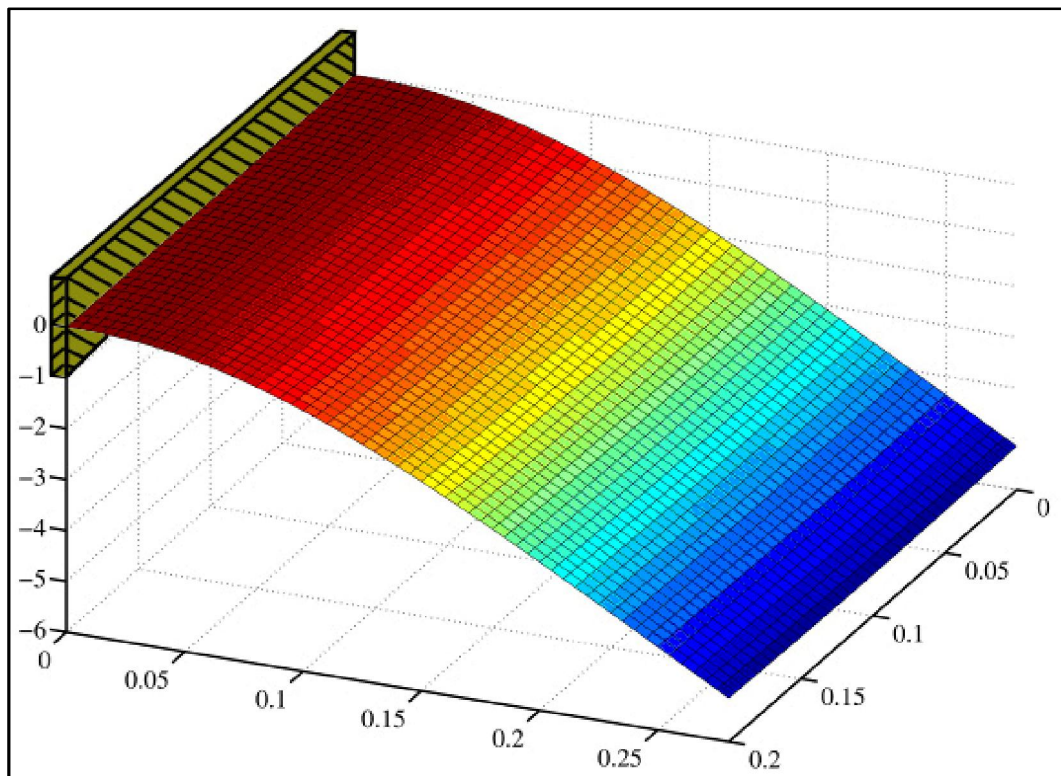
predstavljaju generalizovane napone.

Na osnovu jednačina 3.8, 3.9, 5.1 i 5.2 upotrebom metode kona nih elemenata može se izvršiti određivanje sopstvenih prirodnih frekvencija oscilovanja, deformacija i raspodela napona na izabranom strukturalnom elementu. Oštećenja strukturalnih elemenata sistema se najčešće javljaju pri velikim amplitudama i niskim frekvencijama oscilovanja, sa ovog aspekta dozvoljava se mogućnost redukcije broja sopstvenih modova oscilovanja izabranog modela na broj koji odgovara niskofrekventnom opsegu. Za razmatrani slučaj ploče proučavaju se modovi oscilovanja sa prirodnim frekvencijama nižim od 100 Hz.

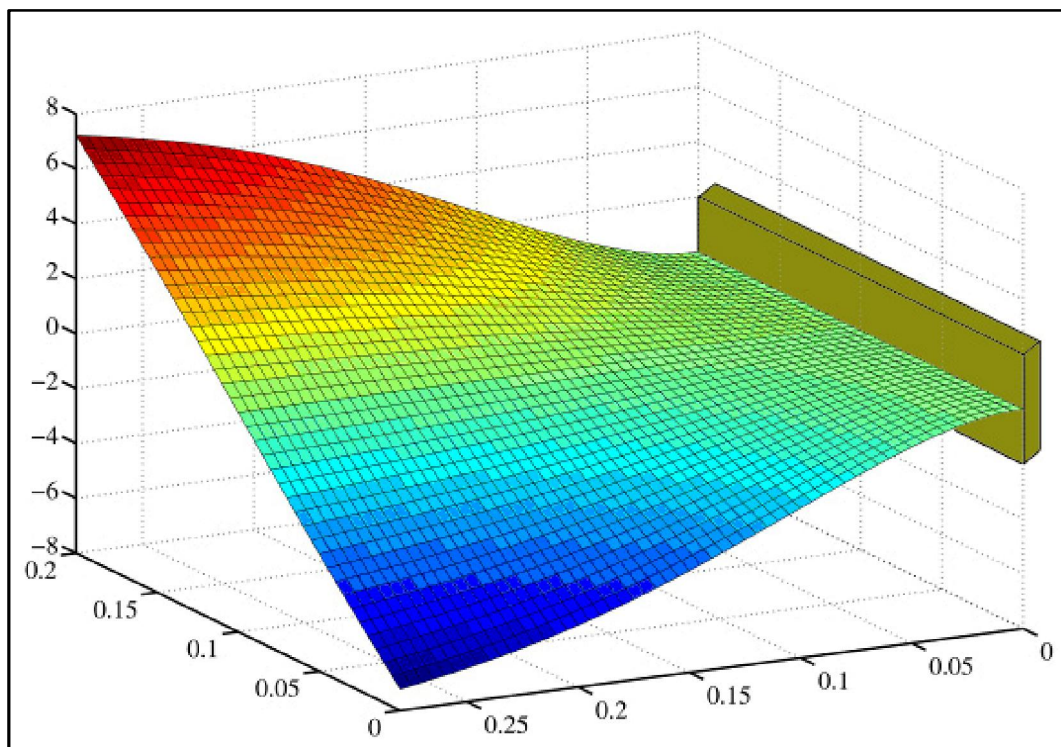
Ploča je podeljena na 2240 kona nih elemenata (dimenzija svakog elementa je 0.5mm x 0.5mm). Sopstvene prirodne frekvencije su dobijene upotrebom metode kona nih elemenata i vrednosti za prva tri moda oscilovanja su date u tabeli 5.2. Izgled prva tri moda oscilovanja sa odgovarajućim pomeranjem su prikazani na slikama 5.3, 5.4 i 5.5.

Tabela 5.2 – Sopstvene frekvencije oscilovanja izabrane ploče (numerički rezultati)

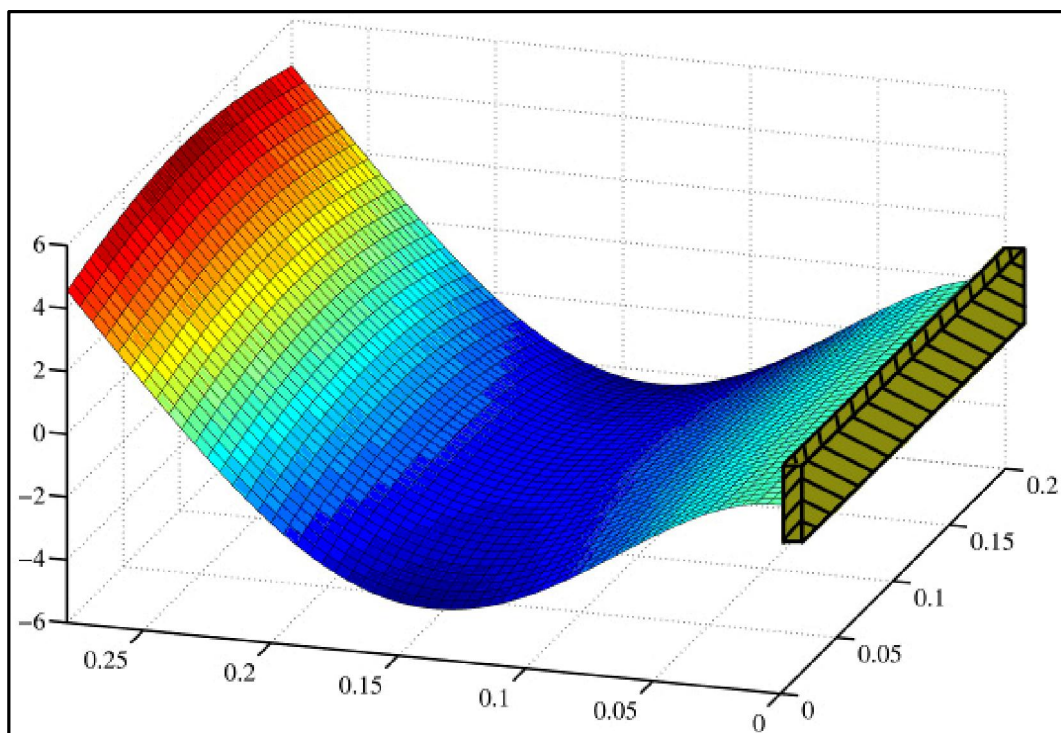
Modovi	Sopstvene frekvencije (Hz)
1	10.945
2	34.163
3	67.737



Slika 5.3. Prvi mod oscilovanja, prvi mod savijanja (pomeranje)



Slika 5.4. Drugi mod oscilovanja, prvi mod uvijanja (pomeranje)



Slika 5.5. Tre i mod oscilovanja, drugi mod savijanja (pomeranje)

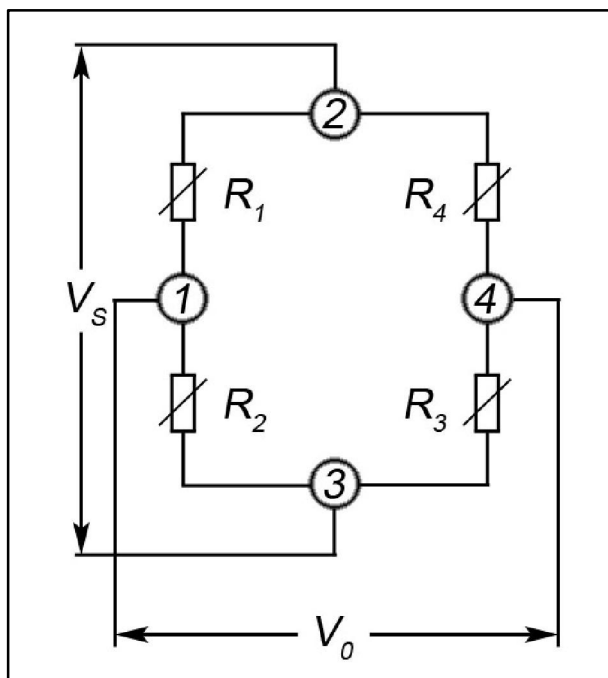
5.3 Izbor senzora i aktuatora

Za formiranje aktivne strukture neophodno je da se na izabrani element (pravougaona aluminijumska ploča) integrišu senzori i aktuatori. Izbor senzora i aktuatora mora da zadovolji sledeće uslove, a to je: prvi, integracija ne sme značajno da naruši dinamičke karakteristike osnovne strukture, kako se prirodne frekvencije aktivne strukture ne bi približile radnim frekvencijama celokupnog sistema (vazduhoplova), i drugi, senzori i aktuatori moraju da se lociraju na mestima maksimalnih razmatranih fizičkih veličina.

Uzimajući u obzir navedene uslove kao i vrednosti pomeranja, deformacija i napona dobijenog matematičkog modela uočava se da su najveće unutrašnje deformacije i naponi ploče najveći na mestu uležištenja odlučeno je da se za senzorsku platformu izaberu merne trake povezane u Wheatstone-ov most, a za aktuatorsku platformu izabere piezoelektrična pločasti aktuator MIDE QP10W.

5.3.1 Wheatstone-ov most

Wheatstone-ov most se obično koristi za merenje deformacija mehaničkog sistema. Senzor se sastoji od 4 merne trake povezane u most i najčešće otpornosti $R=120$ ili $R=350$ Ω , prikazano na slici 5.6.



Slika 5.6. Blok šema Wheatstone-ovog mosta

Wheatstone-ov most je tip senzora koji se snabdeva električnim naponom, V_s preko tačaka 2 i 3 datih na slici 5.6. Izlazni napon senzora, V_o se meri između tačaka 1 i 4 (slika 5.6) i proporcionalan je deformaciji ploče.

Kada je most izbalansiran, tj. kada nema spoljašnjeg opterećenja otpornost svih mernih traka je identična, izlazni napon je jednak $V_o = 0V$ i nema deformacije ploče, jednačina 5.4:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} \quad 5.4$$

U slučaju spoljašnjeg opterećenja i pojavom deformacija ploče menja se otpornost mernih traka za određenu vrednost ΔR . Izlazni napon se menja i može se odrediti na sledeći način:

$$V_0 = V_S \left(\frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2 + \Delta R_2} + \frac{R_4 + \Delta R_4}{R_3 + \Delta R_3 + R_4 + \Delta R_4} \right) \quad 5.5$$

Koriš enje punog Wheatstone-ov mosta za merenje deformacije sistema ima slede e prednosti:

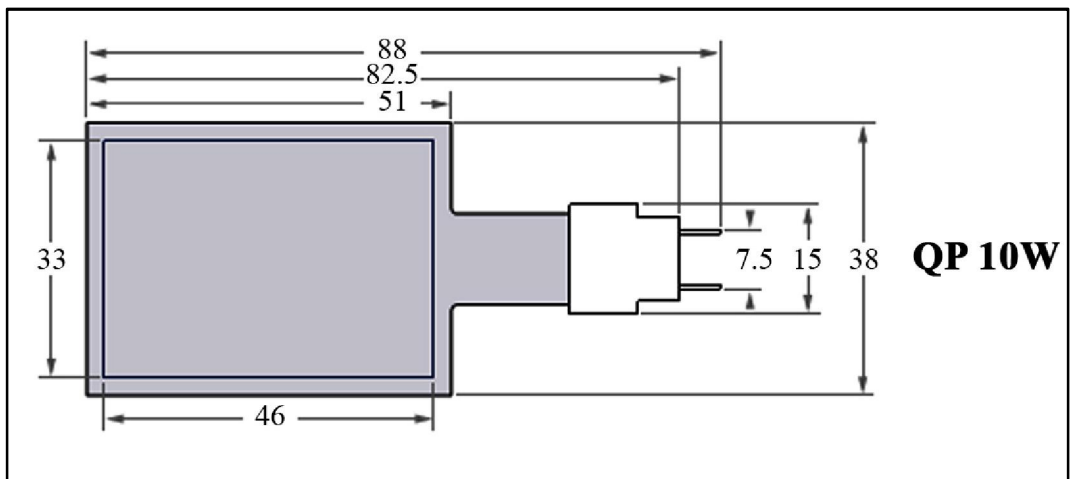
- Upotrebom etiri merne trake, po dve paralelno postavljene sa obe strane elementa vrši kompezaciju normalnih napona plo e.
- Veli ina promena otpornosti u mernim trakama postavljenim na susednim mestima se sabira, ve i izlazni signal.
- Naponi uslovljeni promenom temperature elementa (termalno širenje materijala) se kompezuju.
- Efekti interferencije kroz konekcije unutrašnjeg mosta su minimizirane.
- Promena nivoa naizmeni nog napona je veoma pogodna za merenje oscilatornih signala [44].

Nedostatak ovog tipa senzora je njegov nizak nivo izlaznog napona. S obzirom na iznetu injenicu ovaj tip senzora naj eš e mora biti spregnut sa sistemom za poja anje signala (poja iva signala). Primarni zadatak ovog tipa poja iva a je da nivo napona iz milivoltske oblasti poja a do nivoa prihvatljivog za regulator od -5 do +5 V.

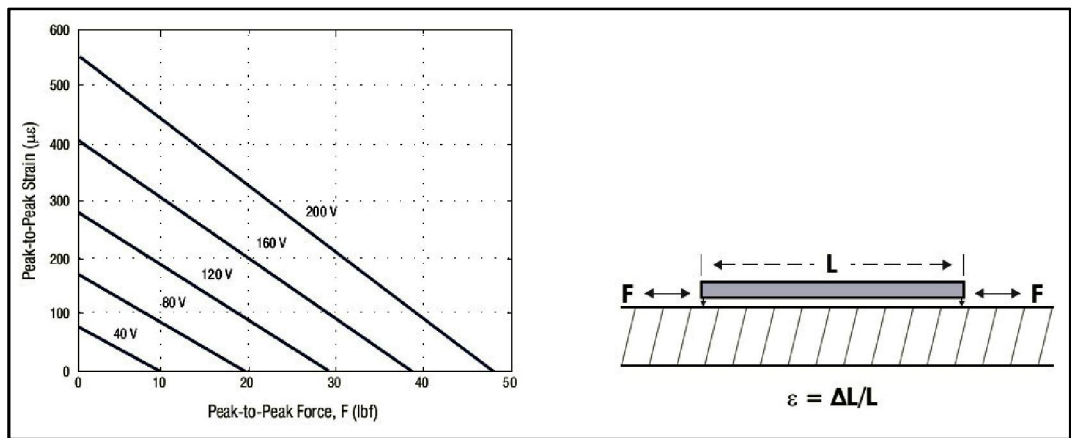
Za potrebe razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija na strukturalnom elementu (pravougaonoj aluminijumskoj plo i) vazduhoplova izabran je Wheatstone-ov most sa otpornoš u mernih traka od 120 , i pozicijom pored mesta uklještenja plo e [59].

5.3.2 Piezoelektri ni aktuator MIDE QP 10W

Na osnovu vrednosti dobijenih matemati kim modelovanjem osnovne strukture za aktuatorsku platformu je izabran piezoelektri ni (PZT) aktuator proizvo a a MIDE tipa QP 10W. Izabrani aktuator po svojoj specifikaciji je projektovan da obezbedi preciznu i ponovljivu pobudu u dobijenim operativnim uslovima [59]. Geometrijske karakteristike aktuatora date su na slici 5.7. dok su njegove radne karakteristike date na slici 5.8 [60].



Slika 5.7. Geometrijske karakteristike aktuatora QP 10W [60]



Slika 5.8. Tipične radne performanse aktuatora QP 10W [60]

Predloženi piezoelektrični aktuator se snabdeva, tj. upravlja se sa visokim naponom od ± 200 V. Za potrebe snabdevanja aktuatora visokim naponom razvijen je visokonaponski pojačivač PDA X3, trokanalni linearni pojačivač sa pojačanjem od 30X i 40X [61, 62]. Izgled naponskog pojačivača PDA X3 dat je na slici 5.9.



Slika 5.9. Naponski pojačivač PDA X3

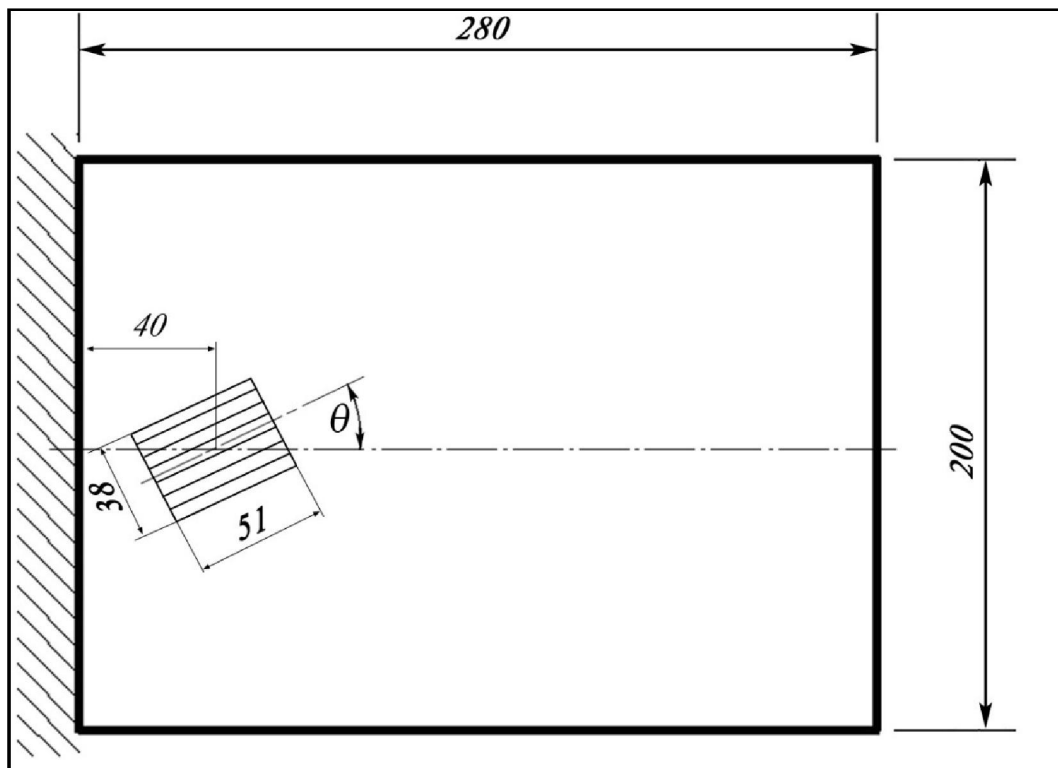
5.4 Optimizacija položaja i orijentacije izabranih senzora i aktuatora

Upravlјivost je karakteristika sistema da upravlja svim stanјima sistema. Sistem aktivnog prigušenja vibracija je upravljiv ako je integracijom senzora i aktuatora ostvarena mogućnost da se prigušuju svi strukturalni modovi oscilovanja od interesa. U prethodnom poglavlju matematičkog modela osnovne strukture određeno je da su prva tri moda oscilovanja modovi od interesa za razvoj sistema [63-65].

Upravlјivost celog sistema je kombinacija upravljivosti svakog pojedinačnog moda oscilovanja. Teorija upravljivosti aktivne strukture data je u Poglavlju 3.5 ove disertacije.

U ovom delu izvršena je analiza upravljivosti, osmotrivosti i određivanje optimalnog položaja i orijentacije piezoelektričnog aktuatora integrisanog na pravougaonu aluminijumsku ploču u definisanu u Poglavlju 5.2 ove disertacije. Osnovne pretpostavke pri određivanju položaja i orijentacije integrisanog aktuatora na ploču su: izabran Wheatstone-ov most kao senzorska platforma zbog svojih karakteristika nematuticaja na dinamičke karakteristike sistema, položaj piezoelektričnog aktuatora je izabrana da bude u zoni najvećih unutrašnjih deformacija, tj. napona ploče (slika 5.10)

Sa uvedenim pretpostavkama optimizacija aktivne strukture je svedena na određivanje orijentacije piezoelektrinih aktuatora. Mehaničke karakteristike aluminijuma su date u tabeli 5.1, dok su karakteristike piezoelektrinih aktuatora MIDE QP 10W date u tabeli 5.3.



Slika 5.10. Pravougaona aluminijumska ploča sa integrisanim aktuatorom

Tabela 5.3 – Karakteristike piezoelektrinih aktuatora MIDE QP10 W

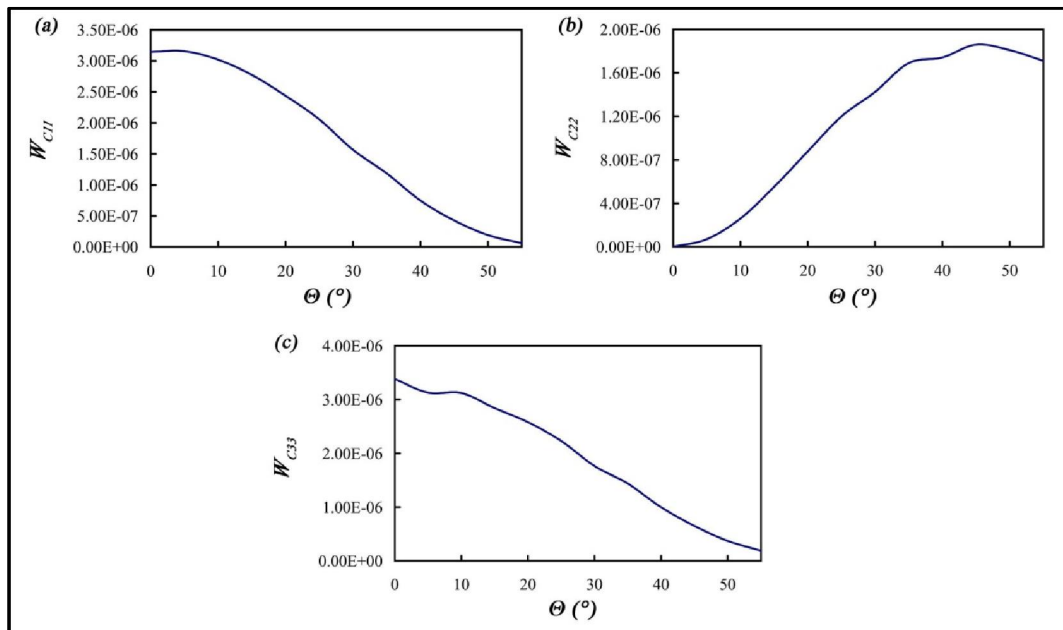
Karakteristika materijala		Vrednost
E_1	[GPa]	30.2
E_2	[GPa]	14.9
G_{13}	[GPa]	5.13
G_{23}	[GPa]	5.13
ν_{12}		0.45
	[kg/m ³]	4600
e_{31}	[C/m ²]	9.41
k_{33}	[F/m]	6.1×10^{-9}

Modovi od interesa za upravljanje strukturom su prva tri moda. Pristup fazi-optimizacije zasnovan na pseudologi koj funkciji predstavljen je u [64] i poglavlju 3.5 ovog rada. Objektivna funkcija (jedna ina 3.42) koja se mora maksimizovati može se napisati kao pseudologi ka funkcija u obliku fazi brojeva:

$$\text{maximize } W_{Cii} \quad i=1, \mathbf{K}, N_C \quad 5.6$$

gde N_C predstavlja broj modova upravljanja.

Slika 5.11 predstavlja sopstvene vrednosti Grmmian-ove matrice upravljivosti za prva tri moda u funkciji od ugla orijentacije.



Slika 5.11. Sopstvene vrednosti Grmmian-ove matrice upravljivosti: (a) prvi mod, (b) drugi mod, (c) tre i mod.

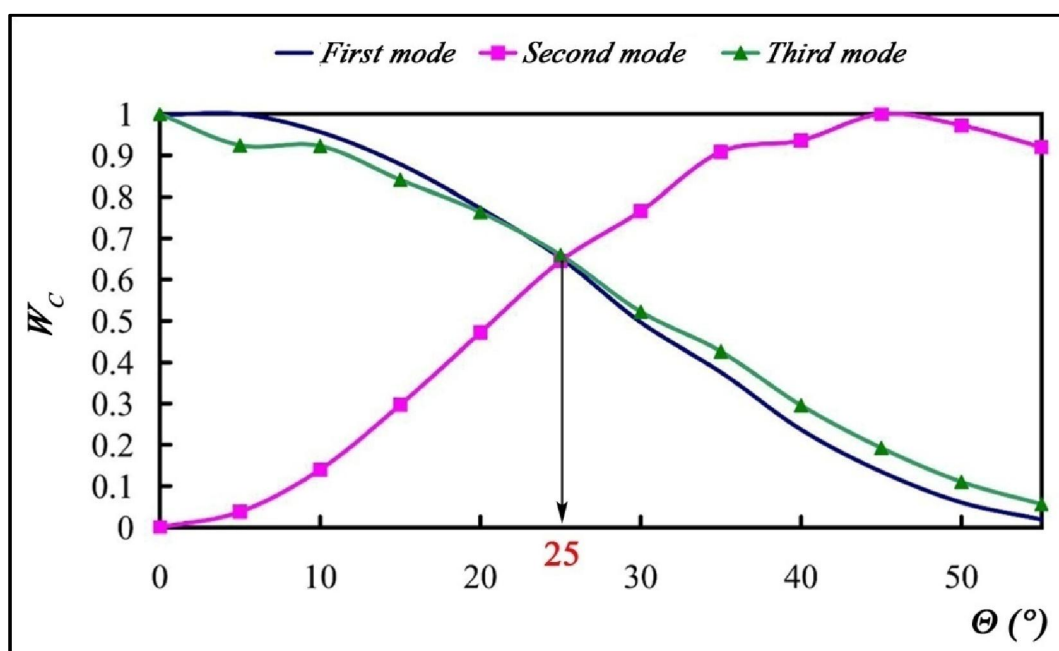
U skladu sa principom fazi odluke [66], fazi odluka definiše presek fazi ciljeva i optimalno rešenje Θ^* , može biti izabrano maksimizacijom funkcije najmanjeg lana

$$\mu_D(\Theta^*) = \max \mu_D(\Theta) \quad 5.7$$

gde

$$\mu_D = \min_{i=1,K,N_c} \{\mu_{w_i}\} \quad 5.8$$

predstavlja funkciju lina optimalne odluke. Slika 5.12 predstavlja skup lanova upravljanja prva tri moda u funkciji ugla orijentacije. U skladu sa jednom 5.8 sa slike 5.12 se može zaključiti da je najbolje rešenje za orijentaciju aktuatora ugao, $\Theta = 25^\circ$, tj. najbolji ugao za postavljanje piezoelektrinih aktuatora MIDE QP 10W za upravljanje sa prvih tri moda (I mod savijanja, I mod uvijanja i II mod savijanja) na definisanoj poziciji ploče (na polovini širine i dužini od 40 mm od uležištenja).



Slika 5.12. Skupni dijagram upravljanja u funkciji ugla orijentacije za prva tri moda.

Na osnovu dobijene vrednosti za orijentaciju aktuatora i zahteva da realizacija aktivne strukture što manje uti e na dinami ke karakteristike celokupnog sistema, identit nom metodom kona nih elemenata izvršeno je odre ivanje sopstvenih prirodnih frekvencija oscilovanja ploče sa aktuatorima i sensorima. Rezultati su dati u tabeli 5.4 i pore eni sa vrednostima iz tabele 5.2.

Tabela 5.4 – Sopstvene frekvencije oscilovanja aktivne strukture (numeri ki rezultati)

Modovi	Plo a, sopstvene frekvencije (Hz)	Aktivna struktura, sopstvene frekvencije (Hz)
1	10.945	11.53
2	34.163	35.374
3	67.737	67.909

Zaključuje se da izabrani senzor i aktuator ne utiču značajno na dinamičke karakteristike izabranog strukturalnog elementa.

Na osnovu datog zaključka, a u skladu sa predloženom metodologijom i etapama u projektovanju sistema za aktivno prigušenje vibracija (poglavlje 5.2) stekli su se uslovi za projektovanje elementa za upravljanje (regulator), koji su polazni zahtevi definisani matematičkim modelom sistema.

5.5 Projektovanje sistema za upravljanje (regulator)

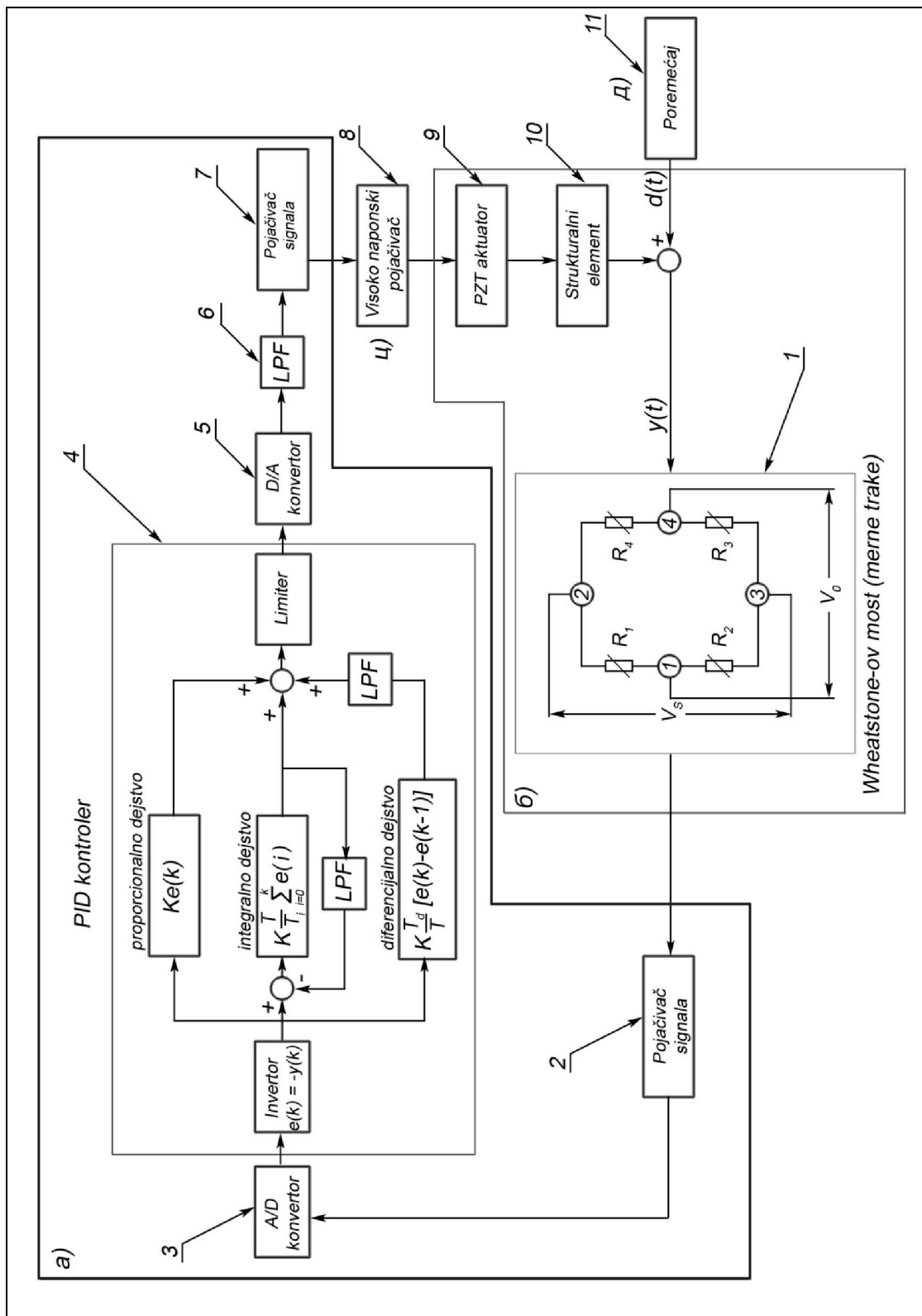
Nakon razvoja matematičkog modela i utvrđivanja karakteristika upravljivosti i osmotrivosti aktivne strukture može se preći na projektovanje regulatora. Regulator treba da zadovolji sledeće zahteve:

- Mora da obezbedi pojačanje signala izmerenog sa mernih traka, kontrolni signal $y(t)$. Signal se iz oblasti milivolta pojačava u oblast volti,
- Referentna (željena) vrednost oscilacija, tj. vibracija sistema je jednaka 0, odnosno željeno stanje sistema je stanje mirovanja, $r(t)=0$,
- Greška sistema predstavlja negativnu vrednost kontrolnog signala, $e(t)=-y(t)$,
- Mora da se izvrši konverzija analognog signala greške, $e(t)$, u digitalnu vrednost $e(k)$, A/D konverzija sa adekvatnom brzinom odabiranja,
- Brzina odabiranja mora da zadovolji minimalni zahtev po Nyquist-ovom kriterijumu. U slučaju izabrane pravougaone plohe najviša frekvencija od interesa je frekvencija trećeg moda od $f = 67.9 \text{ Hz}$, minimalna frekvencija odabiranja treba da bude veća od $f_{odab} = 2.56 \cdot f \approx 184 \text{ Hz}$. Autor je izabrao

$f_{odab} = 1000\text{Hz}$, kako bi smanjio efekat kašnjenja u povratnoj sprezi i spreio pojavu preslikavanja (anti-aliasing).

- Implementacija proporcionalno-diferencijalno-integralnog (PID) kontrolnog algoritma, koji određuje digitalnu vrednost upravljačkog signala $u(k)$,
- Konverzija digitalnog upravljačkog signala u analogni signal $u(t)$, D/A konverzija. Naponski opseg upravljačkog signala na izlazu iz regulatora je od -5 V do 5V,
- Pojačanje upravljačkog signala na radni opseg piezoelektričnog aktuatora od -200 V do 200 V. Pojačanje se vrši preko linearnog naponskog pojačavača datog na slici 5.9 [61].

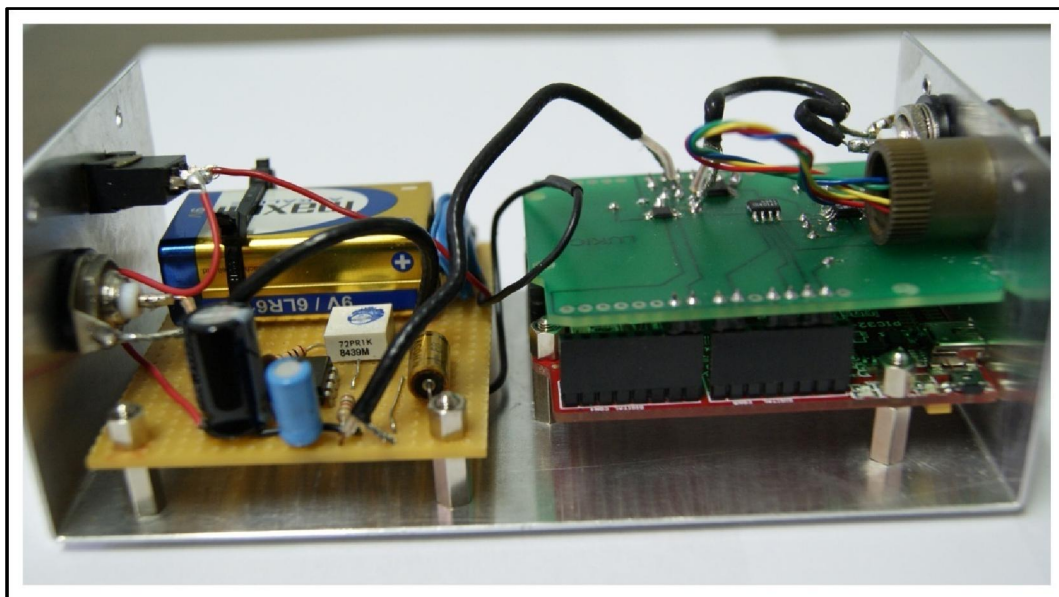
Blok dijagram isprojektovanog regulatora sa jednim ulazom i jednim izlazom dat je na slici 5.13. Na blok šemi je prikazana i modifikacija upravljačkog algoritma u proporcionalnom i integralnom dejstvu. U cilju sprečavanja pojave zasićenja signala u integralnom dejstvu upravljačkog algoritma postavljena je interna povratna sprega sa niskopropusnim filterom prvog reda, a pojava visokofrekventnog šuma u diferencijalnom dejstvu se neutrališe postavljanjem niskopropusnog filtera prvog reda.



Slika 5.13. Blok dijagram projektovanog sistema za aktivno prigušenje vibracija

Na slici 5.13 predstavljena su 4 podsistema: a) regulator, b) aktivna struktura, c) linearni pojačivač napona i d) spoljašnji poremećaj.

Regulator sistema za aktivno prigušenje vibracija je realizovan na mikrokontrolerskoj platformi PIC32MX440F256H. Izgled realizovanog regulatora dat je na slici 5.14.



Slika 5.14. Izgled realizovanog kontrolera

Verifikacija razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija kao i opravdanost izbora elemenata, izbora položaja i orijentacije elemenata aktivne strukture biće realizovana u narednoj glavi ove disertacije.

Glava 6

6 *EKSPERIMENTALNA VERIFIKACIJA SISTEMA AKTIVNOG PRIGUŠENJA VIBRACIJA*

U ovoj glavi eksperimentalnim metodama izvršeno je utvrđivanje dinamičkih karakteristika aktivne strukture kao i celokupnog sistema aktivnog prigušenja vibracija. Komparativnom analizom rezultata dobijenih upotrebom numeričkih metoda i rezultata dobijenih u eksperimentima utvrđuje se efikasnost realizovanog sistema, kao i opravdanost primenjene metodologije i postupka razvoja sistema aktivnog prigušenja vibracija. Pored navedenog opšteg cilja ove glave, eksperimentalnim postupcima utvrđuje se uticaj promene određenih parametara sistema na dinamičke karakteristike strukture.

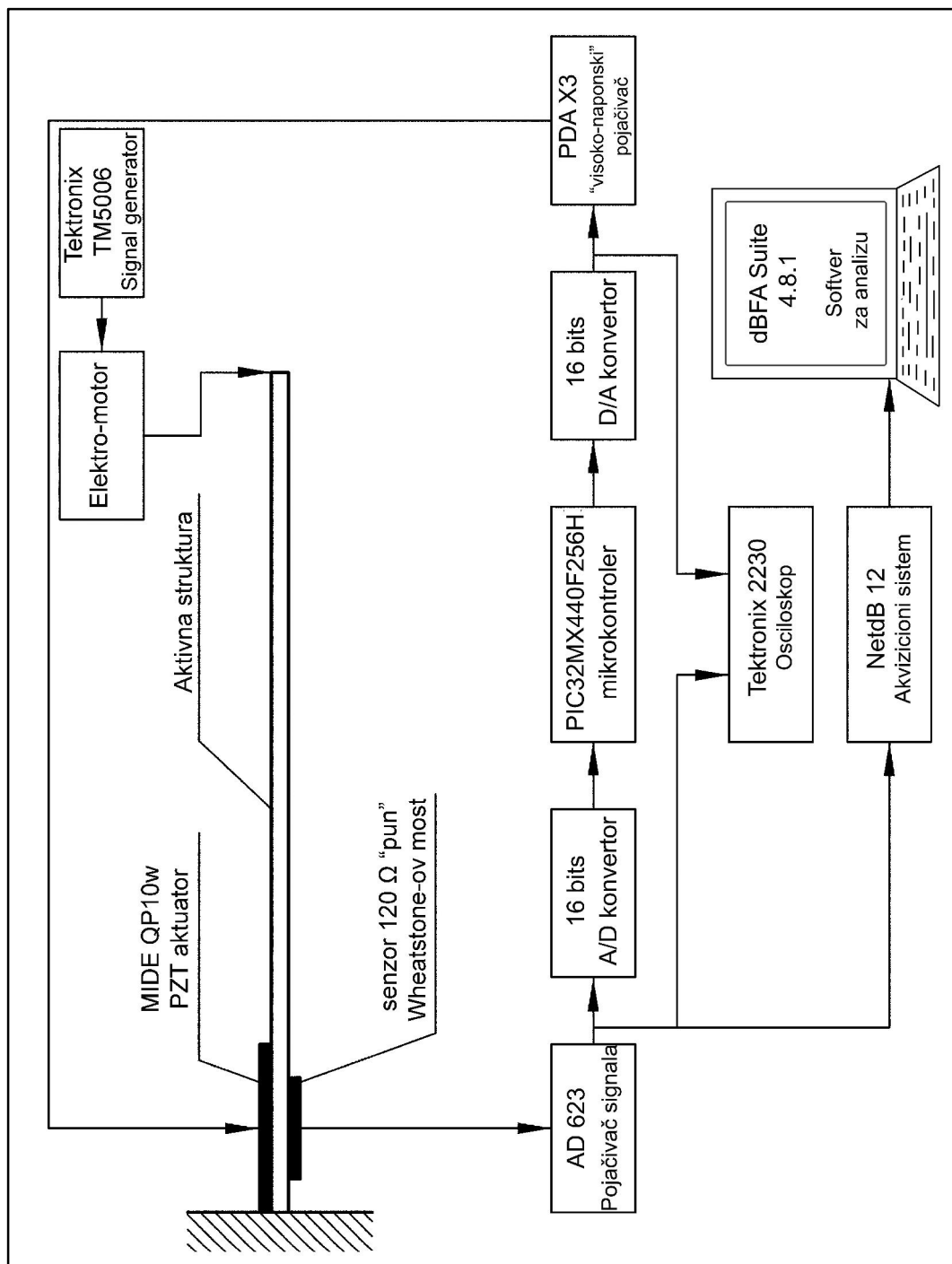
U cilju utvrđivanja dinamičkih karakteristika aktivne strukture razvijena je celokupna eksperimentalna postavka do nivoa prototipa.

6.1 *Eksperimentalna postavka*

Kao što je pomenuto, eksperimentalna postavka za ispitivanje sistema aktivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata je u potpunosti razvijena. Blok šema eksperimentalne postavke je data na slici 6.1.

Signal generator Tektronix TM5006 snabdeva naponom elektromotor koji preko sklopa ekcentričnih remenica vrši prinudne pobude aktivne strukture na sopstvenim modovima.

Kontrolni signal $y(t)$, odnosno greška sistema $e(t)$, se meri iza naponskog pojačivača Wheatstone-ovog mosta. Izmereni signal, u cilju praćenja stanja sistema, se distribuira na osciloskop Tektronix 2230, dok se sa sistemom NetdB 12 i pripadajućim softverom vrši akvizicija i snimanje podataka.



Slika 6.1. Blok šema eksperimentalne postavke

Upravlja ki signal $u(t)$, se meri iza PID kontrolera i distribuira se na drugi kanal osciloskopa Tektronix 2230.

Pored opreme prikazane na slici 6.1 u eksperimentalnoj postavci autor je koristio i više izvora napajanja jednosmernom strujom.

6.2 Eksperimentalna modalna analiza

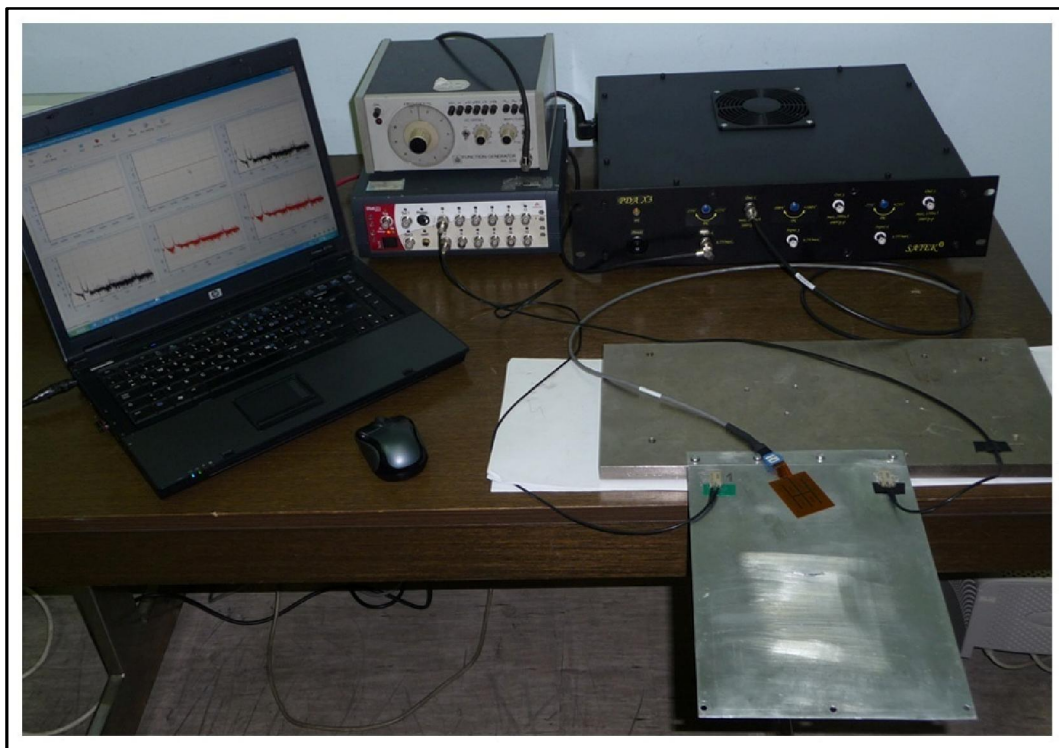
Eksperimentalna modalna analiza je proces koji definiše matemati ki model sistema u funkciji modalnih parametara. Modalni parametri sistema su: prirodna frekvencija (ω_n), prigušenje (ζ) i oblik moda ($\{\psi\}$). Modalni parametri opisuju vibracione karakteristike strukture na osnovu eksperimenata i daje rezultate koji su esto druga iji od rezultata dobijenih konvencionalnim teorijskim analizama [67-69]. Osnovni razlog odstupanja teorijskih i eksperimentalnih rezultata je u injenici da se u teorijskim analizama ne uzimaju u obzir svi elementi formiranja realne strukture (lepkovi, veze itd...).

Postoji veliki broj standardnih testova koji se mogu upotrebljavati za odre ivanje modalnih parametra sistema. Jedna od naj eš e koriš enih tehnika je prebrisavanje frekvencije (*frequency sweep technique*), gde se struktura pobu uje sinusnom pobudom, konstantne amplitude ali promenjive frekvencije, odnosno frekvencija kontinualno raste i opada u definisanom opsegu. Druga i mnogo više koriš ena tehnika je tehnika impulsne pobude. Struktura se pobu uje poznatom impulsnom pobudom (Dirac impulse) i snima se funkcija frekventnog odziva (frequency response function – FRF) sistema, pikovi ove funkcije ozna avaju prirodne frekvencije sistema (ω_n), prigušenje sistema se ra una na osnovu pada amplitude na 50% (-3 dB) po etne vrednosti (ζ), a snimanjem odziva na više mesta i upotrebom tehnike „cross-spectrum“ dobijaju se oblici oscilovanja [70, 71].

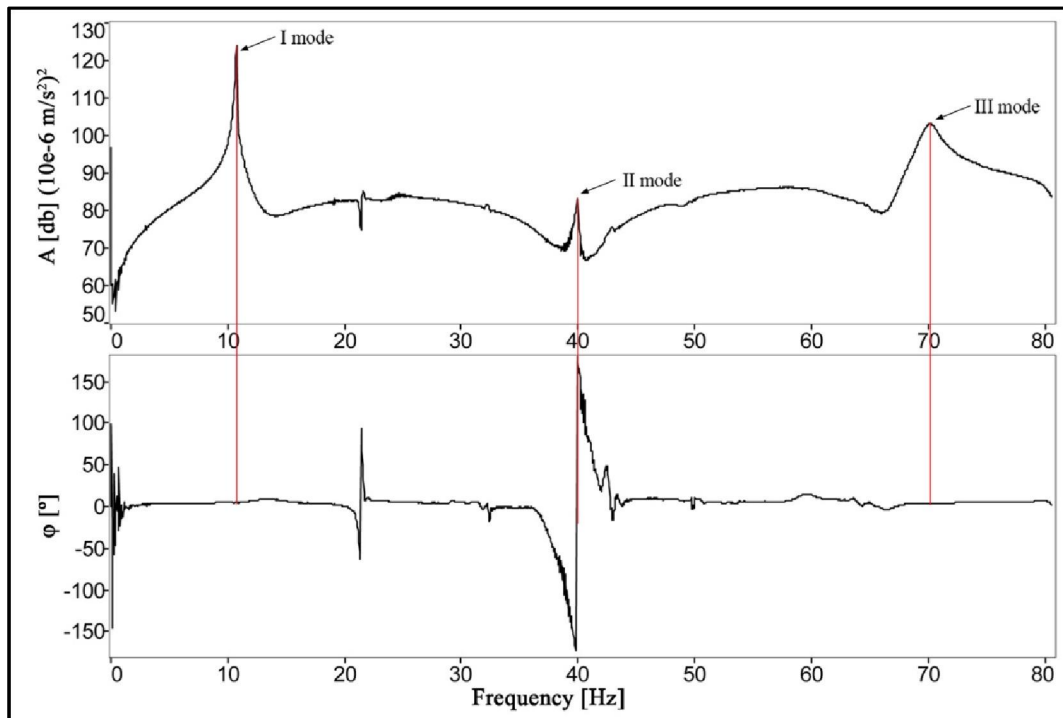
Za odre ivanje modalnih parametara pravougaone aluminijumske plo e, opisane u poglavlju 5.2 ove disertacije, koriš ena je metoda impulsne pobude. Prvo je odre ena funkcija frekventnog odziva plo e sa integrisanom senzorskom platformom. Senzorska platforma za ova ispitivanja su bila dva piezoelektri na PVDF senzora proizvo a a „Measurement Specialist“. Sa istom eksperimentalnom postavkom je vršeno utvr ivanje promene modalnih parametara nakon integracije piezoelektri nog aktuatora. Izgled

senzora i aktuatora integriranih na osnovnu strukturu (aktivna struktura) sa eksperimentalnom postavkom prikazana je na slici 6.2.

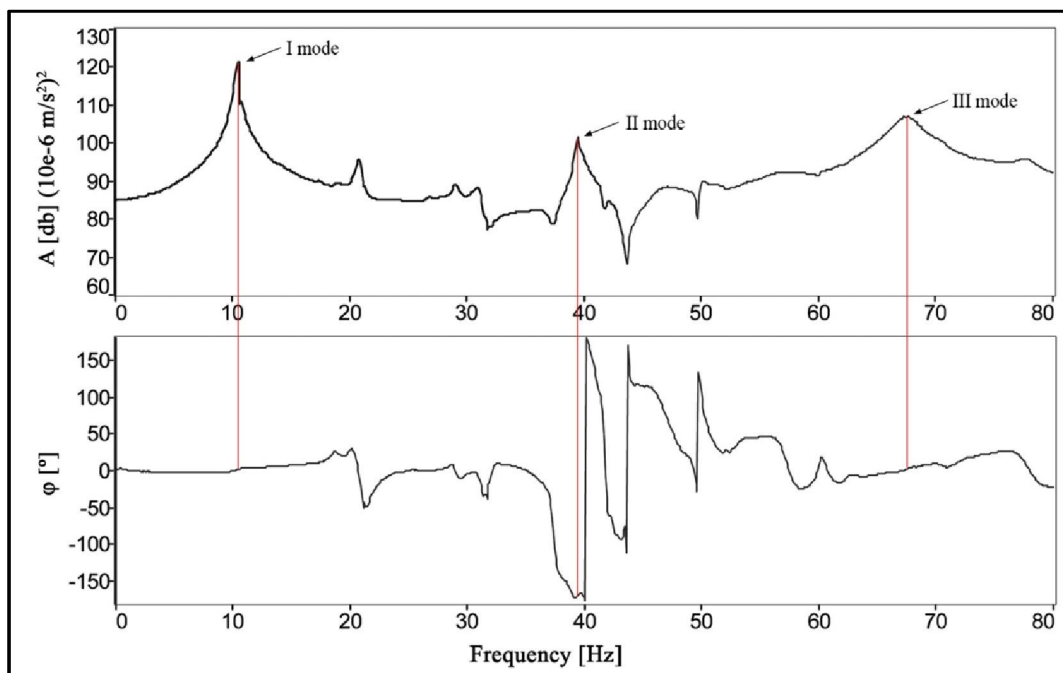
Funkcija frekventnog odziva i oblik oscilovanja plo e na impulsnu pobudu data je data je dijagramom prikazanim na slici 6.3, dok je na slici 6.4 prikazan dijagram funkcije frekventnog odziva plo e sa integriranim aktuatorom.



Slika 6.2. Eksperimentalna postavka za određivanje modalnih parametara



Slika 6.3. Funkcija frekventnog odziva i oblik oscilovanja plo e



Slika 6.4. Funkcija frekventnog odziva i oblik oscilovanja plo e sa aktuatorom

Na osnovu podataka datih na slikama 6.3 i 6.4, kao i numeričkih rezultata dobijenih u tabelama 5.2 i 5.4 može se izvršiti analiza rezultata numeričkog i eksperimentalnog određivanja sopstvenih modova oscilovanja izabranog strukturalnog elementa. Objedinjeni rezultati su dati u tabeli 6.1.

Tabela 6.1 – Sopstvene frekvencije oscilovanja (poređene rezultati)

Modovi	Ploča, sopstvene frekvencije (Hz)		Aktivna struktura, sopstvene frekvencije (Hz)	
	numerički	eksperimentalni	numerički	eksperimentalni
I	10.95	10.84	11.53	10.58
II	34.16	39.97	35.37	39.78
III	67.74	70.28	67.91	67.64

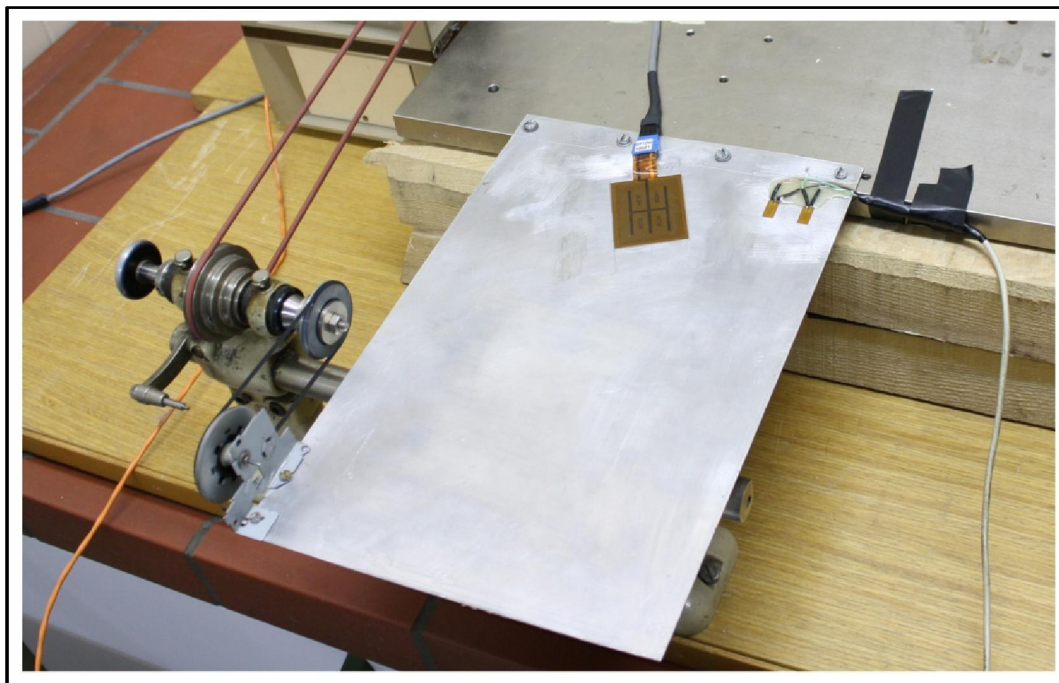
Na osnovu rezultata datih u tabeli 6.1 uočava se da postoje određene razlike između numeričkih i eksperimentalnih rezultata. Ova pojava se može objasniti time što se pri izradi aktivne strukture koriste određena vezivna sredstva (lepkovi) koja nisu uzeta u obzir pri numeričkoj analizi. Međutim, uočava se da u numeričkim rezultatima između ploče i aktivne strukture, vrednosti sopstvenih frekvencija oscilovanja su veće za aktivnu strukturu, što praktično znači da krutost integriranih elemenata ima veći doprinos u odnosu na dodatnu masu elemenata. U slučaju realne strukture ovaj odnos je drugačiji: dodatna masa ima veći uticaj u odnosu na krutost pojedinih elemenata na strukturu, pa sopstvene frekvencije oscilovanja imaju manje vrednosti za aktivnu strukturu, uticaj vezivnih elemenata koji nisu uzeti u obzir pri numeričkoj proračunu.

Uzimajući u obzir zahtev, dat u poglavlju 5.3, uočava se da integracija senzora i aktuatora ne narušava dinamičke karakteristike osnovne strukture.

6.3 Koeficijent prigušenja aktivne strukture

U ovom poglavlju izvršene su određivanja koeficijenta prigušenja (ζ) vibracija aktivne strukture. Aktivna struktura podrazumeva integraciju Wheatstoneovog mosta kao senzorske platforme i piezoelektričnog aktuatora na pravougaonu aluminijumsku ploču, definisana je u glavi 5. Izgled realizovane aktivne strukture je dat na slici 6.5, i u daljem razmatranju uspešnosti razvoja sistema aktivnog upravljanja vibracija

razmatra e se data konfiguracija. Modovi oscilovanja zbog integracije dodate mase remenice i remena e biti promenjeni u odnosu na sopstvene frekvencije oscilovanja date u tabeli 6.1. Sopstveni modovi oscilovanja razmatrane strukture su: $f_I = 9.61 Hz$ i $f_{II} = 30.09 Hz$.

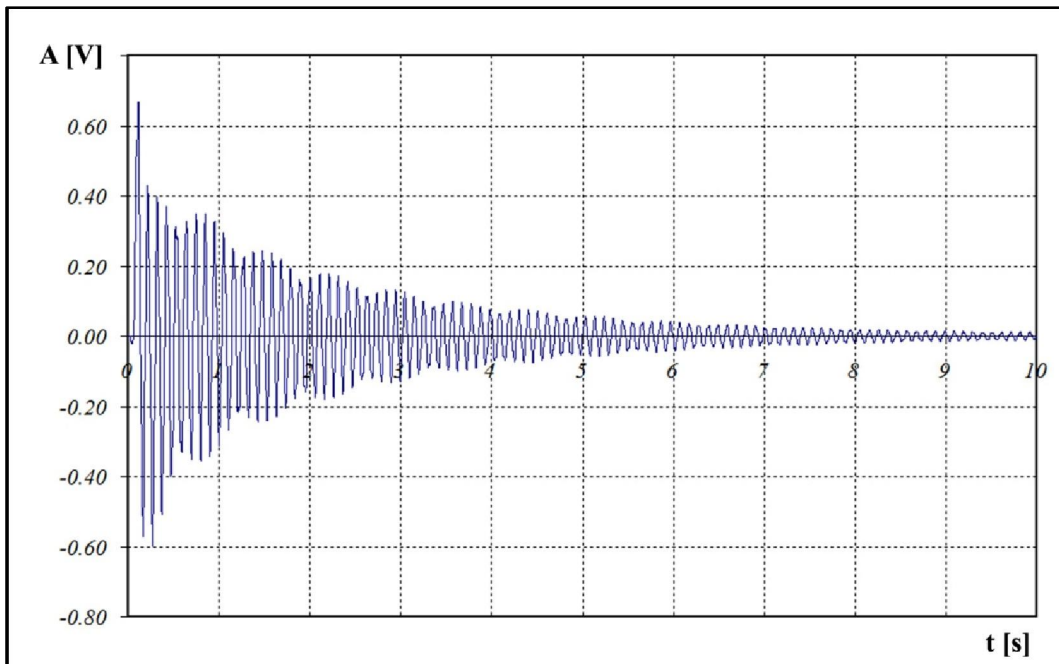


Slika 6.5. Aktivna struktura za eksperimentalnu verifikaciju sistema

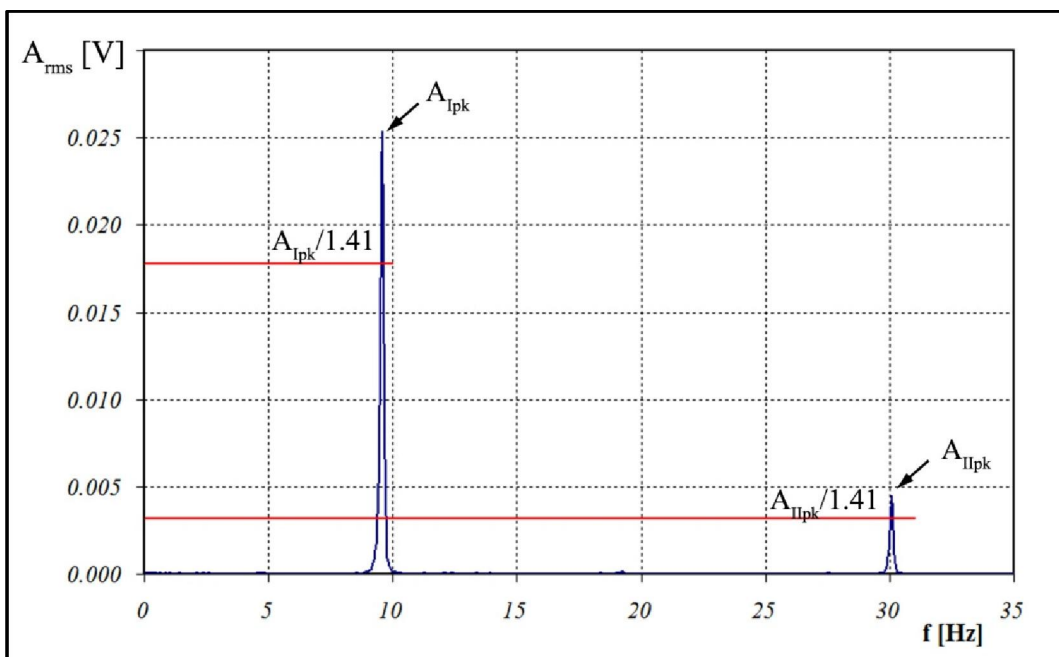
Postoji veliki broj metoda za odre ivanje koeficijenta prigušenja vibracija sistema. Naj eš e koriš ene metode su: metoda logaritamskog slabljenja „Logarithmic decrement method” i metoda propusnog opsega polovine snage „half-power bandwidth method“. U ovom radu prigušenje sistema odre iva e se na osnovu frekventnog spektra upotrebom metode propusnog opsega polovine snage [72-74].

Upotreba ove metode se zasniva na odre ivanju funkcije frekventnog odziva, kao što je dato na slikama 6.3 i 6.4. Za svaku sopstvenu frekvenciju sistema postoji odgovaraju i pik amplitude. Za svaku amplitudu odre uju se dve frekvencije sa leve i desne strane kojima odgovaraju vrednosti pada amlitude od 3 dB. Ve em koeficijentu prigušenja odgovara ve i frekventni opseg izme u donje i gornje vrednosti frekvencija. Propusni opseg polovine snage je definisan kao odnos frekventnog opsega izme u dve ta ke sa polovinom snage i priridne frekvencije odgovaraju eg moda.

Vremenski zapis slobodnih oscilacija aktivne strukture date na slici 6.5 dat je dijagramom na slici 6.6, dok je na slici 6.7 data funkcija frekventnog odziva aktivne strukture.



Slika 6.6. Slobodne oscilacije aktivne strukture – vremenski domen



Slika 6.7. Slobodne oscilacije aktivne strukture – frekventni domen

Koeficijent prigušenja strukture su izražena na osnovu sledeće jednačine:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad 6.1$$

Upotrebom jednačina 3.6, 3.15, 6.1, kao i podataka dobijenih za prva dva moda oscilovanja aktivne strukture datih na slici 6.7, mogu se odrediti prigušenja strukture. Rezultati koeficijenata prigušenja strukture su dati u tabeli 6.2.

Tabela 6.2 – Koeficijenti prigušenja aktivne strukture

Mod	Aktivna struktura			
	ω_n	ω_2	ω_1	ζ
I	60.38	60.62	59.76	0.0071
II	189	189.46	188.68	0.0021

Da bi se odredilo prigušenje aktivne strukture u procesu upravljanja sistemom potrebno je podesiti koeficijente PID regulatora, i to: proporcionalno K_p , integralno K_i i diferencijalno pojačanje K_d . Podešavanje koeficijenata PID regulatora je izvršeno upotrebom metode Ziegler-Nicholsa [50, 75-77].

6.4 Podešavanje PID regulatora

Prednost Ziegler-Nicholsove metode određivanja koeficijenata pojačanja faktora PID regulatora je u tome što se mogu odrediti koeficijenti za 4 tipa upravljanja sistema aktivnog prigušenja vibracija, i to: proporcionalni (P), proporcionalno-diferencijalni (PD), proporcionalno-integralni (PI) i proporcionalno-integralno-diferencijalni (PID) regulator.

Bez obzira na tip primenjenog regulatora (P, PD, PI ili PID) u eksperimentu se najpre isključuje integralno (I) i diferencijalno (D) dejstvo postavljanjem vremenske konstante T_i na maksimalnu vrednost (ili $K_i = 0$) i $T_d = 0$ (ili $K_d = 0$). Pri tome se faktor proporcionalnog dejstva, K_p postavlja na neku malu vrednost pri kojoj je

kontura regulacije stabilna. Zatim se u malim iznosima korak po korak poveća K_p , u svakom koraku izaziva poremećaj i na regulatoru snima regulisana promenljiva. Eksperiment se ponavlja sve dok se u nekom koraku kontura ne nađe na oscilatornoj granici stabilnosti. U ovom slučaju regulisana promenljiva utiče na kretanje strukture periodičnim oscilacijama konstantne amplitude. Dostignuta vrednost pojačanja se naziva kritično pojačanje, K_{kr} , a vreme između dva sukcesivna maksimuma u oscilacijama regulisane promenljive se naziva kritična perioda, T_{kr} .

Opisanim postupkom eksperimentalnog određivanja koeficijenata PID regulatora i funkcionalnih veza datih u tabeli 4.4, dobijene su vrednosti pojačanja prikazane u tabeli 6.3:

Tabela 6.3 – Koeficijenti PID regulatora određeni Ziegler-Nichols-ovom metodom

Tip regulatora	K_p	K_i	K_d
P	5.9	-	-
PI	5.3	0.0101	-
PID	7.1	0.0061	70.46

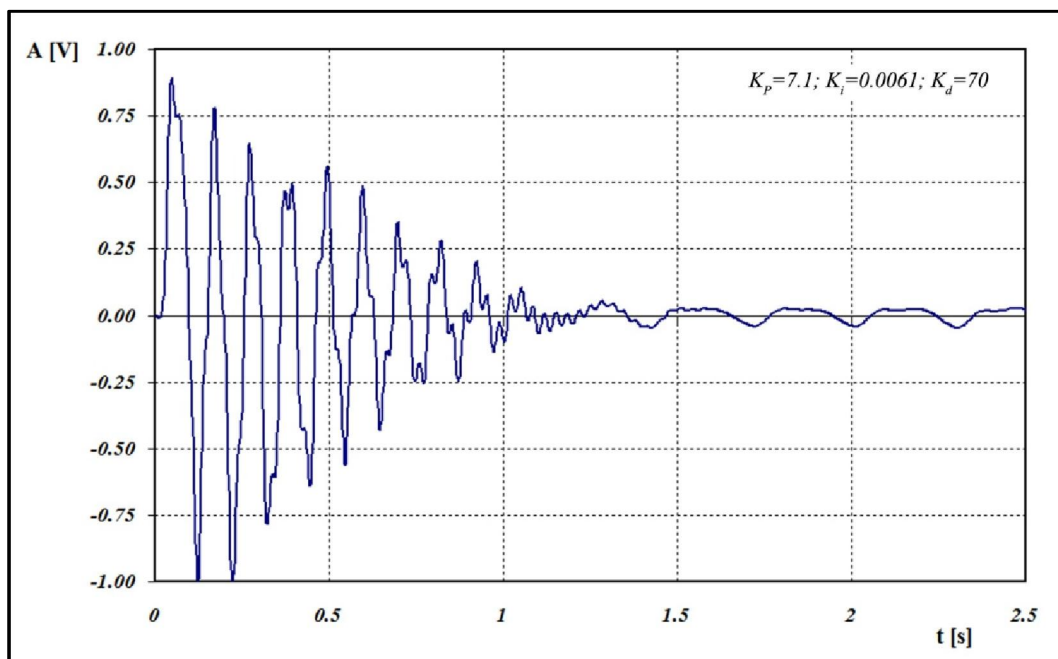
U zavisnosti od dobijenih rezultata može se vršiti i ručno podešavanje koeficijenata pojačanja PID regulatora, u cilju dobijanja što boljih rezultata aktivnog prigušenja aktivne strukture uz uslov da se ne naruše margine stabilnosti.

6.5 Aktivno prigušenje slobodnih vibracija sistema

Provera rada sistema aktivnog prigušenja slobodnih vibracija, vršeno je statičkim otklonom slobodnog kraja ploče za 20 mm. Oscilacije (vibracije) sistema se javljaju nakon pomeranja sile sa kraja ploče [78]. Eksperimenti su vršeni sa tri tipa regulatora: PID, PI i PD. Vreme umirenja aktivne strukture bez upravljanja je dato na slici 6.6, dok su koeficijenti prigušenja za prva dva moda data u tabeli 6.2.

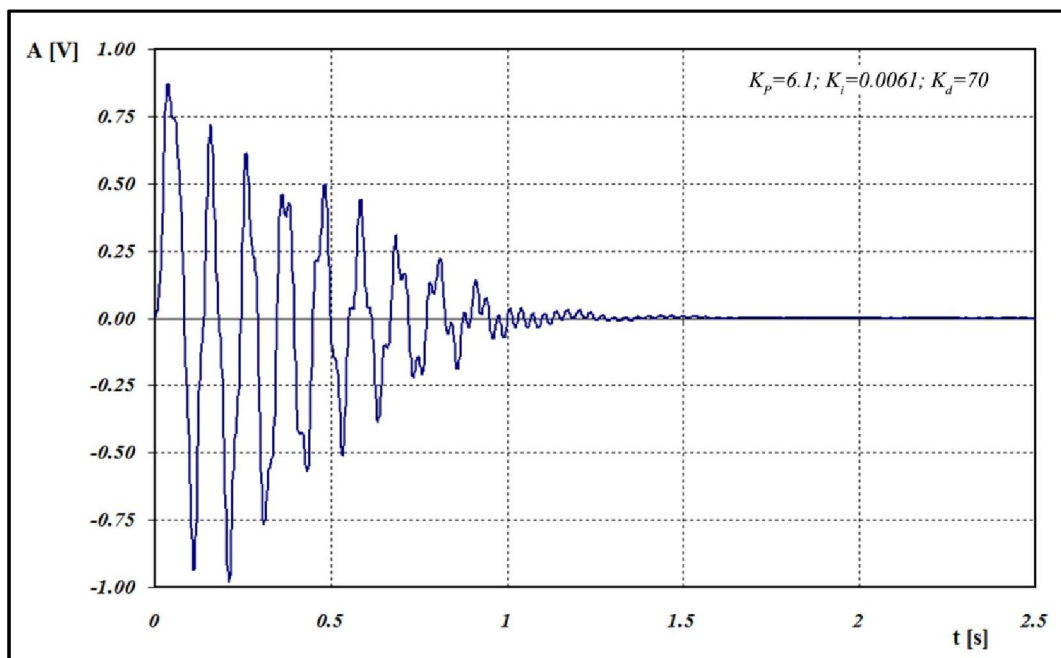
Koeficijenti pojačanja PID, PD i PI su ručno podešavani sa ciljem da se dobije što kraće vreme umirenja strukture, odnosno što veći koeficijent prigušenja.

Prvi test je izvršen sa PID regulatorom slede ih koeficijenata pojačanja: $K_p = 7.1$, $K_i = 0.0061$ i $K_d = 70$.



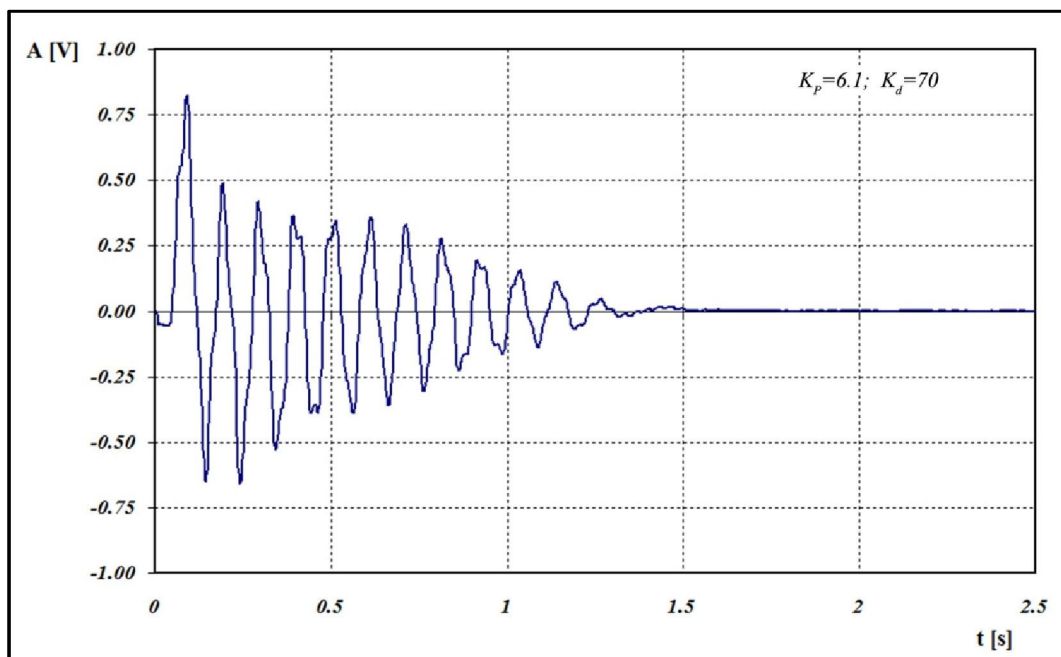
Slika 6.8. Slobodne oscilacije sa PID upravljanjem: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$

Na dijagramu datom na slici 6.8 se uočava određena nestabilnost (od $t=1.3$ s), odnosno upravljana promenljiva posle poremećaja iz stanja mirovanja se ne vraća u prvobitno stacionarno stanje, već nastavlja sa oscilovanjem. Izabrani koeficijenti PID regulatora nisu adekvatno podešeni, potrebno je izvršiti dodatno podešavanje.

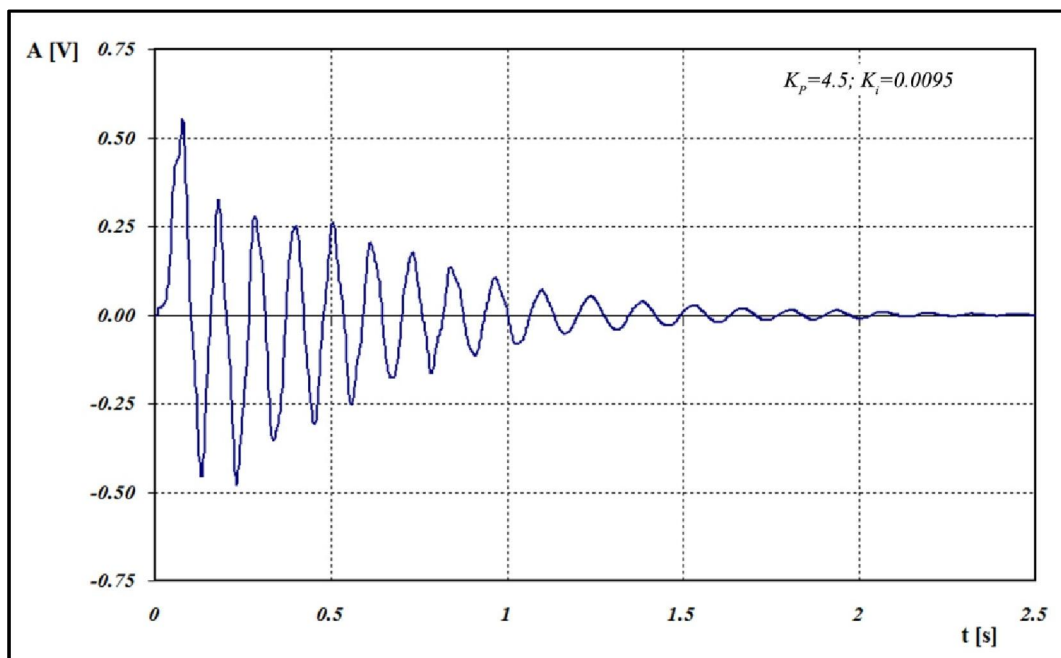


Slika 6.9. Slobodne oscilacije sa PID upravljanjem: $K_p=6.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$

Slika 6.9 predstavlja slobodne oscilacije aktivne strukture sa PID regulatorom slede ih pojačanja: $K_p = 6.1$, $K_i = 0.0061$ i $K_d = 70$. Istim postupkom utvrđeni su najbolji koeficijenti prigušenja PD i PI regulatora, slika 6.10 i slika 6.11, respektivno.

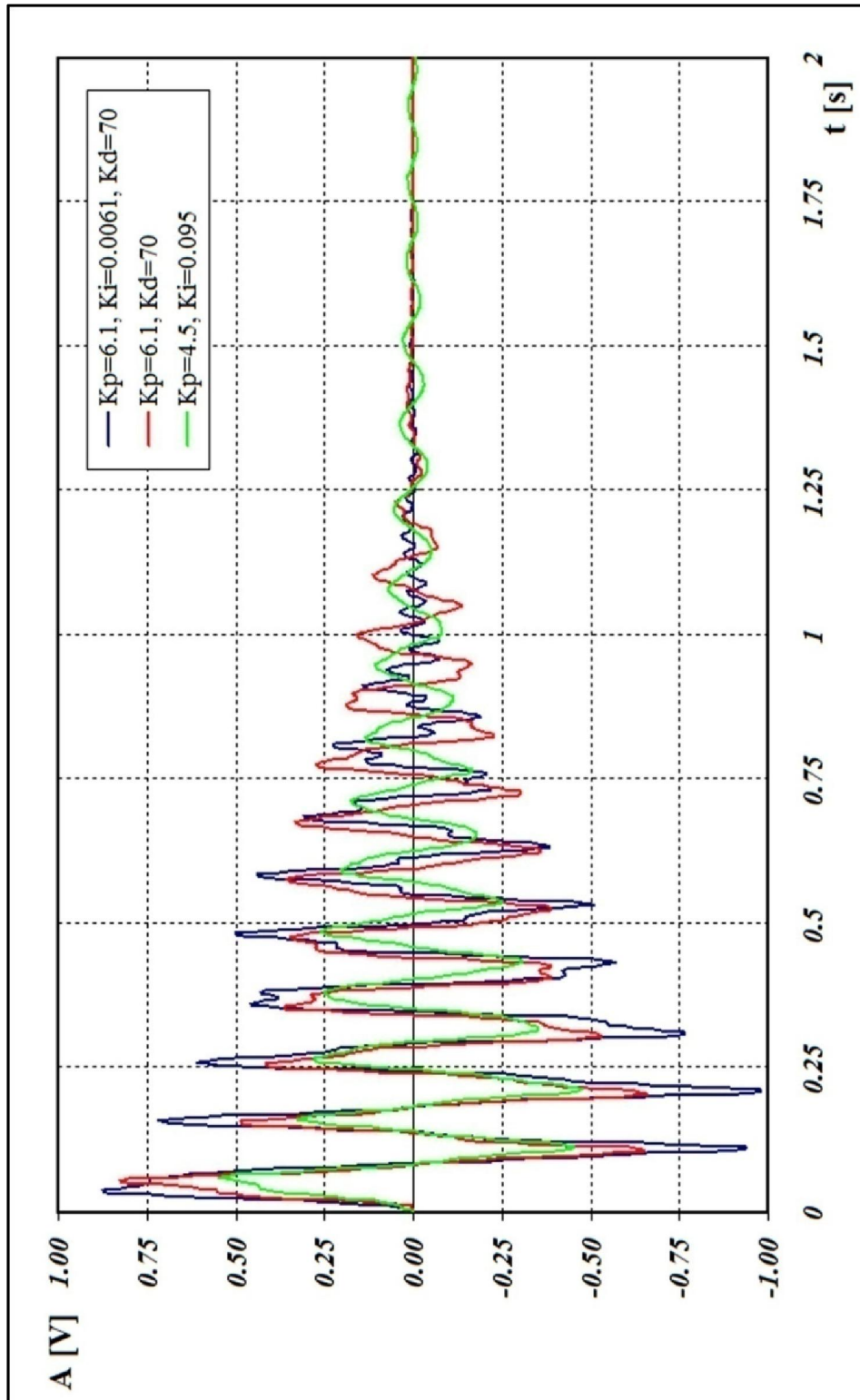


Slika 6.10. Slobodne oscilacije sa PD upravljanjem: $K_p=6.1$ i $K_d=70$



Slika 6.11. Slobodne oscilacije sa PI upravljanjem: $K_p=4.5$ i $K_i=0.0095$

Objedinjavanjem dijagrama datih na slikama 6.9 – 6.11 može se utvrditi efikasnost PID, PD, PI regulatora. Skupni dijagram dat je na slici 6.12.



Slika 6.12. Slobodne oscilacije PID, PD i PI tipa regulacije

Sa dijagrama datog na slici 6.12 se može zaključiti da je PID regulatoru potrebno najkraće vreme za vraćanje strukture u prvobitno stacionarno stanje (stanje

mirovanja), $T=1.2$ sekundi. PD regulatoru je potrebno $T=1.4$ sekundi, dok je PI regulatoru potrebno $T=2.2$ sekundi. U odnosu na vreme umirenja aktivne strukture bez sistema upravljanja (slika 6.6), $T=10$ sekundi, može se zaključiti da sva tri tipa regulatora imaju visoku efikasnost prigušenja vibracija. Za verifikaciju ovog sistema potrebno je izvršiti i proračun koeficijenta prigušenja, ζ , aktivne strukture za sva tri tipa regulatora i uporediti ih sa vrednostima aktivne strukture bez regulacije (tabela 6.2). Postupak određivanja koeficijenta prigušenja je izvršen upotrebom metode metoda propusnog opsega polovine snage „half-power bandwidth method“, opisanog u poglavlju 6.3 ove disertacije.

Rezultati koeficijenata prigušenja aktivne strukture sva tri tipa regulatora (PID, PD i PI) su dati u tabeli 6.4.

Tabela 6.4 – Koeficijenti prigušenja aktivne strukture sa PID, PD i PI regulatorom

Mod	Prigušenje aktivne strukture, ζ			
	bez upravljanja	PID	PD	PI
I	0.0071	0.0626	0.0496	0.0437
II	0.0021	0.0146	0.0141	0.0142

Vrednosti koeficijenata prigušenja, dati u tabeli 6.4, potvrđuju da se upotrebom sistema aktivnog prigušenja sa različitim tipovima regulacije povećavaju koeficijenti prigušenja strukture, što je u saglasnosti sa vremenom dobijenim za umirenje aktivne strukture. Upotreba PID, PD i PI regulatora različito utiče na prvi mod oscilovanja, dok je koeficijent prigušenja aktivne strukture za drugi mod oscilovanja približno jednak bez obzira na tip izabranog regulatora. Ova činjenica se objašnjava pozicijom i orijentacijom piezoelektrikog aktuatora i lokalnim povećanjem krutosti u poprečnom pravcu ploče, tj. za efikasnost regulatora u poprečnom pravcu (uvijanje – II mod oscilovanja) potrebno je izvršiti dodatno podešavanje koeficijenata PID regulatora.

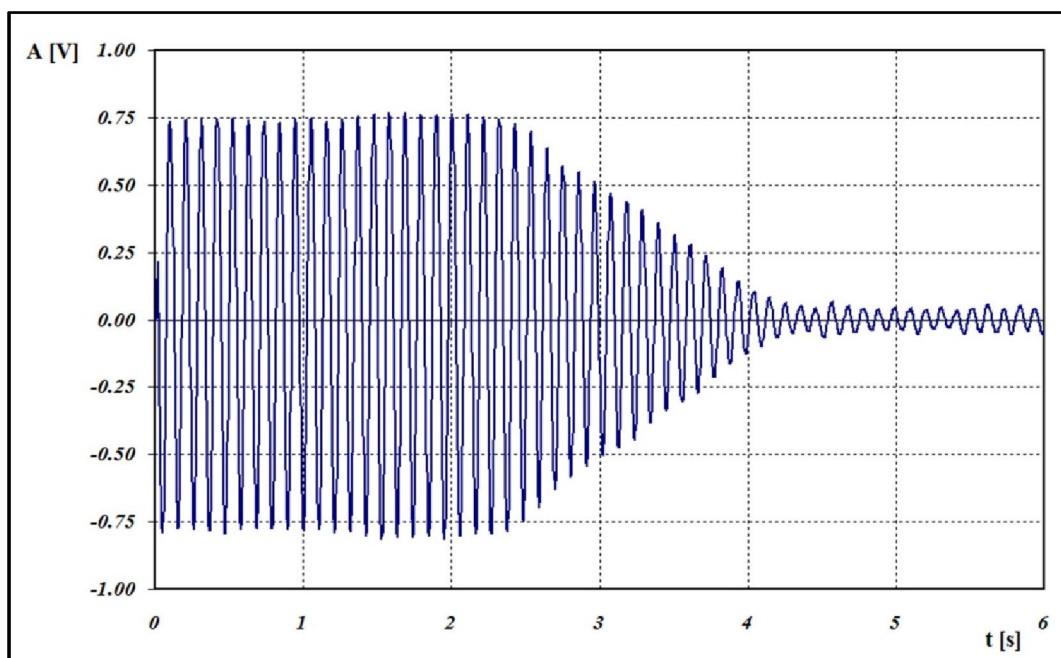
U nekim mehaničkim sistemima, zahtev za umirenje strukture nakon udara je prioritet sistema aktivnog prigušenja vibracija [78-80]. Međutim, većina mehaničkih sistema je okružena prinudnim silama koje dejstvuju na sistem, kod vazduhoplova su to aerodinamičke sile, reaktivne sile pogonskih elemenata (motor, reduktor, elise, itd...). Sa

ovog aspekta neophodno je utvrditi efikasnost predloženog sistema aktivnog upravljanja u slučaju kada na sistem deluju prinudne sile.

6.6 Aktivno prigušenje prinudnih vibracija sistema

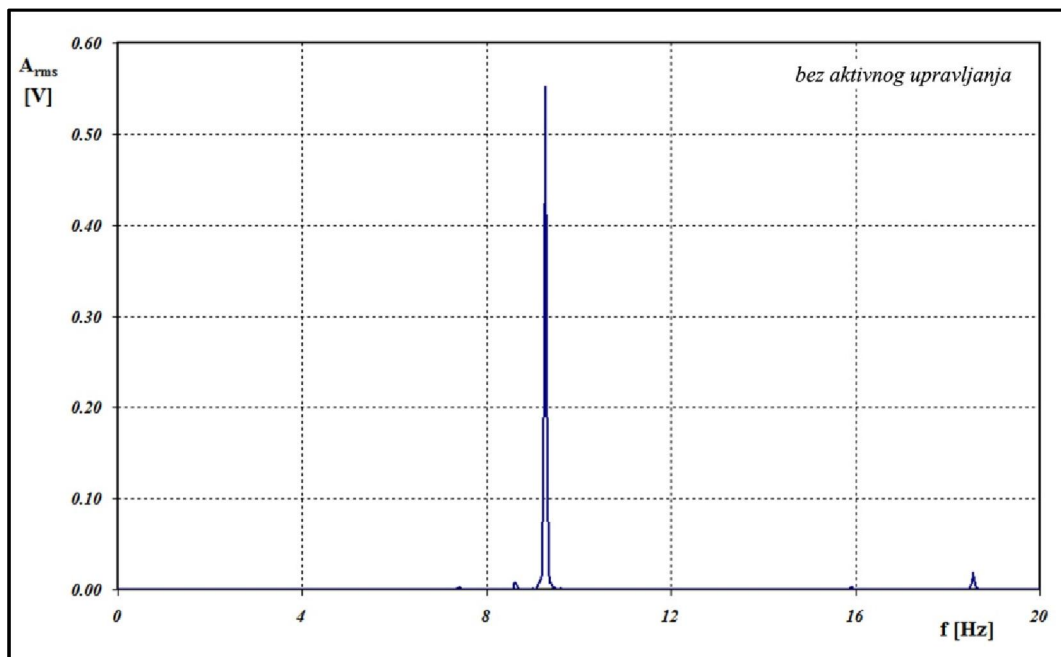
Provera rada sistema aktivnog prigušenja prinudnih vibracija, vršeno je periodičnom pobudom aktivne strukture (slika 6.5) na frekvenciji vrlo bliskoj prvoj prirodnoj frekvenciji (prvom modu oscilovanja). Pobuda je zadavana elektromotorom koji je preko ekcentrične remenice povezan sa remenicom na aktivnoj strukturi. Eksperiment je vršen sa PID regulatorom [78].

Na slici 6.13 prikazan je dijagram prelaznog režima vibracija pri uključivanju sistema aktivnog upravljanja vibracijama sa PID regulatorom. Period koji je potreban za uspostavljanje novog stanja sistema iznosi oko 2 sekunde. Uspostavljeno stanje sistema nikada ne može biti jednako željenom stanju, tj. stanju mirovanja kada je sistem izložen uticaju periodičnih spoljašnjih sila.

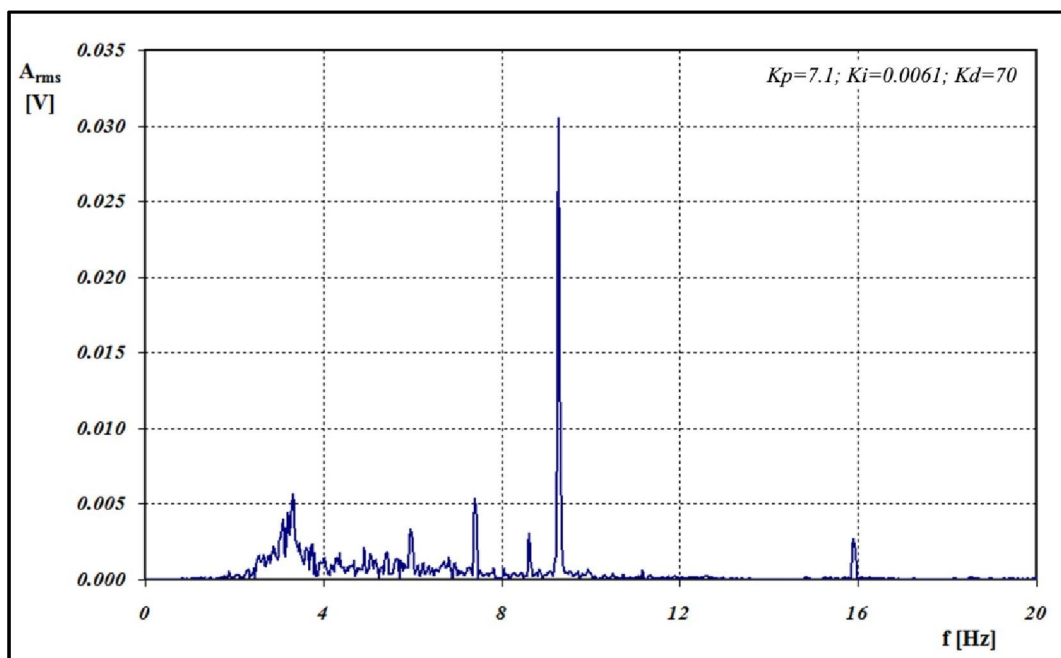


Slika 6.13. Prelazni period između neupravljanje i upravljane strukture

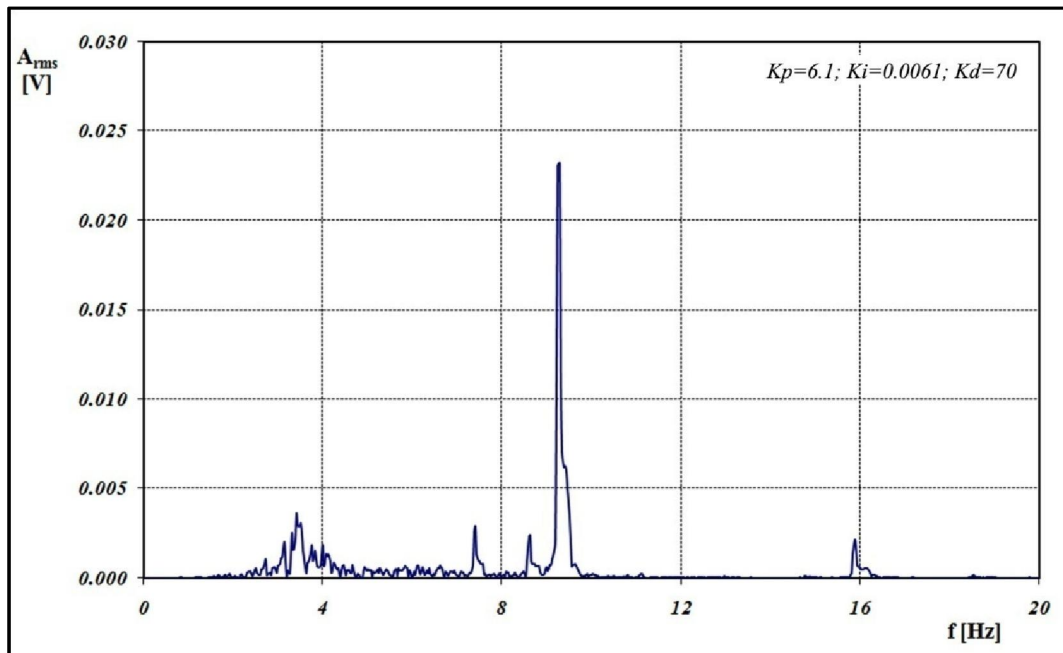
Frekventni spektar vibracija neupravljanje strukture dat je na slici 6.14, dok su frekventni spektri vibracija upravljane strukture sa različitim koeficijentima pojačanja dati na slikama 6.15 do 6.21.



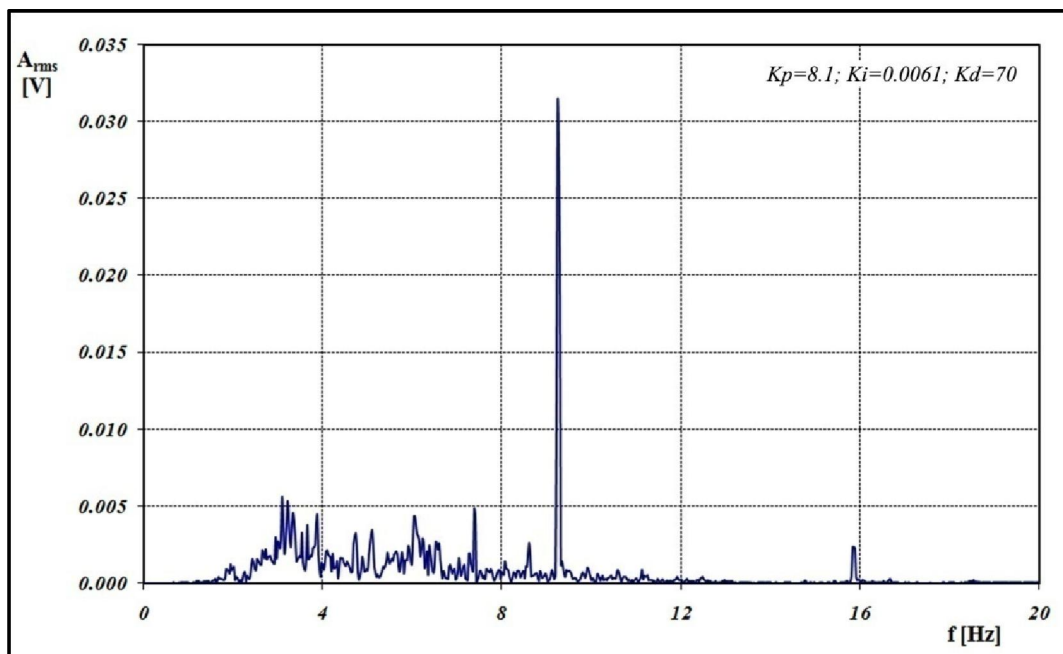
Slika 6.14. Frekventni spektar aktivne strukture bez aktivnog upravljanja



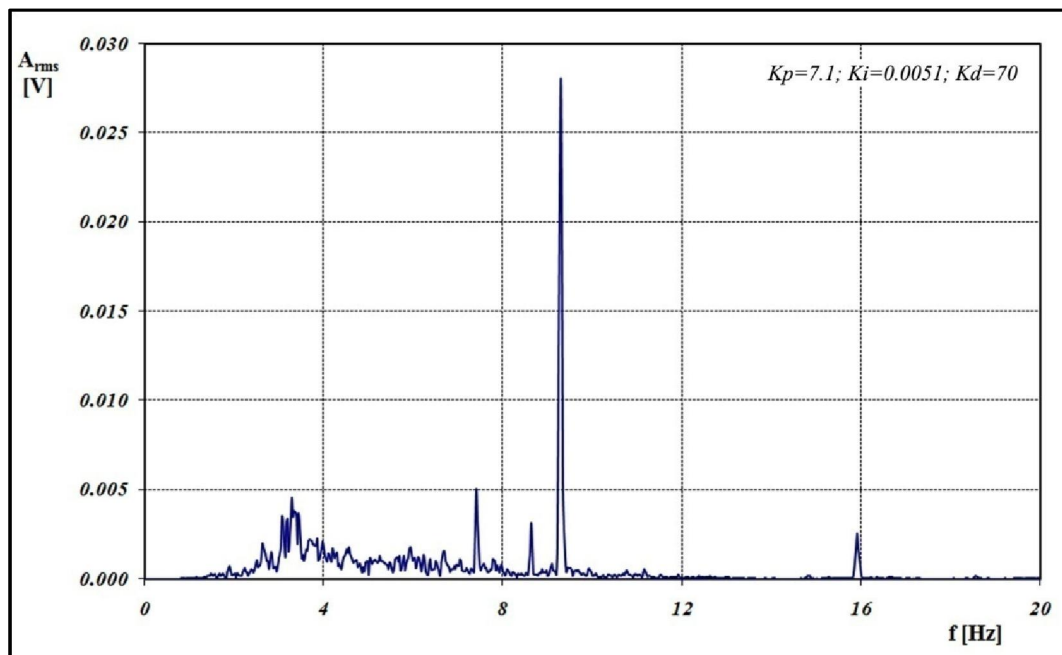
Slika 6.15. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$



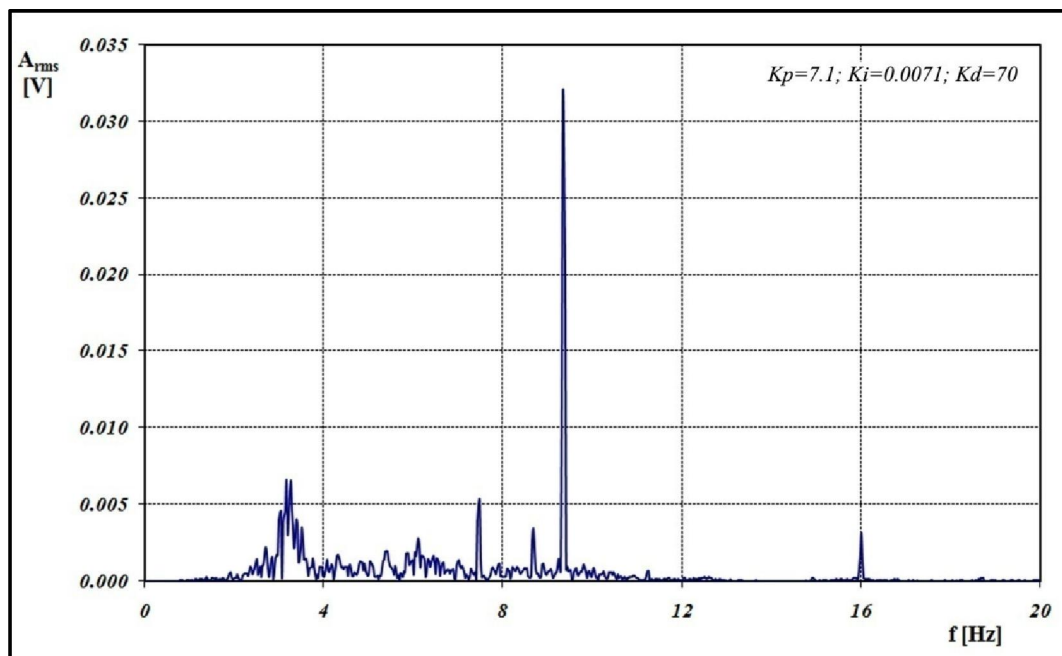
Slika 6.16. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=6.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$



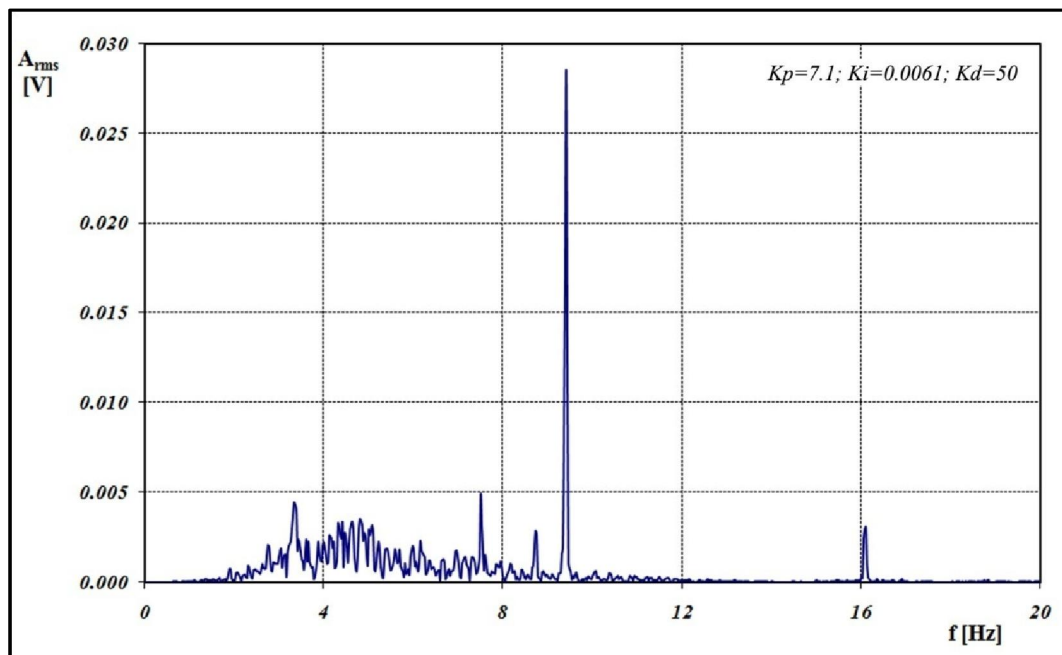
Slika 6.17. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=8.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$



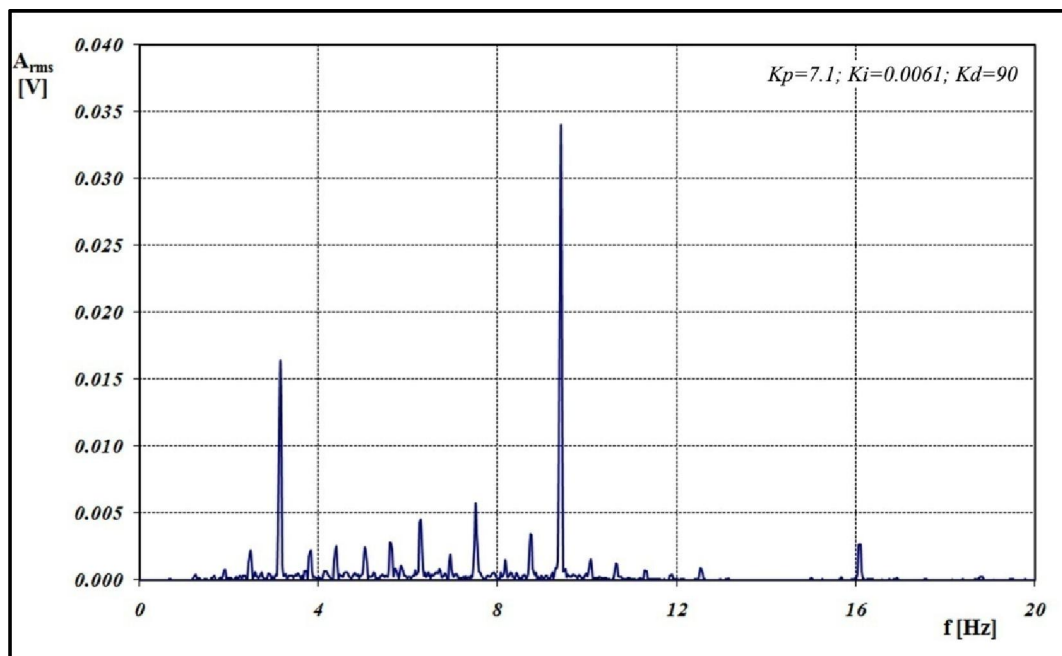
Slika 6.18. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0051$ i $K_d=70$



Slika 6.19. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0071$ i $K_d=70$



Slika 6.20. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=50$



Slika 6.21. Frekventni spektar aktivne strukture sa PID regulatorom: $K_p=7.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=90$

Rezultati dobijeni u eksperimentima za različite koeficijente pojačanja PID regulatora (slika 6.14 – 6.21) dati su u tabeli 6.5.

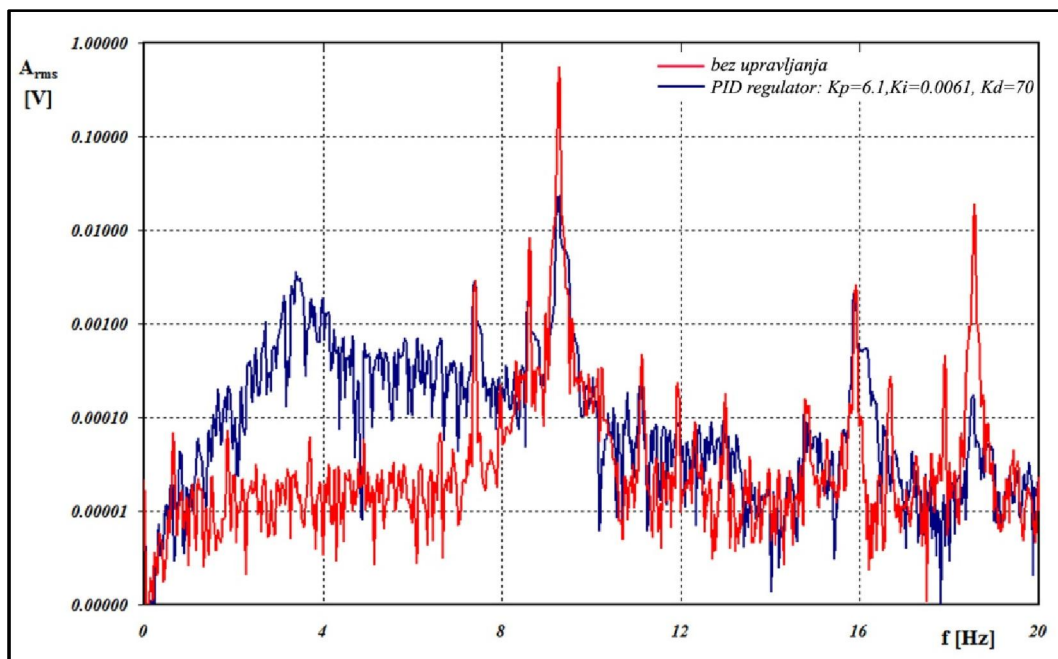
Tabela 6.5 – Amplituda kontrolnog signala sistema sa različitim koeficijentima pojačanja PID regulatora

Kp	Ki	Kd	A_{rms} (mV)	Smanjenje A_{rms} (%)	A_{rms} (dB)	Smanjenje A_{rms} (dB)
Uncontrolled			485.70	/	-6.3	/
7.1	0.0061	70.46	27.72	94.29	-31.1	24.8
6.1	0.0061	70.46	25.18	94.82	-32.0	25.7
8.1	0.0061	70.46	31.87	93.44	-29.9	23.7
7.1	0.0051	70.46	28.42	94.15	-30.9	24.6
7.1	0.0071	70.46	32.64	93.28	-29.7	23.4
7.1	0.0061	50.46	28.85	94.06	-30.8	24.5
7.1	0.0061	90.46	34.90	92.81	-29.1	22.8

Analizom dobijenih rezultata zaključuje se da postoji veliko poklapanje rezultata pri aktivnom prigušenju slobodnih i prinudnih vibracija. Dijagram slobodnih vibracija sistema dat na slici 6.9 i dijagram prinudnih vibracija dat na slici 6.16 sa istim koeficijentima pojačanja PID regulatora daju najbolje rezultate za sistem aktivnog prigušenja pravougaone aluminijske ploče. Ostvareno prigušenje od 94.82 % (25.7 dB), pri dejstvu prinudnih sila, u odnosu na neupravljanu strukturu je odličan rezultat [81, 82].

Na slici 6.22 prikazano je prigušenje u frekventnom spektru neupravljanje aktivne strukture i upravljane aktivne strukture sa PID regulatorom ($K_p=6.1$, $K_i=0.0061$ i $K_d=70$). Na datom dijagramu se uočava pojava rasta amplitude (kontrolnog signala), A_{rms} , u podharmoničnoj oblasti kao i porast na nekim frekvencijama u nadharmoničnoj oblasti. Poređenjem ovih oblasti na dijagramima datim na slikama 6.14-6.21 uočava se da oblast ima veće ili niže vrednosti u zavisnosti od izabranih koeficijenata pojačanja PID regulatora. Nivoi vibracija u navedenim oblastima kao i ukupno pojačanje ili

smanjenje vibracija sistema predstavljaju karakteristiku upravljivosti, o kojoj e biti više re i u narednom poglavlju.



Slika 6.22. Frekventni spektar sistema aktivnog prigušenja pravougaone plo e

6.7 Upravlјivost sistema aktivnog prigušenja vibracija

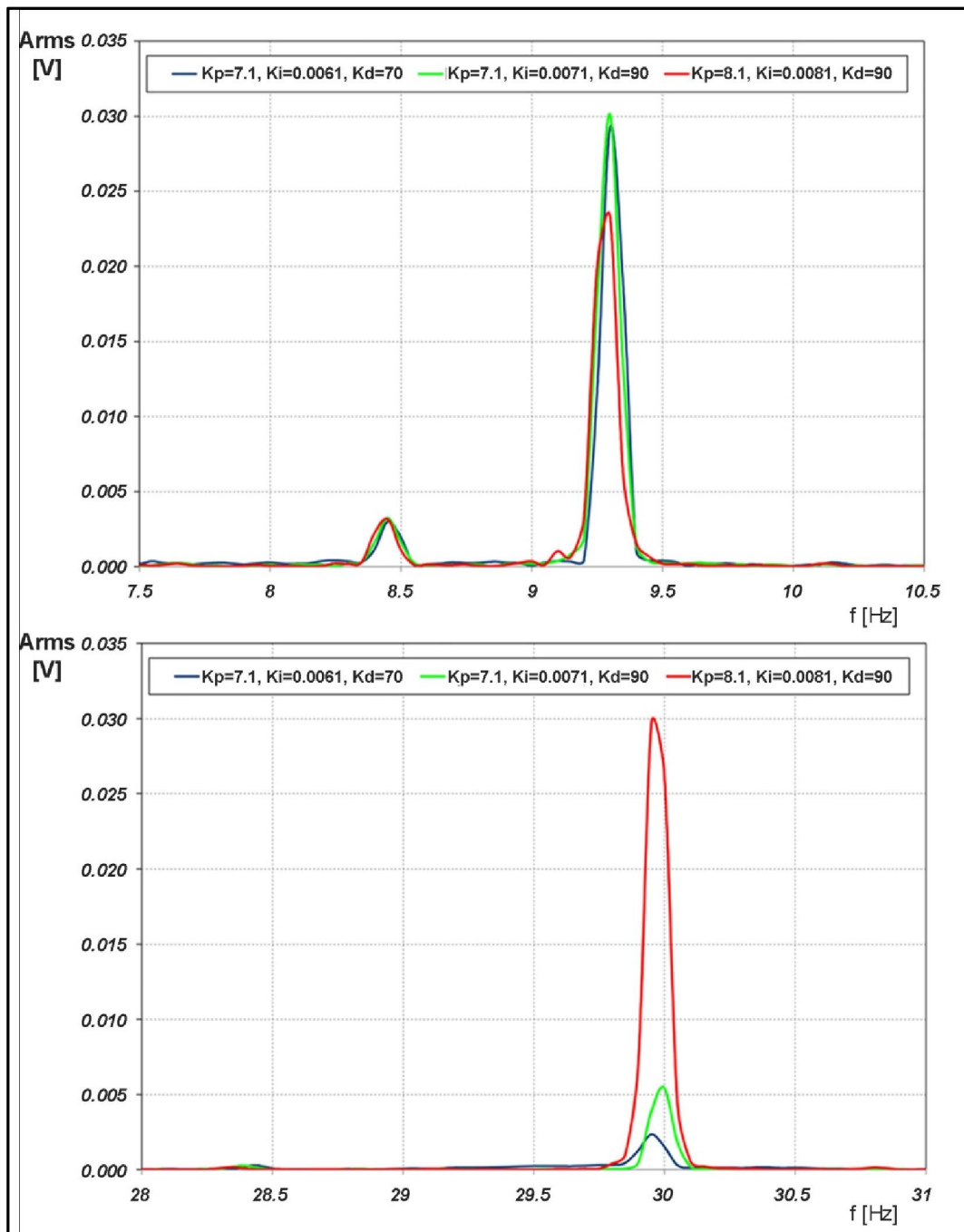
U dosadašnjem razmatranju rada sistema aktivnog prigušenja vibracija viši modovi su ignorisani iz slede ih razloga: više modove je teže pobuditi i daju mali doprinos amplitudi vibracija, viši modovi teže ka ve oj neta nosti prilikom uproš avanja u teoretskoj analizi, i naj eš e su pobudne frekvencije sistema niske i ne pobu uju više modove. Svi modovi strukture se mogu podeliti u tri grupe, i to: 1) upravljani modovi, 2) modelovani neupravljivi modovi (rezidualni modovi), i 3) nemodelovani modovi, koji se tako e ne uzimaju u razmatranja [50]. Me utim u praksi, kontrolni signal, $y(t)$, u svom signalu sadrži rezidualne i nemodelovane modove strukture. Nepoželjne pobude nastale od navedenih modova kroz ograni en broj diskretnih aktuatora izaziva efekat poznat kao „spillover“. Tako e u ovom poglavlju bi e prikazane pojave u podharmoni nom podru ju, nastale usled integracije aktuatora i senzora na plo u.

6.7.1 „Spillover“ efekat

„Spillover“ efekat predstavlja sekundarni uticaj na strukturu izazvan aktivnostima na smanjenju primarnog uticaja (prigušenje prvog moda oscilovanja). Uticajem na prigušenje prvog moda oscilovanja, podešavanjem koeficijenta PID regulatora, može se izazvati pojačanje amplitude na višem modu oscilovanja. Ova pojava je uočena pri podešavanju koeficijente pojačanja PID regulatora. Pojačanje na drugom modu oscilovanja se uvećava šest puta dok se amplituda na frekvenciji primarnog izvora smanjuje za petinu vrednosti (slika 6.23).

„Spillover“ efekat narušava performanse sistema, ali je malo verovatno da ovaj efekat može da izazove neki ozbiljniji problem sem u slučaju potpune nepodešenosti koeficijenta pojačanja PID regulatora. „Spillover“ efekat se najčešće javlja u područjima iznad frekvencije spoljašnje pobude sistema, u nadharmoničnom području frekvencija.

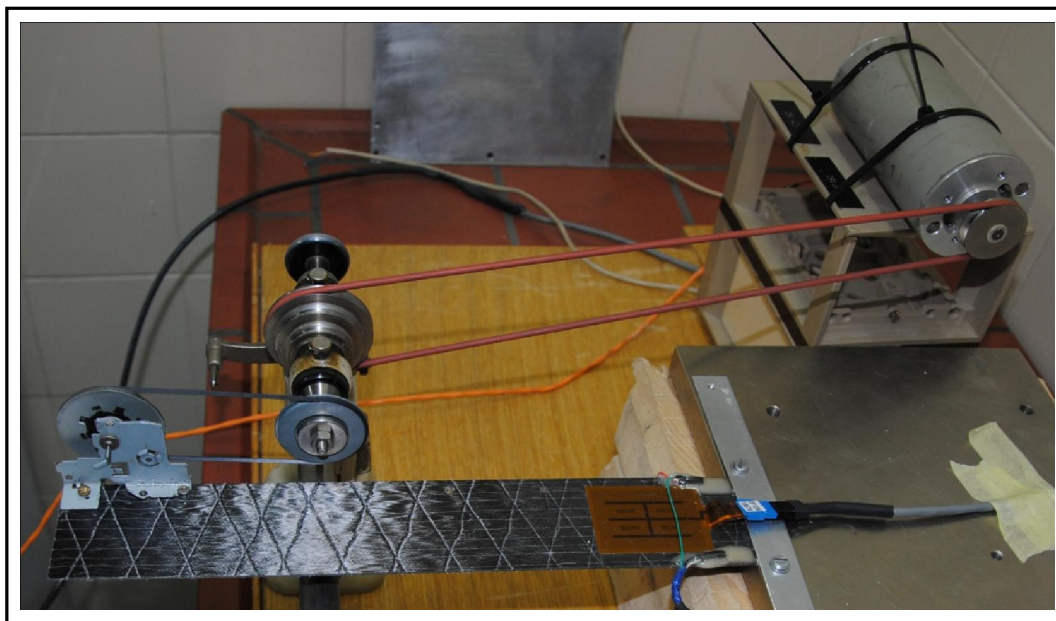
Postoji par metoda za redukciju „spillover“ efekta. Prva metoda je upotreba modalnih filtera koji se mogu koristiti za određivanje modalnih koordinata i brzina sa različitih senzora. Ova metoda podrazumeva integraciju više senzora, što je u suprotnosti za osnovnim zahtevom da integrisana struktura ima što manju promenu mase i krutosti sistema. Druga metoda je da se u regulator uvede osmotrivost i residualnih modova. U tom slučaju smanjuje se „spillover“ efekat, ali se umanjuje efikasnost regulatora na upravljanju osnovnim modovima. U suštini bolje rešenje je dobra podešenost regulatora nego uslozljavanje sistema sa upravljanjem residualnim modovima.



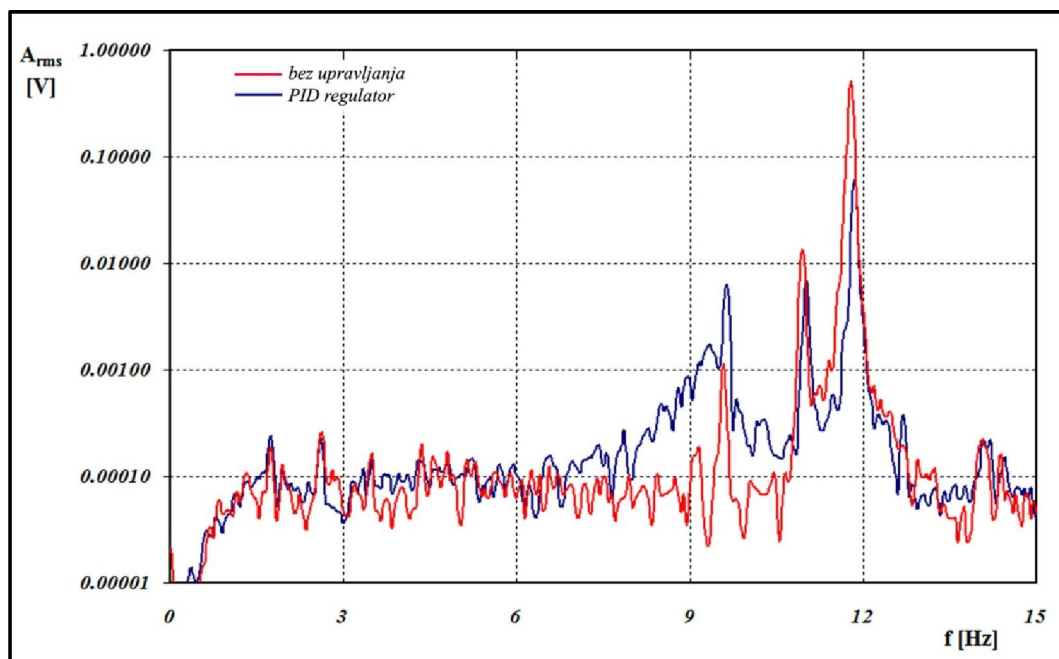
Slika 6.23. „Spillover“ efekat na izabranom strukturalnom elementu

6.7.2 Upravljanje sistema u podharmoni noj oblasti pobude

Pored „spillover“ efekta koji se naj eš e javlja u nadharmoni nom podru ju na upravljivost sistema uti u i pojave pove anja amplitude u podharmoni nom podru ju. Ova pojava se uo ava na dijagramima datim na slikama 6.14 – 6.22. Rad sistema aktivnog prigušenja vibracija podrazumeva uvo enje spoljašnje energije (napona) na piezoelektri ni materijal aktuatora. Plo asti aktuatori se integrišu na strukturalni element lepljenjem. Lepljenje aktuatora retko kada može da bude idealno, tako da sloj lepka uvek predstavlja neki pasivni prigušni element. Sa ovog aspekta i injenicom da aktuator u svom radu menja dužinu, što u najprostijem slu aju predstavlja neku vrstu udara na plo u, na strukturi se javlja odgovor sistema u podharmoni nom podru ju u odnosu na frekvenciju pobude. U zavisnosti od materijala strukturalnog elementa, tipa veziva (lepka), pozicije aktuatora ne e uvek dolaziti do pobude više modova kao što je uo eno na pravougaonj aluminijumskoj plo i. Izvršeni su eksperimenti i na kompozitnoj gredi sa istim tipom piezoelektri nog aktuatora i sa istom eksperimentalnom postavkom. Eksperimentalna postavka je data na slici 6.24, a frekventni spektar grede pri podešenim PID regulatorom sa i bez upravljanja dat je na slici 6.25.



Slika 6.24. Kompozitna greda sa integrisanim aktuatorom i senzorom



Slika 6.25. Frekventni spektar sistema aktivnog prigušenja kompozitne grede

Upore uju i dijagrame date na slici 6.22 i 6.25 uo ava se da aluminijumska struktura ima ve i pobu eni frekventni opseg (2 – 8 Hz) u podharmoni noj oblasti prvog moda u odnosu na kompozitnu gredu (7.5 – 10.5 Hz) pri podešenosti PID regulatora sa najve im efektom prigušenja. Eksperimentalno je utvr eno da se smanjenjem frekvencije pobude i ulaskom u podharmoni nu zonu efikasnost prigušenja vibracija strukture se smanjuje. Ovo je uslovljeno iz dva razloga. Prvi razlog je taj što se deformacije plo e na mestu lokacije senzora smanjuju i uslovljava manju amplitudu kontrolnog signala. Sa manjom amplitudom i smanjenom frekvencijom oscilovanja, PID regulator formira upravlja ki signal sa koeficijentima poja anja odre enim za prvi mod oscilovanja. Koeficijenti PID regulatora ne odgovaraju frekvenciji pobude ve vrše upravljanje i pobu uju prvi mod plo e, što prakti no zna i da se sistem aktivnog upravljanja vibracijama ponaša kao pobu iva prvog moda plo e.

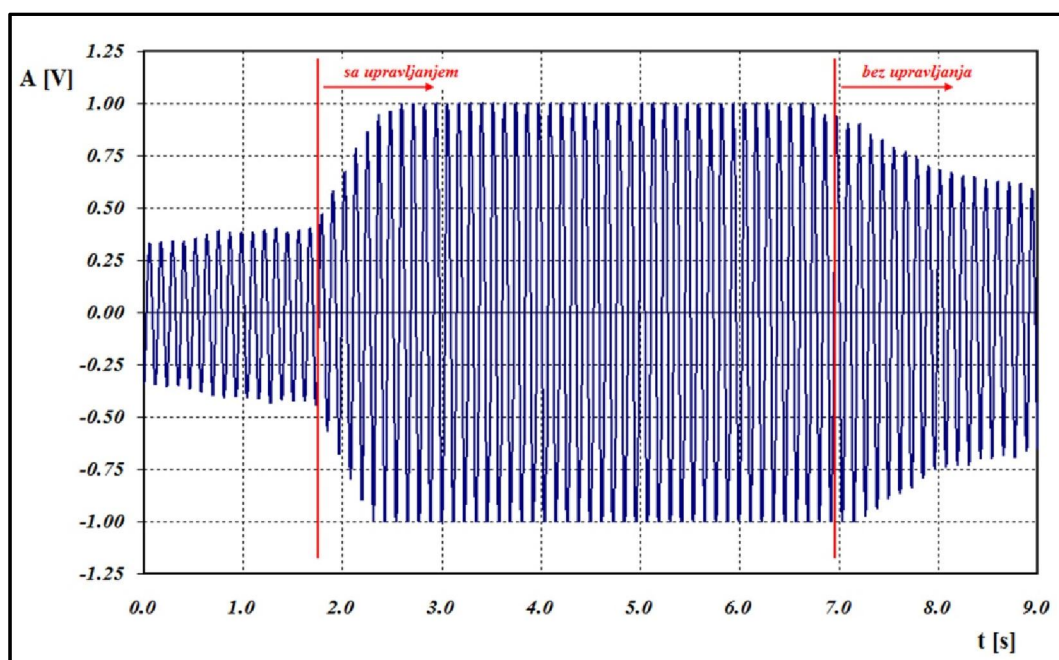
Opisana pojava navodi na zaklju ak da je za sisteme aktivnog prigušenja vibracija sa promenljivom pobudom (frekvencijom) neophodno imati mogućnost promene koeficijenata poja anja PID regulatora u funkciji frekvencije. Ovakvi sistemi su izuzetno komplikovani sa aspekta strukturalne integracije (više senzora i aktuatora) i zahtevaju adaptaciju parametara PID regulatora.

6.7.3 Nestabilnost sistema aktivnog prigušenja vibracija

Za razliku od prethodna dva efekta, koji prvenstveno utiču na efikasnost sistema aktivnog prigušenja vibracija, nestabilnost sistema vodi ka pojačanju vibracija i lomu strukturalnih elemenata.

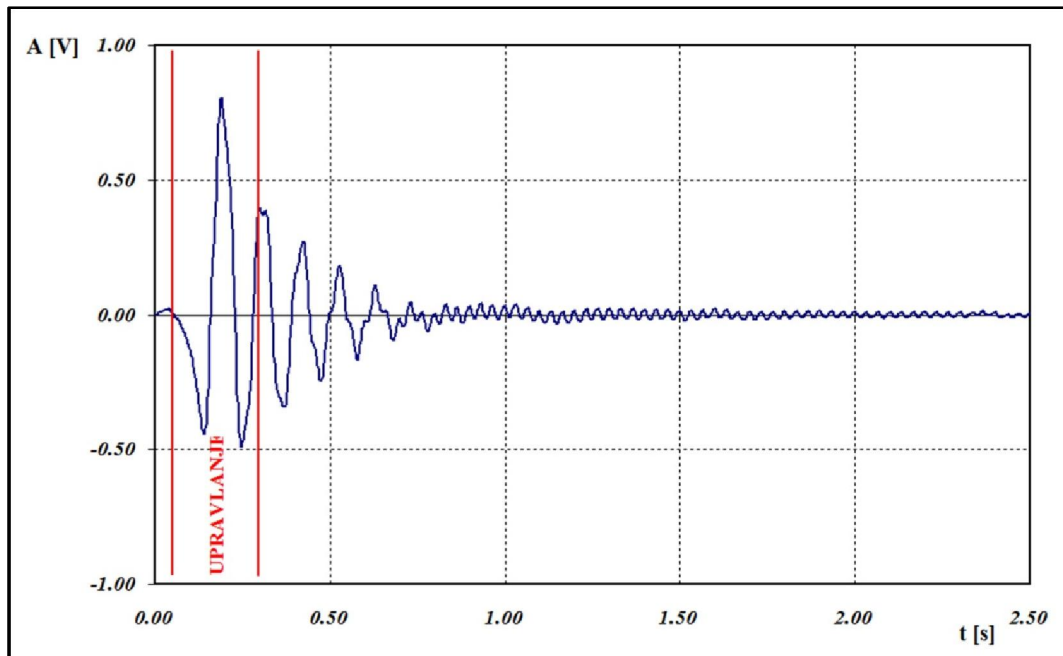
Na osnovu teorijskih razmatranja datih u poglavlju 2.2 i 4.5 ove disertacije, kao i eksperimentalnih istraživanja datih u ovoj glavi, može se zaključiti da nestabilnost isključivo zavisi od efekta kašnjenja upravljačkog signala $u(t)$ u odnosu na kontrolni signal $y(t)$. Promenom koeficijenta pojačanja PID regulatora utiče se na vreme kašnjenja, τ , između upravljačkog signala $u(t)$ u odnosu na kontrolni signal $y(t)$.

Na slici 6.26 dat je kontrolni signal u vremenskom domenu, $y(t)$, pri kontinualnoj prinudnom pobudi. Fazna pomerenost signala je postavljena na $\phi=180^\circ$ i uključeno je sistem aktivnog prigušenja (slika 6.26 – „sa upravljanjem“). Izuzetno brzo se postiže superponiranje kontrolnog signala sa upravljačkim signalom i sistem povećava svoju amplitudu oscilovanja. Sistem sa ovim faznim pomerajem je potpuno nestabilan. Nakon isključenja sistema aktivnog prigušenja („bez upravljanja“) sistem ima tendenciju vraćanja u prethodno stanje, s tim da je gradijent smanjenja vibracija znatno manji nego u slučaju uključivanja sistema.



Slika 6.26. Nestabilnost sistema pri kontinualnoj pobudi

Tako e je vršena analiza nestabilnog sistema za slu aju slobodnih vibracija. U ovom slu aju je primetno da samim uklju ivanjem sistema upravljanja, bez pobude, sistem ima tendenciju oscilovanja. Opisana nestabilnost sistema pri uklju enju upravljanja je data na slici 6.27.



Slika 6.27. Nestabilnost sistema pri slobodnim vibracijama

Izvršenim eksperimentima dokazano je da je predloženi sistem aktivnog prigušenja vibracija strukturalnog elementa efikasan i upravljiv.

Glava 7

7 ZAKLJUČAK

7.1 Rezultati istraživanja

Predmet istraživanja ove disertacije je modelovanje i razvoj struktura visokih performansi sa aspekta otpornosti na dejstvo vibracija. Razmatrani su sistemi aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova. U tom smislu izvršeno je matematičko modelovanje aktivnih struktura uz optimizaciju položaja i orijentacije senzorsko-aktuatorskih parova, kao i razvoj matematičkih modela sistema aktivnog upravljanja vibracijama. Postavljeni matematički modeli aktivnih struktura, kao i sistema upravljanja su verifikovani na realnom strukturalnom elementu (aluminijumska pravougaona ploča) numeričkim i eksperimentalnim metodama. Za eksperimentalnu verifikaciju modelovanog sistema razvijena je celokupna eksperimentalna postavka sistema za aktivno prigušenje vibracija.

Tokom pomenutog istraživanja u oblasti aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova, korišćene su različite analitičke, numeričke i eksperimentalne metode: metoda konačnih elemenata, modalna analiza, optimizacija rojem estica, Ziegler-Nichols metoda, metoda Routh-ovog kriterijuma stabilnosti, eksperimentalna modalna analiza, metoda filtriranja signala, metoda FFT (Fast Fourier Transform) i metoda komparativne analize.

Cilj istraživanja koji se odnosi na realizaciju efikasnog sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova na sopstvenim frekvencijama oscilovanja (modovima) je u potpunosti ostvaren. Na osnovu

analize postoje ih saznanja iz oblasti prigušenja vibracija, kao i primenom navedenih metoda u istraživanju definisani su sledeći i zaključci:

- Sisteme aktivnog upravljanja vibracijama poželjno je koristiti na mehaničkim sistemima kod kojih se zahteva izuzetno visok nivo performansi. Osnovno ograničenje ovog tipa sistema je potreba za eksternom energijom, tj. električnom energijom za napajanje aktuatora. Zbog navedene potrebe za električnom energijom implementacija sistema za aktivno upravljanje vibracijama se vrši za slučajevima u kojima potreba za povećanjem performansi sistema neutrališe efekte cene i kompleksnosti. Aktivno-pasivni uređaji su projektovani da daju odgovor na signal izmeren sa mehaničkog sistema i vrši upravljanje aktuatorima radi prigušenja nepoželjnih vibracija. Osnovna karakteristika ovih sistema je da oni vrše disipaciju primljene energije, tj. oni ne koriste spoljašnju energiju za pokretanje aktuatora (ne vrše unošenje energije u sistem). Ovo je osnovna razlika između sistema aktivnog i aktivno-pasivnih sistema. Matematičko modelovanje oba tipa sistema je identično, s tim što izbor aktivnih sistema ne narušava dinamičke karakteristike izabranog strukturalnog elementa, u odnosu na sistem aktivno-pasivnog upravljanja.
- Upotrebom metoda konačnih elemenata i optimizacije rojem estica, korišćenje u ovoj disertaciji za optimizaciju položaja, veličine, orijentacija i mesta postavljanja aktuatora i senzora dokazano je da se adekvatnom postavkom jednog aktuatora može upravljati (prigušivati) velikim brojem sopstvenih modova oscilovanja. Ovaj rezultat nesumljivo vodi ka smanjenju broja senzorsko-aktuatorskih parova, a samim tim i smanjenje uticaja na dinamičke karakteristike strukturalnih elemenata, kao što su uticaj na masu, prigušenje ili krutost.
- Adekvatan matematički model, kao i utvrđene karakteristike upravljivosti i osmotrivosti aktivne strukture su preduslov za uspešno projektovanje regulatora, sa aspekta integracije kontrolnog signala u regulator, brzine odabiranja signala i kreiranja algoritma upravljanja, kao i kreiranja upravljačkog signala i njegovo proslavljanje do izvršnog elementa (aktuatora).
- Prototip sistema za aktivno-prigušenje vibracija je realizovano na mikrokontrolerskoj platformi. Dimenzije razvijenog kontrolera omogućuju široku primenu u različitim industrijskim aplikacijama.

- Eksperimentalnom modalnom analizom utvrđeno je da integracija senzora i aktuatora ne narušava dinamičke karakteristike osnovne strukture. Uočene su određene razlike između numeričkih i eksperimentalnih rezultata aktivne strukture, kao rezultat izbora modelovanja deformacija aktivne strukture (smicanja trećeg reda), kao i nemodelovane mehanike vezivnih sredstva (lepkova) i veze strukture.
- Koeficijent prigušenja aktivnog strukturalnog elementa je povećan na prvom i drugom modu oscilovanja, što nedvosmisleno vodi ka zaključku da je izvršena numerička optimizacija rojemestica aktivne strukture uspešno izvedena i jedan od neophodnih koraka pri projektovanju sistema aktivnog upravljanja. Podešavanjem PID, PD i PI regulatora za aktivno upravljanje na prvom modu oscilovanja dobijeni su izuzetno dobri rezultati za prigušenje slobodnih vibracija strukture. Aktivnoj strukturi bez upravljanja, pri dejstvu slobodnih vibracija, potrebno vreme smirenja je $T=9$ sekundi, dok je vreme smirenja za slučaj upravljanja sa PID regulatorom $T=1.2$ sekundi, PD regulatoru je potrebno $T=1.4$ sekundi, dok je PI regulatoru potrebno $T=2.2$ sekundi.
- Efikasnost u prigušenju vibracija realizovanog sistema aktivnog upravljanja, pri prinudnom kontinualnim pobudama strukture, je takođe značajna. Dostignuta efikasnost prigušenja vibracija, sa podešenim PID regulatorom, na sopstvenom modu oscilovanja strukturalnog elementa je približno 95 % (94.82 %), ili 25.7 dB što predstavlja izuzetno visok stepen prigušenja. Potpuno umirenje strukture je praktično nemoguće iz razloga postojanja vremenskog kašnjenja, τ , upravljačkog signala, $u(t)$, za kontrolnim signalom, $y(t)$.
- Realizovani sistem aktivnog prigušenja vibracija je upravljiv. Eksperimentalnim postupcima je utvrđen uticaj koeficijenata PID regulatora na efekat „spillover“ kao i na nestabilnost sistema. Takođe je definisan uticaj vezivnih sredstava senzora i aktuatora (lepkova) na strukturalni element vazduhoplova, kao i njihov uticaj na efikasnost rada sistema.

7.2 Naučni doprinosi disertacije

Naučni doprinos ove disertacije je višestruk i ogleda se u sledećem:

- Adekvatnim metodološkim pristupom i postupcima projektovanja od generisanja teorijskog modela, optimizacijom položaja i orijentacije senzorsko-aktuatorskih parova definisani su ulazni parametri za projektovanje sistema aktivnog i aktivno-pasivnog prigušenja vibracija strukturalnih elemenata vazduhoplova,
- Dosadašnja istraživanja optimizacije položaja i orijentacije aktuatora i senzora na strukturalne elemente bazirala su se na postavljanju aktuatorsko-senzorskih parova sa ciljem prigušenja vibracija na unapred određenom jednom sopstvenom modu oscilovanja. Sintezom konačnih elemenata i optimizacijom položaja i orijentacije, korišćenim u ovoj disertaciji, uspešno je definisan položaj i orijentacija aktuatora za prigušenje vibracija na više sopstvenih modova oscilovanja (savijanje i uvijanje).
- U okviru disertacije, na osnovu numeričkih rezultata, razvijen je prototip sistema aktivnog prigušenja vibracija pravougaone aluminijske ploče i kompozitne grede. Upotrebljena je strategija povratne sprege sa proporcionalno-integralno-diferencijalnim (PID) algoritmom upravljanja. Razvijeni PID regulator je realizovan na mikrokontrolerskoj platformi, malih dimenzija sa mogućnošću podešavanja koeficijenata pojačanja svakog dejstva ponaosob.
- Problem zasićenja upravljačkog signala na izlazu iz PID regulatora je rešen upotrebom niskofrekventnog propusnog filtera u povratnoj sprezi u liniji integralnog dejstva.
- U okviru disertacije izvršene su provere performansi sistema aktivnog prigušenja vibracija na aktivnim strukturalnim elementima vazduhoplova. Utvrđena je izuzetna efikasnost rada sistema aktivnog prigušenja pri slobodnim i prinudnim slučajevima pobude. Dobijena efikasnost sistema je u odnosu na dosadašnja slična svetska istraživanja izuzetno visoka za oba slučaja opterećenja.
- Izvršeno je poređenje i različitih tipova upravljačkih algoritama PID, PI i PD za slučaj slobodnih pobudnih sila. Poređenjem performansi svakog upravljačkog algoritma dobijena vremena smirenja strukture za sve razmatrane regulatore su višestruko manja od sistema bez aktivnog upravljanja. Efikasnost regulatora u

prigušenju slobodnih vibracija je utvrđena, i njihov redosled je sledeći: PID regulator, zatim sledi PD regulator i najzad PI regulator.

Pored navedenih naučnih doprinosa, ova disertacija ima značajne praktične doprinose u razvoju sistema aktivnog upravljanja vibracijama na teritoriji Republike Srbije. Razvijeni prototip sistema je prvi sistem ovog tipa, realizovan u potpunosti, na prostoru Balkanskog poluostrva. Sistem aktivnog prigušenja vibracija je mikrokontrolerskog tipa, vrlo malih dimenzija i predstavlja izuzetno dobru osnovu za implementaciju na različite mehaničke sisteme. Sistem aktivnog prigušenja vibracija sa pratećom opremom može da predstavlja idealno nastavno sredstvo za upoznavanje studenata sa osnovnim principima rada i upravljanja aktivnim strukturama.

7.3 Preporuke za budući rad

Na osnovu iznetih rezultata i utvrđenih naučnih doprinosa razvijeni prototip sistema aktivnog prigušenja vibracija sam po sebi već predstavlja gotov proizvod. Autor dalji svoj rad usmerava ka integraciji sistema na realne mehaničke sisteme (prigušenje vibracija helikopterskih sedišta pomoću štapašnih aktuatora).

Sistem aktivnog upravljanja vibracijama na strukturalnom elementu vazduhoplova (pravougaona ploha), opisanim u ovoj disertaciji, vrlo je bliska ideji upravljanju komandnim površinama vazduhoplova pri pojavi flatera. Istraživanja u ovom pravcu su značajno složenija, finansijski zahtevnija i sa naučnog gledišta izuzetno aktuelna. Sa ovog aspekta autor je spreman za saradnju sa svim vazduhoplovnim institucijama koje žele da rešavaju problem flatera vazduhoplova putem aktivnog upravljanja.

Zanimljiva istraživanja iz ove oblasti je upravljanje vibracijama na rotoraju i aerodinamičkim površinama helikoptera (glavni i repni rotor). Sistemi aktivnog ili aktivno-pasivnog prigušenja vibracija se koriste za razvoj dva koncepta prigušenja vibracija rotora helikoptera: *HHC – Higher Harmonic Control* i *IBC – Individual Blade Concept*.

Analizirajući i svetske trendove razvoja sistema sa aktivnim upravljanjem lepeza primenljivosti je izuzetno široka od vojne, optičke, građevinske, medicinske i drugih industrija, autor će vršiti kontinualno usavršavanje sistema aktivnog prigušenja vibracija

i nuditi ga kao potencijalno rešenje pre svega na sisteme u sastavu Vojske Srbije, a tako e i u privrednim organizacijama Republike Srbije.

Imaju i u vidu veliku aktuelnost oblasti aktivnog upravljanja, kao i mogu u zainteresovanost velikog broja mladih nau nika za bavljenje ovom oblaš u, autor je ostavio mogu nost implementacije drugih strategija i algoritama upravljanja na ve izra enu mikrokontrolersku jedinicu. Cilj ovakvog pristupa je formiranje tima, koji bi trebao rešavati probleme svih mehani kih sistema koji su izloženi gubitku performansi usled povišenog nivoa vibracija.

LITERATURA

1. C. M. A. Vasques, “*Vibration Control of Adaptive Structures*”, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Laboratório de Vibrações de Sistemas Mecânicos, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal, 2008.
2. B. K. Wada, J. L. Fanson and E. F. Crawley, “*Adaptive structures*”, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol 1(2), pp: 157–174, 1990.
3. E. F. Crawley, “*Intelligent structures for aerospace – a technology overview and assessment*”, AIAA Journal, Vol 32(8), pp: 1689–1699, 1994.
4. R. L. Clark, W. R. Saunders and G. P. Gibbs, “*Adaptive Structures: Dynamics and Control*”, John Wiley & Sons, New York, US., 1998.
5. A. Preumont, “*Vibration Control of Active Structures: An Introduction, 2nd edition*”, Kluwer, Academic Publishers, Dordrecht, NL., 2002.
6. K. Miura and H. Furuya, “*Adaptive structure concept for future space applications*”, AIAA Journal, Vol 26 (8), pp: 995–1002, 1988.
7. H. Tjahyadi, “*Adaptive Multi Mode Vibration Control of Dynamically Loaded Flexible Structures*”, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, School of Informatics and Engineering, Faculty of Science and Engineering, Flinders University of South Australia, Adelaide, 2007.
8. P.C. Hughes, “*Space structure vibration modes: How many exist? Which one are important?*”, IEEE Control System Magazine, Vol 7, pp. 22–28, 1987.
9. S.O.R. Moheimani, “*Minimizing the effect of out-of bandwidth dynamics in the models of reverberant systems that arise in modal analysis: implications on spatial H_∞ control*”, Automatica, Vol 36, pp: 1023–1031, 2000.
10. L.L. Xie and L. Guo., “*How much uncertainty can be dealt with by feedback?*”, IEEE Transaction on Automatic Control, Vol 45 (12), pp: 2203–2217, 2000.
11. J. Luo, “*Frequency Domain Iterative Tuning for Active Noise and Vibration Control*”, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, School of Engineering Science, Faculty of Engineering, Science and Mathematics, University of Southampton, 2008.

12. L. Rayleigh, "***The Theory of Sound Vol II, Chapter XIV: Two Sources of Like Pitch***", Points of Silence, Experimental Methods, MacMillan & Co., London, 1877.
13. P. Lueg, "***Process of silencing sound oscillator***", U.S. Patent 2 043 416, 1936
14. H. F. Olson and E. G. May, "***Electronic sound absorbers***", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 25, Issue 6, pp: 1130-1136, 1953.
15. H. F. Olson, "***Electronic control of noise, vibration and reverberation***", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 28, Issue 5, pp: 966-972, 1956.
16. K. Kido, "***Reduction of noise by use of additional sound sources***", pp: 647-650, Sendai, 1975, Proceedings Internoise
17. Z. Abduljabbar, M.M. El Madany and A.A. Al Abdulwahab, "***Active vibration control of a flexible rotor***", Computers and Structures, Vol. 58(3). pp:499-511, 1996.
18. Y.H. Yu et al., "***Reduction of helicopter blade-vortex interaction noise by active rotor control technology***", Progress in Aerospace Sciences, Vol. 33, pp: 647-687, 1997.
19. R. Kube et al., "***HHC Aeroacoustic Rotor Tests in the German-Dutch Wind Tunnel-Improving Physical Understanding and Prediction Codes***", Aerospace Science and Technology, Vol. 2 (3), pp: 177-190, 1998.
20. R. Kube, B. van der Wall, K.J. Schultz, "***Mechanisms of vibration and BVI noise reduction by Higher Harmonic Control***", 20th European Rotorcraft Forum, Amsterdam, The Netherlands, 1994.
21. ICAO – International Civil Aviation Organization, "***Annex 16 – Environmental Protection, Volume I – Aircraft noise***"
22. ISO 2631-1:1997, "***Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration***"
23. S. Zhou and J. Shi, "***Active balancing and vibration control of rotating machinery: A survey***", The Shock and Vibration Digest, Vol. 33(5), pp: 361-371, 2001.
24. Y. Zeng, A.D. Araujo and S.N. Singh, "***Output feedback variable structure adaptive control of a flexible spacecraft***", Acta Astronautica, Vol. 44(1), pp: 11-22, 1999.
25. J.L. Meyer, W.B. Harrington, B.N. Agrawal and G. Song, "***Vibration suppression of a spacecraft flexible appendage using smart material***", Smart Materials and Structures, Vol. 7 (1), pp: 95-105, 1998.
26. S. Na and L. Librescu, "***Oscillation control of cantilevers via smart materials technology and optimal feedback control: actuator location and power consumption issues***", Smart Materials and Structures, Vol. 7 (6), pp: 833-842, 1998.
27. C.R. Fuller, S.J. Elliott, P.A. Nelson "***Active Vibration of Control***", Academic Press, London, GB, 1997.

28. V. Wickramasinghe, D. Zimcik, and Y. Chen, “***A Novel Adaptive Structural Impedance Control Approach to Suppress Aircraft Vibration and Noise***”, RTO AVT Symposium on “Habitability of Combat and Transport Vehicles: Noise, Vibration and Motion”, 4-7 October 2004, Prague, Czech Republic
29. D. Smith, “***Characterizing the Effects of Airborne Vibration on Human Body Vibration Response***” Journal of Aviation, Space and Environmental Medicine, Vol. 73(3), pp: 36-45, 2002.
30. N. A. A. Castelo-Branco and E. Rodriguez, “***The Vibroacoustic Disease – An Emerging Pathology***”, Journal of Aviation, Space, and Environmental Medicine, Vol 70(1), pp: A1-A6, 1999.
31. Y. Chen, V. Wickramasinghe and D. Zimcik, “***Smart Spring Impedance Control Algorithm for Helicopter Blade Harmonic Vibration Suppression***”, Journal of Vibration and Control, Vol. 11, pp: 543–560, 2005.
32. Y. Chen, V. Wickramasinghe and D. Zimcik, “***Development of Adaptive Seat Mounts for Helicopter Aircrew Body Vibration Reduction***”, Journal of Vibration and Control, Vol. 15, pp: 1809–1825, 2009.
33. Y. Chen, V. Wickramasinghe and D. Zimcik, “***Investigation of Helicopter Seat Structural Dynamics for Aircrew Vibration Mitigation***”, Journal of American Helicopter Society, Vol. 56, 12006, 2011.
34. Y. Chen, V. Wickramasinghe and D. Zimcik, “***Development of Adaptive Helicopter Seat for Aircrew Vibration Reduction***”, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 22, pp: 489–502, 2011.
35. Z. G. Song and F. M. Li, “***Active aeroelastic flutter analysis and vibration control of supersonic beams using the piezoelectric actuator/sensor pairs***”, Smart Materials and Structure, Vol. 20, 055013, 2011.
36. Q. Hu, “***A composite control scheme for attitude maneuvering and elastic mode stabilization of flexible spacecraft with measurable output feedback***”, Aerospace Science and Technology, Vol. 13, pp: 81–91, 2009.
37. R. C. Simoes, V. Steffen, J. D. Hagopian and J. Mahfoud, “***Modal Active Vibration Control of a Rotor Using Piezoelectric Stack Actuators***”, Journal of Vibration and Control, Vol. 13(1), pp: 45–64, 2007.
38. S. Keye, R. Keimer and S. Homann, “***A vibration absorber with variable eigenfrequency for turboprop aircraft***”, Aerospace Science and Technology, Vol. 13, pp: 165–171, 2009.
39. Y. H. Guana, M. Li, T. C. Limb and W. S. Shepard, “***Comparative analysis of actuator concepts for active gear pair vibration control***”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 269, pp: 273–294, 2004.
40. Q. Hu, L. Xie and H. Gao, “***Adaptive Variable Structure and Active Vibration Reduction for Flexible Spacecraft under Input Nonlinearity***”, Journal of Vibration and Control, Vol. 13, pp: 1573-1602, 2007.
41. S. B. Choi and S. R. Hong, “***Active vibration control of a flexible structure using an inertial type piezoelectric mount***”, Smart Materials and Structure, Vol. 16 (1), pp. 25-35, 2007.

42. J. W. Sohn, S.B. Choi and C. H. Lee, “*Active vibration control of smart hull structure using piezoelectric composite actuators*”, Smart Materials and Structure, Vol. 18 (7), 2009.
43. J.S. Oh, Y.M. Han and S.B. Choi, “*Vibration control of a camera mount system for an unmanned aerial vehicle using piezostack actuators*”, Smart Materials and Structure, Vol. 20 (8), 2011.
44. K. Hoffmann, “*An Introduction to Measurements using Strain Gages*”, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1989.
45. N. Zori , “*Dinami ko ponašanje pametnih tankozidnih kompozitnih struktura*”, Doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2013.
46. M. Xu, “*Adaptive-passive and active control of vibration and wave propagation in cylindrical shells using smart materials*”, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, The Graduate Faculty of The University of Akron, Ohio, USA, 2005.
47. Y. Liu, “*Semi-Active damping control for vibration isolation of base disturbance*”, A Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy, Faculty of Engineering, Science and Mathematics, University of Southampton, 2004
48. D.C. Karnopp, M.J. Crosby, and R.A. Harwood, “*Vibration control using semi-active force generators*” ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96(2), pp. 619-626, 1974.
49. R.J. Richards, “*An Introduction to Dynamics and Control*”, Longman, London, 1979.
50. L. Meirovitch, “*Dynamics and Control of Structures*”, John Wiley and Sons, New York, 1990.
51. G.F. Franklin, J.D. Powell and A. Emami-Naeini, “*Feedback Control of Dynamic Systems, 3rd edn*”, Addison Wesley, Reading, Massachusetts, 1994.
52. M. K. Kwak and S. Heo, “*Active vibration control of smart grid structure by multiinput and multioutput positive position feedback controller*”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 304, pp. 230–245, 2007.
53. S. Fenik and L. Starek, “*Optimal PI Controller with Position Feedback for Vibration Suppression*”, Journal of Vibration and Control, Vol. 16, pp. 2023-2034, 2010.
54. R.W. Ellis and C.D. Mote, “*A feedback vibration canceler for circular saws*”, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 101, pp. 44-49, 1979.
55. R. Alkhatib and M. F. Golnaraghi, “*Active Structural Vibration Control: A Review*”, The Shock and Vibration Digest, Vol. 35(5), pp. 367–383, 2003.
56. V. Sethi, G. Song and P. Qiao, “*System identification and active vibration control of a composite I-beam using smart materials*”, Structural Control and Health Monitoring, Vol. 13, pp. 868–884, 2006.
57. A. K. Dutta, S. K. Deb and A. Dutta, “*Design of an active controller for Quincy Bayview Bridge, Illinois, U.S.A. against seismic excitation – Part II: Control*

- implementation*”, Structural Control and Health Monitoring, Vol. 15, pp. 1078–1104, 2008.
58. P.R. Heyliger and J.N. Reddy, “*A higher order beam finite element for bending and vibration problems*”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 126(2), pp. 309–326, 1988.
59. M. Jovanovi , A. Simonovi , S. Stupar, N. Zori , N. Luki , “*Experimental determination of basic parameters for active vibration control system development*”, Fourth Serbian (29th Yu) Congress on Theoretical and Applied Mechanics, Vrnja ka Banja, Serbia, 4-7 June 2013.
60. <http://www.mide.com/pdfs/quickpack-actuator-sensor-datasheet.pdf>
61. S. Stupar, A. Simonovi , N. Zori , M. Jovanovi , S. Teki , N. Luki , “*Linearni poja iva napona – Tehni ko rešenje, Projekat TR-35035*”, Mašinski fakultet, Beograd, 2012.
62. S. Stupar, A. Simonovi , N. Petrovi , N. Zori , M. Jovanovi , N. Luki , “*Laboratorijsko postrojenje za linearni poja iva napona, Projekat TR-35035*”, Mašinski fakultet, Beograd, 2012.
63. N. Zori , A. Simonovi , Z. Mitrovi , S. Stupar, “*Multi-Objective Fuzzy Optimization of Sizing and Location of Piezoelectric Actuators and Sensors*”, FME Transaction Vol. 40(1), pp. 1-9, 2012.
64. N. Zori , A. Simonovi , Z. Mitrovi , S. Stupar, “*Optimal vibration control of smart composite beams with optimal size and location of piezoelectric sensing and actuation*” Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 24(1), pp. 499-526, 2013.
65. N. Zori , A. Simonovi , Z. Mitrovi , S. Stupar, “*Active vibration control of smart composite beams using PSO-optimized self-tuning fuzzy logic controller*”, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 51, pp. 275-286, 2013.
66. R.E. Bellman, L.A. Zadeh, “*Decision-making in fuzzy environment*”, Management Science, Vol. 17(4), pp. B141–B164, 1970.
67. R.D. Adams and P. Cawley, “*A vibration technique for non-destructively assessing the integrating of structures*”, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 20 (2), pp: 93–100, 1978
68. E. Manoach, I. Trendafilova, “*Large amplitude vibrations and damage detection of rectangular plates*”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 315, pp: 591–606, 2008.
69. A. Giuseppina, “*Modelling and active vibration control of aeronautical flexible structure*”, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Facolt`a di Ingegneria Elettronica, Seconda Universit a Degli Studi di Napoli, Italy, 2004.
70. M. Jovanovi , S. Stupar, A. Simonovi , N. Zori , N. Luki , “*Experimental determination of damaged location on thin plate using frequency measurement*”, 5th International Scientific Conference on Defensive Technologies, Beograd, OTEH 2012, Serbia, 18-19 September 2012.

71. Y.C. Huh, T.Y. Chung, S.J. Moon, H.G. Kil, J.K. Kimc, “**Damage detection in beams using vibratory power estimated from the measured accelerations**”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, pp: 3645–3665, 2011.
72. G. P. Devendra, A. L. Gary, “**Structural Damping and Vibration Control via Smart Sensors and Actuators**”, Journal of Vibration and Control, Vol. 9(12), pp: 1421-1452, 2003.
73. J. Li, Y. Narita, “**The effect of aspect ratios and edge conditions on the optimal damping design of thin soft core sandwich plates and beams**”, Journal of Vibration and Control, DOI: 10.1177/1077546312463756, first published on October 23, 2012
74. F. L. Huang, X. M. Wang, Z.Q. Chen, X. H. He, Y. Q. Ni, “**A new approach to identification of structural damping ratios**”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 303(1–2), pp: 144-153, 2007.
75. N. Rahman, M. N. Alam, “**Active vibration control of a piezoelectric beam using PID controller: Experimental study**”, Latin American Journal of Solids and Structures, Vol. 9, pp: 657 – 673, 2012
76. S. Le, “**Active vibration control of a flexible beam**”, Master ' s Theses, The Faculty of the Department of Mechanical and Aerospace Engineering, San Jose State University, 2009.
77. A. Bagis, “**Determination of the PID controller parameters by modified genetic algorithm for improved performance**”, Journal of Information Science and Engineering, Vol. 23, pp: 1469–1480, 2007.
78. M. Jovanovi , A. Simonovi , N. Zori , N. Luki , S. Stupar, S. Ili , “**Experimental studies on active vibration control of smart composite beam using PID controller**”, Smart Materials and Structures, Vol. 22(11), 2013, doi:10.1088/0964-1726/22/11/115038
79. G. Song, V. Sethi, H.N. Li, “**Vibration control of civil structures using piezoceramic smart materials: A review**”, Engineering Structures, Vol. 28(11), pp: 1513–1524, 2006.
80. R. Guclu, “**Sliding mode and PID control of a structural system against earthquake**”, Mathematical and Computer Modelling, Vol. 44(1-2), pp: 201-217, 2006.
81. S. J. Kim, J. S. Hwang, J. Mok, “**Sensor/Actuator Optimal Design for Active Vibration Control of Shell Structure**”, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 11(11), pp. 848-856, 2000.
82. G. Cazzulani, F. Resta, F. Ripamonti, R. Zanzi “**Negative derivative feedback for vibration control of flexible structures**”, Smart Materials and Structure, Vol. 21 (7), 2012.

BIOGRAFIJA

Mr Miroslav M. Jovanovi , dipl. inž. je ro en 14. Septembra 1977. godine u Para inu. Osnovnu školu završio je 1992. godine u Para inu, a Vojnu gimnaziju u Beogradu 1997. godine.

Vojnotehni ku akademiju u Beogradu (smer Vazduhoplovnotehni ka služba, mašinsko usmerenje, specijalnost Vazduhoplovi i vazduhoplovni motori) upisao je školske 1997/1998. godine. Diplomirao je 11.09.2002. godine sa prose nom ocenom tokom školovanja 8,47 i odbranjenim diplomskim radom na temu “Popre no-smerna stati ka stabilnost aviona za po etnu obuku pilota“. Petogodišnje školovanje na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu na smeru Vazduhoplovstvo završio je 2002. godine sa prose nom ocenom tokom školovanja 8,69 i istom temom diplomskog rada.

Postdiplomske studije na Mašinskom fakultetu, na Katedri za vazduhoplovstvo, upisao je školske 2002/2003 godine. Postdiplomske studije završio je 29.01.2010. godine odbranivši magistarski rad pod naslovom “Ispitivanje niskofrekventnog spektra vibracija na helikopteru Gazela“ kod prof.dr Slobodana Stupara, dipl.inž.maš.

Od 2002. – 2003. godine kao profesionalno vojno lice (oficir vazduhoplovno tehni ke službe) radio je na aerodromu Batajnica, Vazduhoplovno opitni centar, na dužnosti Komandir voda za održavanje avijacije u 2 i 3 stepenu. Od 2003. – 2006. godine radio je kao Referent u odeljenu za ispitivanja motora i konstrukcije vazduhoplova u letu. Objedinjavanjem Opitnih centara Vojske Srbije od 2006. godine do danas radi na aerodromu Batajnica u Tehni kom opitnom centru Vojske Srbije na poslovima referenta u Odeljenu za ispitivanje vazduhoplova u letu, Sektora za vazduhoplovna sredstva.

lan je Srpskog društva za mehaniku.

Posедуje me unarodni sertifikat Vibrodijagnosti ara, kategorija 2, po standardu ISO 18436-2 izdatu od MOBIUS Instituta.

Posедуje aktivno znanje engleskog jezika. Oženjen je i otac je dvoje dece.

PRILOZI

Izjava o autorstvu

Potpisani: mr Miroslav M. Jovanovi , dipl.inž.

broj indeksa: _____

Izjavljujem

da je doktorska disertacija pod naslovom:

AKTIVNO I AKTIVNO-PASIVNO PRIGUŠENJE VIBRACIJA
STRUKTURALNIH ELEMENATA VAZDUHOPLOVA

- rezultat sopstvenog istraživa kog rada,
- da predložena disertacija u celini ni u delovima nije bila predložena za dobijanje bilo koje diplome prema studijskim programima drugih visokoškolskih ustanova,
- da su rezultati korektno navedeni i
- da nisam kršio/la autorska prava i koristio intelektualnu svojinu drugih lica.

Potpis doktoranda

U Beogradu, 13.01.2014. godine



Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada


Ime i prezime autora: mr Miroslav Jovanovi , dipl.inž.

Broj indeksa: _____

Studijski program: _____

Naslov rada: **AKTIVNO I AKTIVNO-PASIVNO PRIGUŠENJE VIBRACIJA
STRUKTURALNIH ELEMENATA VAZDUHOPLOVA**

Mentor: prof. dr Aleksandar Simonovi , dipl.inž.

Potpisani/a 

Izjavljujem da je štampana verzija mog doktorskog rada istovetna elektronskoj verziji koju sam predao za objavljivanje na portalu **Digitalnog repozitorijuma Univerziteta u Beogradu.**

Dozvoljavam da se objave moji li ni podaci vezani za dobijanje akademskog zvanja doktora nauka, kao što su ime i prezime, godina i mesto ro enja i datum odbrane rada.

Ovi li ni podaci mogu se objaviti na mrežnim stranicama digitalne biblioteke, u elektronskom katalogu i u publikacijama Univerziteta u Beogradu.

Potpis doktoranda

U Beogradu, 13.01.2014. godine



Izjava o korišćenju

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Svetozar Markovi“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu unese moju doktorsku disertaciju pod naslovom:

AKTIVNO I AKTIVNO-PASIVNO PRIGUŠENJE VIBRACIJA STRUKTURALNIH ELEMENATA VAZDUHOPLOVA

koja je moje autorsko delo.

Disertaciju sa svim prilogima predao sam u elektronskom formatu pogodnom za trajno arhiviranje.

Moju doktorsku disertaciju pohranjenu u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu mogu da koriste svi koji poštuju odredbe sadržane u odabranom tipu licence

Kreativne zajednice (Creative Commons) za koju sam se odlučio/la.

1. Autorstvo
2. **Autorstvo - nekomercijalno**
3. Autorstvo – nekomercijalno – bez prerade
4. Autorstvo – nekomercijalno – deliti pod istim uslovima
5. Autorstvo – bez prerade
6. Autorstvo – deliti pod istim uslovima

Potpis doktoranda

U Beogradu, 13.01.2014. godine

