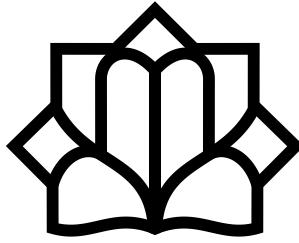


لَهُ مُنْزَلٌ مُّبِينٌ



دانشگاه کاشان

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک
گروه آموزشی جامدات - طراحی کاربردی

پایان‌نامه‌ی کارشناسی ارشد در رشته‌ی:
مهندسی مکانیک - طراحی کاربردی - جامدات

عنوان پایان‌نامه:

بهینه سازی پارامتر های جاذب دینامیکی ارتعاشات برای
سیستم های چند درجه آزادی

استاد راهنما:

دکتر مهدی محمدی مهر

توسط:

ماهان دشتی گوهری

صورت جلسه‌ی دفاع از پایان‌نامه‌ی کارشناسی ارشد

دانشگاه‌کاشان

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک

جلسه‌ی دفاع از پایان‌نامه‌ی آقای ماهان دشتی گوهري مقطع کارشناسی ارشد، رشته‌ی مهندسی مکانیک - طراحی کاربردی - جامدات با شماره‌ی دانشجویی ۴۰۱۲۰۵۲۶۰۲۰، تحت عنوان:

بهینه سازی پارامتر های جاذب دینامیکی ارتعاشات برای سیستم های چند درجه آزادی

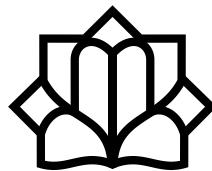
با حضور هیئت داوران، روز، مورخ/...../.....، تشکیل شد و با نمره به عدد و به حروف و درجه‌ی کارشناسی ارشد مورد تأیید قرار گرفت.

اعضاي هيئت داوران:

نام و نام خانوادگی	سمت	مرتبه‌ی علمی	امضا
	استاد راهنما		
	استاد مشاور		
	داور داخل دانشگاه		
	داور خارج دانشگاه		
	نماینده‌ی تحصیلات تكمیلی		

نام مدیریت تحصیلات تكمیلی دانشگاه

در سمت مدیر تحصیلات تكمیلی و ...



تعهدنامه

در این پایان نامه با عنوان: بهینه سازی پارامتر های جاذب دینامیکی ارتعاشات برای سیستم های چند درجه آزادی

۱ - مطالب مندرج در این پایان نامه حاصل تحقیق و پژوهش اینجانب بوده و صحت مطالب نگارش شده مورد تأیید می باشد و در مواردی که از یافته های علمی و پژوهشی دیگر محققان تحت عنوان کتاب، رساله، مقاله و غیره استفاده نموده ام؛ رعایت کامل امانتداری را در ذکر مشخصات و منابع و مأخذ استفاده شده نموده و آن را در فهرست مربوطه اش درج کرده ام.

۲ - تمامی یا بخشی از پایان نامه قبلاً برای دریافت هیچ مدرک تحصیلی یا امتیازی (هم سطح، پایین تر یا بالاتر) در سایر دانشگاهها و مؤسسات آموزش عالی توسط اینجانب و یا فرد دیگری ارائه نگردیده است و در تدوین متن پایان نامه چارچوب مصوب دانشگاه را به طور کامل رعایت کرده ام.

۳ - مقالات مستخرج از این پایان نامه کاملاً حاصل پژوهش اینجانب بوده و از هرگونه جعل در داده ها و یا تغییر پرهیز شده است.

۴ - کلیه حقوق مادی و معنوی مترتب بر نتایج، مطالعات، اختراعات، ابتکارات و نوآوری های ناشی از تحقیق، همچنین چاپ و تکثیر، نسخه برداری، ترجمه و اقتباس از این پایان نامه برای دانشگاه کاشان محفوظ است. نقل مطالب با ذکر منبع بلا منع است.

۵ - در صورت اثبات تخلف در هر زمان مدرک تحصیلی صادر شده توسط دانشگاه کاشان از درجه اعتبار ساقط و با اینجانب مطابق ضوابط و مقررات مربوط رفتار خواهد شد.

نام دانشجو: ماهان دشتی گوهري

.....
تاریخ:

.....
امضا:

تقدیم به پدر و مادرم

پاسکزاری

بدینوسیله از پدر و مادر عزیزم به خاطر حمایت‌ها، همراهی‌ها و انگیزه‌بخشی‌های بیدریغ‌شان در طول مسیر تحصیلی ام صمیمانه قدردانی می‌کنم.

همچنین از جناب آقای دکتر محمدی‌مهر نهایت تشکر را دارم که حتی در روزهای غیرکاری با مسئولیت‌پذیری و دلسوزی، وقت خود را در اختیار ما گذاشتند و در روند انجام این پایان‌نامه نقش مؤثری ایفا کردند.

ماهان دشتی گوهری

۱۴۰۴ شهریور ماه

چکیده

در مهندسی مکانیک، جاذب‌های دینامیکی ارتعاشات (Dynamic Vibration Absorbers - DVAs) به عنوان ابزاری مؤثر برای کاهش ارتعاشات در سیستم‌های با درجات آزادی بالا شناخته می‌شوند. با این حال، چالش اصلی در طراحی این دستگاه‌ها، یافتن مجموعه بھینه پارامترهای سیستم است که نیازهای طراحان را در شرایط عملیاتی واقعی برآورده سازد. محاسبات پیچیده تابع پاسخ فرکانسی (FRF) برای هر ترکیب پارامترها، فرآیند طراحی را هزینه‌بر و زمان‌بر می‌سازد و نیاز به منابع محاسباتی زیادی دارد.

این پایان‌نامه با رویکردی نوین به این مسئله می‌پردازد و سه نوآوری اصلی ارائه می‌دهد که هر کدام به نیازهای واقعی طراحان پاسخ می‌دهند. نخست، رویکرد جداسازی (Decoupling Approach) پارامترهای سیستم که امکان ایجاد کاتالوگ فراغیر (Meta Catalogue) پارامترهای DVA را فراهم می‌آورد و طراحان را از انجام محاسبات تکراری رها می‌سازد. دوم، معرفی معیار تکین (Singular Criteria) که معیارهای سنتی بھینه‌سازی را که تنها بر یک نیاز خاص تمرکز می‌کنند، با رویکردی جامع جایگزین می‌کند و امکان ارزیابی ترکیبی نیازهای طراحان را فراهم می‌آورد. سوم، توسعه نرم‌افزار نوآورانه DeVana که اولین نرم‌افزار از نوع خود در جهان است و به صورت متن‌باز ارائه شده است. نرم‌افزار DeVana تمامی روش‌های توسعه‌یافته در این پژوهش را پیاده‌سازی کرده و زمین بازی نهایی برای طراحی DVAs محسوب می‌شود. این نرم‌افزار با الگوریتم‌های بھینه‌سازی پیشرفته مانند الگوریتم ژنتیک تطبیقی، امکان شبیه‌سازی، تحلیل آماری و مقایسه طراحی‌های مختلف را با سهولت و کارایی بالا فراهم می‌آورد. نوآوری‌های ارائه شده در این پژوهش نه تنها محدودیت‌های موجود در طراحی DVAs را رفع می‌کنند، بلکه گامی بزرگ در توسعه روش‌های بھینه‌سازی هوشمند در مهندسی مکانیک برمی‌دارند و ابزاری قدرتمند برای طراحان فراهم می‌آورند تا در شرایط پیچیده عملیاتی، تصمیم‌گیری بھینه‌تری داشته باشند.

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
الف	فهرست مطالب
ث	فهرست جداول
ج	فهرست تصاویر
ح	فهرست نشانه‌های اختصاری
۱	فصل اول: مقدمه و مروایی بر کار دیگران
۲	۱-۱ مقدمه
۳	۲-۱ مبانی نظری جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (دهه‌های ۱۹۵۰ تا ۱۹۶۰)
۴	۳-۱ طراحی و بهینه‌سازی کلاسیک جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (دهه ۱۹۶۰ تا ۲۰۰۰)
۵	۴-۱ پیشرفت‌های جاذب‌های غیرفعال ارتعاش (۲۰۰۰ تا ۲۰۲۵)
۵	۴-۱-۱ جاذب‌های پاندولی و مایع (گونه‌های مختلف TMD)
۶	۲-۴-۱ جاذب‌های چندگانه و توزیع شده
۷	۳-۴-۱ جاذب‌های انرژی غیرخطی و سایر جاذب‌های غیرخطی
۹	۴-۴-۱ جاذب‌های مبتنی بر Inerter و عناصر با سختی منفی
۱۱	۵-۱ جاذب‌های ارتعاش فعال، نیمه‌فعال و هیبریدی
۱۲	۶-۱ هوش مصنوعی و یادگیری ماشین در طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (۲۰۱۵-۲۰۲۵)
۱۳	۱-۶-۱ بهینه‌سازی فرآبتكاری پارامترهای جاذب ارتعاش
۱۴	۷-۱ انگیزه تحقیق
۱۶	فصل دوم: معادلات حاکم سیستم‌های ارتعاشی و فرمول‌بندی مسئله بهینه‌سازی
۱۷	۱-۲ معادلات حاکم سیستم‌های ارتعاشی

۱۷	۱-۱-۲ چارچوب عمومی و قابلیت تعمیم معادلات حاکم
۱۸	۲-۱-۲ سیستم کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF
۲۶	۳-۱-۲ مدل مرجع کاهش یافته 1DOF-1DOF
۲۷	۲-۲ فرمول بندی مسئله بهینه سازی
۲۷	۱-۲-۲ تعریف مسئله بهینه سازی
۲۸	۲-۲-۲ تعریفتابع هدف
۳۱	۳-۲ پیوند با روش های بهینه سازی و پیاده سازی
۳۱	۱-۳-۲ سازگاری با الگوریتم ژنتیک پیشرفت
۳۱	۲-۳-۲ پیاده سازی در نرم افزار MATLAB
۳۲	۳-۳-۲ اهمیت عمومیت رویکرد ارائه شده
۳۳	فصل سوم: طراحی جاذب های دینامیکی ارتعاش به کمک بهینه سازی شیب-قله و مدل جانشین
۳۴	۱-۳ مقدمه
۳۵	۲-۳ معیار شیب-قله (Peak-Slope)
۳۶	۱-۲-۳ تعریف عمومی PS
۳۶	۲-۲-۳ نمایش ماتریسی، برداری و اسکالر برای چند قله
۳۷	۳-۲-۳ فرم اسکالر ساده شده از PS
۳۸	۳-۳ تفسیر فیزیکی و رویکرد جداسازی پارامتری
۳۸	۱-۳-۳ تفسیر فیزیکی معیار PS
۳۸	۲-۳-۳ جداسازی ساختار معیار PS
۴۱	۳-۳-۳ الگوریتم استخراج توابع جداسازی شده
۴۳	۴-۳ تحلیل عددی و اعتبارسنجی
۴۳	۱-۴-۳ سیستم مرجع و پارامترهای پایه
۴۷	۲-۴-۳ مقایسه با روش های مرجع و ارزیابی عملکرد
۵۱	۵-۳ کاتالوگ های طراحی تعمیم یافته
۵۱	۱-۵-۳ الگوریتم کاتالوگ سازی و کاربردهای تعمیم یافته
۵۴	۶-۳ کاتالوگ تعمیم یافته مبتنی بر DPS و تحلیل حساسیت سازه ای
۵۴	۱-۶-۳ دامنه و محدودیت ها

۵۵	۲-۶-۳ روش تحلیل حساسیت سازه‌ای با DVA ثابت
۵۶	۳-۶-۳ شاخص‌ها و نمادگذاری
۵۶	۴-۶-۳ نتایج و برداشت‌های کلیدی
۶۰	۷-۳ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری
۶۰	۱-۷-۳ دستاوردهای کلیدی
۶۰	۲-۷-۳ ارتباط با فصل‌های بعدی

فصل چهارم: طراحی جاذب دینامیکی ارتعاش سیستم کاهش مرتبه یافته ۲ درجه آزادی به کمک

۶۲	الگوریتم ژنتیک
۶۴	۱-۴ نتایج و بحث
۶۴	۱-۱-۴ پاسخ فرکانسی و پارامترهای بهینه DVA
۶۷	۲-۱-۴ نقش جریمه تنکی و تحلیل روندها
۷۲	۲-۴ جمع‌بندی

۷۷	فصل پنجم: معرفی نرم‌افزار نوآورانه DeVana
۷۸	۱-۵ چالش عدم تکرارپذیری نتایج بهینه‌سازی
۷۸	۲-۵ نیاز به مفهوم «زمین بازی» برای طراحان
۷۸	۳-۵ معرفی DeVana: اولین نرم‌افزار از نوع خود
۷۹	۴-۵ قابلیت‌های بهینه‌سازی در DeVana
۷۹	۱-۴-۵ الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm - GA)
۷۹	۲-۴-۵ بهینه‌سازی ازدحام ذرات (Particle Swarm Optimization - PSO)
۷۹	۳-۴-۵ تفاوت‌گیری (Differential Evolution - DE)
۷۹	۴-۴-۵ شبیه‌سازی آنیلینگ (Simulated Annealing - SA)
		۵-۴-۵ استراتژی‌های تکاملی (Covariance Matrix Adaptation Evolution Strat-
۸۰	۵-۴-۵ (egy - CMA-ES)
۸۰	۶-۴-۵ یادگیری تقویتی (Reinforcement Learning - RL)
۸۰	۵-۵ قابلیت‌های تحلیل حساسیت
۸۰	۱-۵-۵ تحلیل حساسیت سوبول (Sobol Sensitivity Analysis)
۸۰	۲-۵-۵ تحلیل حساسیت امگا (Omega Sensitivity Analysis)

۸۰	۶-۵ قابلیت‌های تحلیل آماری
۸۱	۱-۶-۵ آمار توصیفی نتایج
۸۱	۲-۶-۵ تحلیل توزیع احتمالاتی
۸۱	۳-۶-۵ مقایسه روش‌های مختلف
۸۱	۷-۵ ساختار نرم‌افزاری DeVana
۸۱	۱-۷-۵ معماری کلی
۸۱	۲-۷-۵ شاخص‌بندی ساختار نرم‌افزار
۸۳	۳-۷-۵ توضیح ساختار
۸۳	۸-۵ نتیجه‌گیری
۸۵	فصل ششم: نتیجه‌گیری و چشم‌اندازهای آینده
۸۶	۱-۶ مور کلی پژوهش و دستاوردهای اصلی
۸۶	۲-۶ نوآوری‌های کلیدی و دستاوردهای علمی
۸۷	۳-۶ نرم‌افزار DeVana: دستاوردهای انقلابی در طراحی DVA
۸۸	۴-۶ چشم‌اندازهای آینده و مسیرهای پژوهشی
۸۹	۵-۶ تأثیر علمی و مهندسی پژوهش
۹۰	۶-۶ بازتاب نهایی و توصیه‌های کاربردی
۹۲	کتاب‌نامه
۱۰۵	واژه‌نامه فارسی به انگلیسی
۱۰۶	واژه‌نامه انگلیسی به فارسی
۱۰۷	پیوست الف: عنوان بخش پیوست وارد شود

فهرست جداول

عنوان	صفحة
جدول ۲-۱: پارامترهای بی بعد برای نرمال سازی سیستم	۲۳
جدول ۳-۱: مقادیر عددی سیستم مورد مطالعه	۴۴
جدول ۳-۲: مقایسه آماری خطای برازش مدل های چند جمله ای	۴۷
جدول ۳-۳: مقایسه پارامترهای بهینه و مقادیر PS بین روش DPS و الگوریتم ژنتیک	۴۸
جدول ۳-۴: مقایسه پارامترهای بهینه و مقدار PS برای سیستم مرجع [۹] Asami et al.	۵۰
جدول ۳-۵: پارامترهای ساختاری چهار سیستم مرجع	۵۲
جدول ۳-۶: ضرایب چند جمله ای چار چوب DPS برای سیستم ۱	۵۳
جدول ۳-۷: ضرایب چند جمله ای چار چوب DPS برای سیستم ۲	۵۳
جدول ۳-۸: ضرایب چند جمله ای چار چوب DPS برای سیستم ۳	۵۴
جدول ۳-۹: ضرایب چند جمله ای چار چوب DPS برای سیستم ۴	۵۴
جدول ۴-۱: مقادیر پارامترهای سامانه اصلی در مثال بنچمارک	۶۳
جدول ۴-۲: خلاصه همگرایی همه پارامترهای تنظیم شده در ۵۰۰ نسل	۷۱
جدول ۵-۱: راهنمای رنگ بندی ساختار نرم افزار	۸۲

فهرست تصاویر

عنوان	صفحة
شکل ۱-۲: شماتیکی از سیستم کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF	۱۸
شکل ۲-۲: نمای شماتیک از یک سیستم کاملاً کوپل شده 1DOF-1DOF (مدل کاهش یافته مرجع)	۲۷
شکل ۲-۳: نمای کلی از الگوریتم پیشنهادی شامل (الف) استخراج توابع جداسازی شده DPS از مدل کاملاً کوپل شده و (ب) بهینه سازی پارامترهای جاذب بر پایه این توابع. هر زیرشکل در صورت نیاز به صورت مجزا در یک صفحه نمایش داده می شود.	۴۳
شکل ۳-۳: مقایسه روش های برازش چندجمله ای برای تابع DPS: (الف) خطی، (ب) درجه دوم، (ج) درجه سوم، (د) درجه چهارم. خط چین قرمز: برازش ایده آل، نقاط: مقادیر واقعی در برابر مقادیر پیش بینی شده	۴۶
شکل ۳-۴: مقایسه FRF بین روش DPS و نمونه های برتر، میانگین و ضعیف الگوریتم ژنتیک برای سیستم مرجع	۴۹
شکل ۳-۵: شماتیک سیستم مورد استفاده برای اعتبارسنجی، برگرفته از [۱۰] Asami et al.	۵۰
شکل ۳-۶: مقایسه پاسخ های فرکانسی و معیار PS بین روش DPS و پاسخ های تحلیلی Asami	۵۱
شکل ۳-۷: توابع پاسخ فرکانسی (FRF) سیستم ۱ پس از بهینه سازی با روش DPS در بازه های پارامتری مختلف.	۵۵
شکل ۳-۸: تحلیل حساسیت A_{Up} و A_{Low} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA	۵۷
شکل ۳-۹: تحلیل حساسیت F برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA	۵۷
شکل ۳-۱۰: تحلیل حساسیت N برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA	۵۷
شکل ۳-۱۱: تحلیل حساسیت Λ برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA	۵۸
شکل ۳-۱۲: تحلیل حساسیت ω_{dc} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA	۵۸
شکل ۳-۱۳: تحلیل حساسیت ζ_{dc} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA در دو باره متمایز.	۵۹
شکل ۴-۱: پاسخ فرکانسی جرم اصلی در حالت بدون DVA و با DVA بهینه شده در بازه ۰-۲۲۰۰ Hz	
در حضور DVA بهینه، دو قله در مجاورت ۱۰۰۰ Hz و ۲۰۰۰ Hz شکل می گیرد و درون باند اجتناب قله رزونانس مشاهده نمی شود.	

شکل ۴-۲: روند همگرایی الگوریتم ژنتیک: بهترین و میانگین برازنده‌گی در طول 500 نسل. بهترین برازنده‌گی از 0.042936 به 0.001206 کاهش یافته است و شکاف پایدار میان «میانگین» و «بهترین» نشان‌دهنده حفظ تنوع جمعیت است.	66
شکل ۴-۳: تکییک سهم مؤلفه‌های تابع هدف در مقدار نهایی $f = 0,001206$: مؤلفه هدف اصلی 40.8%	66
شکل ۴-۴: نرخ بهبود بهازی هر نسل در طول ۵۰۰ نسل. قله‌های بزرگ در فاز آغازین مشاهده می‌شوند و سپس نرخ بهبود به مقادیر نزدیک به صفر می‌رسد؛ میانگین نرخ بهبود $10^{-5} \times 8,4$ بهازی هر نسل است.	67
شکل ۴-۵: همگرایی μ_1 در طول ۵۰۰ نسل: مقدار آغازین 393887 ، مقدار نهایی 367131 ، کاهش خالص 26756 ، شیب روند خطی $10^{-4} \times -3,41$ - بهازی هر نسل، میانگین افزایش نسل به نسل $10^{-5} \times 5,4$ -، گستره 2159 و انحراف معیار 535×10^{-5} .	68
شکل ۶-۴: همگرایی پارامترهای β : β_1	69
شکل ۶-۴: همگرایی پارامترهای β : β_7	70
شکل ۶-۴: همگرایی پارامترهای β : β_8	71
شکل ۷-۴: همگرایی پارامترهای λ : λ_1	72
شکل ۷-۴: همگرایی پارامترهای λ : λ_7	73
شکل ۷-۴: همگرایی پارامترهای λ : λ_8	74
شکل ۸-۴: همگرایی پارامترهای ν : ν_1	75
شکل ۸-۴: همگرایی پارامترهای ν : ν_7	75
شکل ۸-۴: همگرایی پارامترهای ν : ν_8	76
شکل ۱-۵: ساختار اصلی نرم‌افزار DeVana - بخش اول	81
شکل ۱-۵: ساختار رابط کاربری نرم‌افزار DeVana	82
شکل ۱-۵: ماثوله‌های کاربردی و دامنه‌ای نرم‌افزار DeVana	82

فهرست نشانه‌های اختصاری

فهرست نماد توابع خطی

نماد	توضیح
x	یک متغیر ریاضی
$ax + b$	فرم کلی یک تابع خطی

فهرست سایر نمادها

نماد	توضیح
ζ	یک علامت خاص ریاضی
Qaher	نام سازنده‌ی این قالب
$\tan(x)$	تائیدت یک عبارت
\int	انتگرال
\sum	مجموع

فصل اول

مقدمه و مروري بر کار دیگران

۱-۱ مقدمه

جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (DVAs) که در بسیاری از منابع مهندسی با عنوان جاذب‌های جرم تنظیم شده (TMD) نیز شناخته می‌شوند، ابزاری ساده اما مؤثر برای کاهش ارتعاشات در سازه‌ها هستند. این سامانه‌ها با استفاده از یک جرم کمکی که از طریق فنر و میراکننده به سازه متصل می‌شود، قادرند انرژی نوسانی را در فرکانس خاصی جذب کرده و شدت نوسانات را به طور چشمگیری کاهش دهند یا بازه‌ی فرکانسی آن را تغییر دهند. ایده اولیه این توسط هرمان فرام در سال ۱۹۰۹ بازمی‌گردد [۳۵] و تحلیل نظری آن نخستین بار توسط اورموندرایوود و دن هارتونگ در سال ۱۹۲۸ انجام شد [۷۶].

از آن زمان تا کنون، جاذب‌های دینامیکی در بسیاری از حوزه‌های مهندسی جایگاه مهمی پیدا کرده‌اند. از کاربرد در موتورها و توربین‌ها گرفته تا سازه‌های بلندمرتبه، پل‌های طویل، کشتی‌ها و تجهیزات حساس، این سامانه‌ها به عنوان راه حلی مؤثر در کنترل ارتعاشات شناخته شده‌اند. در این فصل، تلاش شده است با نگاهی جامع به سیر تحول این فناوری، از نظریه‌های ابتدایی تا دستاوردهای روزآمد، تصویری کامل از وضعیت علمی و کاربردی جاذب‌های دینامیکی ارائه شود.

با پیشرفت فناوری و پیچیده‌تر شدن سازه‌ها و شرایط کاری، نیاز به طراحی‌های دقیق‌تر و سریع‌تر از گذشته بیشتر شده است. در نتیجه، جاذب‌های سنتی که عمدهاً به صورت خطی و غیرفعال طراحی می‌شدند، جای خود را به سامانه‌هایی با رفتار غیرخطی، چندمودی و حتی تطبیقی داده‌اند. توسعه جاذب‌های نیمه‌فعال و فعال، که می‌توانند با دریافت داده از حسگرها و اعمال پاسخ مناسب توسط عملگرها عملکرد خود را به طور بلاذرنگ تنظیم کنند، گامی مهم در این مسیر بوده است. در این میان، ورود هوش مصنوعی و الگوریتم‌های یادگیری ماشین نیز افق‌های جدیدی را در طراحی، بهینه‌سازی و کنترل این سامانه‌ها گشوده است.

با وجود این پیشرفت‌ها، همچنان چالش‌هایی مانند نبود معیارهای استاندارد برای مقایسه سامانه‌ها، پیچیدگی مدل‌سازی رفتارهای غیرخطی، و فاصله میان تحقیقات آکادمیک و نیازهای واقعی صنعت وجود دارد. هدف از این فصل، ایجاد بستری برای شناخت جامع‌تر از قابلیت‌ها، محدودیت‌ها و مسیرهای آتی توسعه جاذب‌های دینامیکی است. ساختار این فصل به گونه‌ای تدوین شده است که ابتدا به معرفی مفاهیم پایه و سیر تاریخی این سامانه‌ها می‌پردازد، سپس به بررسی روش‌های طراحی کلاسیک، نوآوری‌های اخیر در جاذب‌های غیرخطی، و در نهایت به کاربردهای نوین در زمینه سامانه‌های فعال و هوشمند می‌پردازد.

۱-۲ مبانی نظری جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (دهه‌های ۱۹۲۰ تا ۱۹۵۰)

ایده‌ی افزودن یک سامانه جرم‌فner به سازه اصلی بهمنظور حذف ارتعاشات ناخواسته، نخستین بار در سال ۱۹۰۹ توسط هرمان فرام ثبت اختراع شد [۳۵]. این دستگاه که تحت عنوان جاذب ارتعاشی پویا معرفی شد، نخستین گام در مسیر توسعه‌ی کنترل ارتعاش غیرفعال بهشمار می‌آید. با این حال، تا پایان دهه ۱۹۲۰ تحلیل نظری دقیق و منسجمی در این زمینه ارائه نشده بود. در سال ۱۹۲۸، اورموندرایود و دن هارتونگ مقاله‌ای با عنوان نظریه جاذب ارتعاشی پویا منتشر کردند که نخستین مدل سازی تحلیلی از جاذب ارتعاش بدون میرایی متصل به یک سامانه تک درجه‌آزادی (SDOF) بدون میرایی را ارائه داد [۷۶]. آن‌ها نشان دادند که اگر فرکانس جاذب دقیقاً با فرکانس طبیعی سازه اصلی تنظیم شود، می‌توان ارتعاش اصلی را در فرکانس تنظیم شده به‌طور کامل حذف کرد. البته این حذف کامل همراه با ایجاد دو تشدید جدید در فرکانس‌های مجاور خواهد بود. این نتیجه کلاسیک که اغلب در کتاب‌های درسی به آن پرداخته می‌شود، در شرایط بدون میرایی، پاسخ صفر در فرکانس تنظیم شده را پیش‌بینی می‌کند [۷۷] پدیده‌ای که بهروشی در کتاب مشهور دن هارتونگ با عنوان ارتعاشات مکانیکی تشریح شده است [۲۹].

پس از این پایه‌گذاری نظری، پژوهشگران دریافتند که حضور میرایی در جاذب، برای جلوگیری از پاسخ‌های نامتناهی در فرکانس‌های تشدید جدید، ضروری است. یکی از نقاط عطف در این زمینه، کار بیش‌اپ و ولبرن در سال ۱۹۵۲ بود که تحت عنوان مسئله جاذب ارتعاشی پویا در مجله Engineering (London) منتشر شد [۱۳]. این پژوهش به بررسی اثر میرایی در عملکرد جاذب و سازه اصلی در کاربردهای مهندسی پرداخت. همزمان، جی. ای. بروک نیز در سال ۱۹۴۶ تحلیلی مهم برای حالت وجود میرایی در جاذب و نبود آن در سازه اصلی ارائه کرد [۱۴]. وی رابطه‌ای تقریبی برای نسبت میرایی بهینه جاذب به دست آورد که با فرض نسبت جرم کوچک، پاسخ پیک سیستم را به حداقل می‌رساند. این رابطه که امروزه با نام Brock's solution شناخته می‌شود، نظریه نقاط ثابت Den Hartog را با در نظر گرفتن میرایی توسعه داد و همچنان در طراحی‌های مهندسی کاربرد گسترده‌ای دارد. نتایج Brock نشان دادند که افروزنده میرایی مناسب به جاذب، گرچه نمی‌تواند ارتعاش را کاملاً حذف کند، اما می‌تواند پاسخ سیستم اصلی را به‌طور قابل توجهی کاهش دهد.

در نسخه‌های بعدی کتاب Den Hartog نیز روش‌هایی برای تنظیم بهینه جاذب‌ها در حضور میرایی ارائه شده است [۲۹]. این روش که با عنوان «روش قله‌های برابر» (Equal-Peak Method) شناخته می‌شود و بعدها با نام روش H_{∞} نیز معرفی گردید هدفش تنظیم پارامترهای جاذب به‌گونه‌ای است که دو قله جدید در منحنی پاسخ، دارای دامنه‌ای برابر باشند. در پیکربندی کلاسیک یک سامانه جرم‌فner میرایی متصل به سازه‌ای بدون میرایی، Den Hartog نسبت بهینه تنظیم فرکانس را به‌گونه‌ای استخراج کرد که این شرط برقرار شود. مجموع این دستاوردها از سوی Ormondroyd، Brock و Bishop در نیمه نخست قرن بیستم، بنیان نظری طراحی و تحلیل جاذب‌های دینامیکی غیرفعال را شکل دادند.

در ادامه‌ی این مسیر، تلاش‌هایی نیز برای بررسی عملکرد جاذب‌های غیرخطی در شرایط ارتعاشات بزرگ صورت گرفت. از جمله پژوهش‌های اولیه در این زمینه، می‌توان به مطالعه دبلیو. جی. کارت و اف. سی. لین در سال ۱۹۶۱ اشاره کرد که رفتار پایدار یک جاذب غیرخطی (با نیروی بازگرداننده غیرخطی) متصل به سازه اصلی را تحلیل کردند. این پژوهش که در مجله *Journal of Applied Mechanics* منتشر شد، از نخستین مطالعاتی بود که بر محدودیت‌های نظریه خطی در ارتعاشات با دامنه بزرگ تأکید داشت [۱۵]. با این حال، تا دهه‌های بعد، عمدۀ تمرکز تحقیقات همچنان بر سامانه‌های خطی و ارتعاشات با دامنه کوچک باقی ماند؛ چرا که تحلیل‌های ریاضی برای این نوع سیستم‌ها ساده‌تر بود. به طور خلاصه، تا حدود سال ۱۹۶۰، نظریه پایه برای طراحی و تحلیل جاذب‌های دینامیکی خطی به خوبی تثیت شده بود. نتایجی مانند اختراع فرام، نظریه تنظیم فرکانسی اورموندرایود و دن هارتونگ، روش قله‌های برابر دن هارتونگ، و رابطه میرایی بهینه بروک، پایه‌های اصلی طراحی جاذب‌های غیرفعال را شکل دادند. این روابط تحلیلی، امروزه نیز نقطه آغاز طراحی بسیاری از TMD‌ها هستند و در مراحل بعد، با در نظر گرفتن پیچیدگی‌هایی مانند میرایی در سازه اصلی، مودهای متعدد یا رفتارهای غیرخطی اصلاح می‌شوند؛ موضوعاتی که در بخش‌های بعدی به تفصیل بررسی خواهند شد.

۳-۱ طراحی و بهینه‌سازی کلاسیک جاذب‌های دینامیکی ارتعاش (دهه

(۲۰۰۰ تا ۱۹۶۰)

پس از شکل‌گیری مبانی نظری اولیه جاذب‌های دینامیکی ارتعاش، پژوهش‌های دهه‌های بعد، به ویژه از دهه ۱۹۶۰ به بعد، عمده‌تاً بر بهینه‌سازی طراحی و توسعه مدل‌های قابل کاربردتر برای شرایط واقعی سازه‌ها تمرکز شدند. یکی از محورهای مهم تحقیقاتی در این دوران، بررسی اثر میرایی موجود در سازه اصلی بر عملکرد جاذب بود. در همین راستا، دبلیو. تامسون در سال ۱۹۸۱ با گسترش نتایج پیشین Brock، فرمول‌هایی برای تنظیم بهینه فرکانس و میرایی جاذب در حضور میرایی ویسکوز در سازه اصلی ارائه داد که در شکل نمایش داده شده است [۹۵]. این دستاورده از آن جهت اهمیت داشت که اغلب سازه‌های واقعی دارای میرایی ذاتی هستند و طراحی جاذب بدون درنظر گرفتن آن می‌تواند ناکارآمد باشد. Thomson با ارائه نمودارها و روابط عملی، امکان تعیین پارامترهای بهینه جاذب برای کاهش پاسخ ارتعاشی سازه‌های میرادار را فراهم ساخت. در ادامه، او. نیشیهارا و تی. آسامی در سال ۲۰۰۲ این روابط را با ارائه پاسخ‌های دقیق تحلیلی برای سیستم‌های یک درجه‌آزادی دارای میرایی، توسعه دادند [۷۴]. این مدل جدید که بر مبنای حل یک مسئله بهینه‌سازی H_{∞} بنا شده بود، دقیقی بالاتر از راه حل تقریبی Den Hartog در شرایط دارای میرایی ارائه می‌داد. مسیر تحقیقاتی مهم دیگر در این دوره، گسترش کاربرد جاذب‌های دینامیکی از سیستم‌های ساده به سازه‌های چند درجه‌آزادی (MDOF) و پیوسته بود. در ساختارهایی مانند تیرها، ساختمان‌ها و ماشین‌آلات که دارای مودهای ارتعاشی متعدد هستند، انتخاب دقیق فرکانس‌های تنظیم‌شده اهمیت بالایی دارد. بررسی‌های اولیه، مانند کار Bishop

و Welbourn در سال ۱۹۵۲، اهمیت اندرکنش مودال و لزوم تدوین استراتژی‌های تنظیم پیشرفته را مطرح کردند [۱۳]. در دهه‌های ۱۹۷۰ و ۱۹۸۰، روش‌هایی برای تنظیم جاذب‌ها به مودهای خاص در سازه‌های انعطاف‌پذیر توسعه یافتند. از جمله، فالکون و همکاران در سال ۱۹۶۷، روش‌هایی تحلیلی و گرافیکی برای بهینه‌سازی جاذب‌ها در سیستم‌های چندمودی ارائه دادند [۳۴].

در دهه ۱۹۹۰، پژوهشگرانی نظری وای. کی. ون، تی. ایگوسا و کی. شو به صورت نظاممند استفاده از چندین جاذب جرم-تنظیم‌شده (MTMD) را برای کنترل هم‌زمان مودهای مختلف بررسی کردند [۴۸]. مطالعه‌ای کاربردی از کلارک در سال ۱۹۸۸ نشان داد که چگونه استفاده از چندین جاذب غیرفعال در یک ساختمان می‌تواند پاسخ لرزه‌ای ناشی از زلزله را کاهش دهد [۲۶].

برتری اصلی جاذب‌های چندگانه در این است که می‌توانند چندین فرکانس تشید را هم‌زمان هدف قرار دهند و نسبت به تغییرات خواص سازه‌ای، عملکرد پایدارتری ارائه دهند. این ویژگی به‌ویژه در برابر تغییرات ناخواسته یا عدم قطعیت در سیستم بسیار سودمند است. تا اوایل دهه ۲۰۰۰، طراحی و مکان‌یابی بهینه این جاذب‌ها به یک موضوع پژوهشی فعال تبدیل شد که در آن، تعیین آرایش مناسب چند جرم کوچک بر روی سازه به صورت یک مسئله بهینه‌سازی مدل‌سازی می‌شد. این پیچیدگی زمینه‌ساز بهره‌گیری از الگوریتم‌های محاسباتی و رویکردهای عددی برای حل مسائل طراحی شد و مقدمات توسعه تکنیک‌های مدرن را فراهم ساخت.

در این بازه زمانی، تلاش‌های متعددی برای اصلاح معیارهای بهینه‌سازی جاذب‌های غیرفعال صورت گرفت. برخی مطالعات به جای معیارهای سنتی، به سراغ کاهش پاسخ میانگین مربعی ارتعاشات تصادفی یا بهینه‌سازی بر مبنای هنجار H_2 رفتند تا به عنوان مکمل راه حل‌های H_∞ موجود، ابزارهای تحلیلی دقیق‌تری ارائه دهند. همچنین در این دوره، ایده تنظیم جاذب به مودهای بالاتر سازه مطرح شد و روابط تقریبی مناسبی برای طراحی در این شرایط ارائه گردید. این دستاوردها مجموعه‌ای جامع از ابزارهای نظری و تحلیلی را برای طراحی جاذب‌های غیرفعال فراهم آوردند و بستر را برای ورود به نسل‌های جدیدتر جاذب‌ها و روش‌های کنترل هوشمند در قرن جدید آماده ساختند [۸۵، ۹۷، ۹۹، ۱۰].

۴-۱ پیشرفتهای جاذب‌های غیرفعال ارتعاش (۲۰۰۰ تا ۲۰۲۵)

۴-۱-۱ جاذب‌های پاندولی و مایع (گونه‌های مختلف TMD)

در حالی که جاذب‌های دینامیکی کلاسیک معمولاً از یک جرم لغزنده متصل به فنر استفاده می‌کردند، مهندسان برای بهبود عملکرد و سهولت کاربرد، گونه‌های جایگزینی از این سیستم‌ها را توسعه دادند. یکی از این گونه‌ها، جاذب پاندولی تنظیم‌شده (PTMD - Pendulum Tuned Mass Damper) است که به جای جرم لغزنده، از یک پاندول آویزان استفاده می‌کند. در این سیستم، نیروی بازگرداننده موردنیاز توسط نیروی گرانش حاصل از طول پاندول تأمین می‌شود.

PTMD‌ها بهویژه در سازه‌های بلند نظیر برج‌ها و دودکش‌ها کاربرد دارند، چرا که می‌توان فرکانس طبیعی سیستم را تنها با تغییر طول پاندول تنظیم کرد و این ویژگی فرآیند تنظیم مجدد پس از نصب را بسیار ساده‌تر می‌سازد [۸۶، ۹۳]. مزیت دیگر این جاذب‌ها، توانایی نوسان در دو جهت افقی است که عملاً عملکردی همانند یک جاذب دوبعدی (Bi-directional TMD – BTMD) فراهم می‌سازد؛ خصوصاً در سازه‌هایی که نیاز به کنترل ارتعاش در هر دو محور افقی دارند، مانند آسمان‌خراش‌ها یا دکلهای مهاربندی شده. مطالعات نشان داده‌اند که برای زوایای نوسانی کوچک (کمتر از حدود ۵ تا ۱۰ درجه)، رفتار دینامیکی پاندول به صورت خطی بوده و عملکرد آن مشابه یک TMD معادل است. در این راستا، Xu و همکاران (۲۰۲۱) اثرات غیرخطی پاندول را در دامنه‌های بزرگ‌تر بررسی کردند و نتیجه گرفتند که در اغلب طراحی‌های واقعی، این اثرات قابل اغماض هستند و استفاده از نظریه خطی همچنان معتبر است.

تحقیقات نظری و تجربی متعددی پیرامون PTMD‌ها صورت گرفته است. برای مثال، Vyas و Bajaj (۲۰۰۱) سامانه‌ای با چندین پاندول را به عنوان جاذب‌های خودپارامتری تحلیل کردند و Sun و Jahangiri (۲۰۱۸) یک جاذب پاندولی سه‌بعدی را برای برج‌های توربین بادی دریابی توسعه دادند که کاهش قابل توجهی در نوسانات طولی و عرضی ایجاد کرد [۸۶].

نوع دیگر از جاذب‌های جایگزین، جاذب‌های مایع تنظیم‌شده هستند که با نام‌های Tuned Liquid Damper (TLCD) یا (TLD) شناخته می‌شوند. در این سیستم‌ها، به جای جرم جامد، از یک مایع (معمولآً آب) در یک مخزن یا لوله U-شکل به عنوان جرم متحرک استفاده می‌شود. با تنظیم عمق مایع و هندسه مخزن، فرکانس نوسان مایع به فرکانس ارتعاش سازه تنظیم می‌گردد. این سامانه‌ها در برخی ساختمان‌ها و پل‌ها برای کنترل ارتعاشات ناشی از باد یا زلزله نصب شده‌اند [۵۸]. البته طراحی و مدل‌سازی آن‌ها به دلیل رفتار غیرخطی ناشی از حرکت موجی مایع، چالش‌برانگیز است. برای ساده‌سازی تحلیل، روش‌هایی مانند خطی‌سازی معادل برای تعیین میرایی مایع توسعه یافته‌اند.

در مجموع، جاذب‌های پاندولی و مایع با گسترش ابزارهای موجود در حوزه کنترل ارتعاش غیرفعال، راهکارهایی عملی برای کاربردهای خاص فراهم آورده‌اند. از جمله مزایای این سیستم‌ها می‌توان به امکان تنظیم آسان، عملکرد دوبعدی در پاندول‌ها، و استفاده از منابع موجود (مانند مخازن آب ساختمان‌ها به عنوان TLD) اشاره کرد. اگرچه دینامیک این سیستم‌ها با جاذب‌های جرم-فner سنتی تفاوت دارد، اما اغلب طراحی آن‌ها همچنان بر پایه همان روابط کلاسیک انجام می‌شود که برای شرایط خاص آن‌ها سازگار شده‌اند [۹۴، ۱۱۸، ۳۶، ۵۲].

۲-۴-۱ جاذب‌های چندگانه و توزیع شده

همان‌طور که پیش‌تر اشاره شد، استفاده از چندین جاذب کوچک به جای یک جاذب بزرگ، می‌تواند عملکرد بهتری در مواجهه با گستره وسیع‌تری از فرکانس‌ها و افزایش پایداری سامانه فراهم سازد. این ایده از دهه ۱۹۸۰ در میان مهندسان

سازه مورد توجه قرار گرفت. در چارچوب (MTMD)، پژوهشگرانی نظیر Igusa و Xu (۱۹۹۴) با رویکرد تحلیلی، تأثیرات میرایی مodal ناشی از نصب جاذب‌های متعدد (اعم از هم‌فرکانس یا ناهم‌فرکانس) بر سیستم‌های چندمودی را بررسی کردند [۴۸]. نتایج آن‌ها نشان داد که آرایش یکنواخت از جاذب‌هایی با فرکانس نزدیک به مود هدف، می‌تواند عملکردی مشابه یک TMD بزرگ ارائه دهد، اما با حساسیت کمتر نسبت به خطای تنظیم.

در سازه‌های عمرانی، استفاده از چندین TMD می‌تواند به معنای تخصیص یک جاذب به هر مود مهم باشد. برای مثال، Clarke (۱۹۸۸) در یک پروژه عملی، چهار واحد TMD را در یک ساختمان نصب کرد که هر یک به کنترل مود یا جهت خاصی اختصاص داشتند [۲۶]. در صنایع هوافضا و دریابی نیز از جاذب‌های توزیع شده بر طول تیرها یا بدنه کشتی‌ها استفاده می‌شود.

در مهندسی مکانیک، مفهوم جاذب‌های توزیع شده با ساختارهای متمام‌ریال و تناوبی تلاقی می‌باید. در این ساختارها، آرایه‌ای از رزوناتورها در طول یک سازه نصب می‌شوند که باعث ایجاد نوارهای فرکانسی (Bandgaps) با میرایی شدید می‌گردد. این رویکرد در واقع توسعه پیوسته‌ای از ایده جاذب‌های چندگانه است. پژوهش‌های اخیر نشان داده‌اند که آرایش تناوبی از جاذب‌های DVA-مانند می‌تواند از انتشار موج در تیرها جلوگیری کند [۱۹، ۵، ۷۵، ۷۷].

در مجموع، جاذب‌های چندگانه و توزیع شده نقش مهمی در بهبود پایداری و گستره فرکانسی کنترل ارتعاش دارند. تا دهه ۲۰۰۰، روش‌های طراحی مؤثری برای آن‌ها توسعه یافت؛ بهویژه روش‌هایی که با استفاده از بهینه‌سازی عددی، فرکانس و میرایی بهینه هر جاذب را تعیین می‌کردند [۱۲۴، ۱۱۰، ۲۵، ۶۸]. بررسی جامعی که در سال ۲۰۲۲ توسط Aristidou و Nikitas Koutsoloukas انجام شد، نشان داد که در میان ۲۰۸ مطالعه موردی از جاذب‌های جرم‌تنظیم‌شده واقعی، اگرچه بیشتر آن‌ها از یک TMD منفرد استفاده می‌کنند، اما تعداد قابل توجهی از طرح‌ها بهویژه در پل‌های طویل و دال‌های بزرگ از جاذب‌های ترکیبی یا چندگانه بهره برده‌اند [۵۶].

۳-۴ جاذب‌های انرژی غیرخطی و سایر جاذب‌های غیرخطی

یکی از تحولات مهم در دهه ۲۰۰۰، ظهور و توسعه جاذب‌های غیرخطی ارتعاش بود که با عنوان Nonlinear Energy Sinks (NES) شناخته می‌شوند. برخلاف TMD‌های کلاسیک که دارای فرکانس طبیعی مشخص و قابل تنظیم هستند، NES‌ها عموماً فاقد فرکانس تشديد خطی مشخص‌اند و در عوض، با بهره‌گیری از سختی غیرخطی (مثلاً بهصورت تابع مکعبی)، می‌توانند انرژی ارتعاشی را از سیستم اصلی جذب کرده و در طیف وسیعی از فرکانس‌ها مستهلك کنند. ایده‌ی اصلی آن‌ها مبتنی بر «انتقال هدفمند انرژی» است؛ به این معنا که با تحریک سیستم اصلی، جاذب غیرخطی می‌تواند به‌طور غیرفعال انرژی ارتعاشی را به خود منتقل و سپس از طریق میرایی مستهلك کند.

مطالعه‌ی پیشگامانه واکاکیس و همکاران (۲۰۰۱) نشان داد که افزودن یک پیوستگی با رفتار غیرخطی قوی به یک

سیستم خطی می‌تواند موجب انتقال یک طرفه انرژی از سازه اصلی به جاذب شود، بدون آنکه فرکانس خاصی برای تنظیم نیاز باشد [۹۸]. واژه Nonlinear Energy Sink از همین قابلیت مشتق شده است؛ چرا که این جاذب می‌تواند انرژی را در گسترها از فرکانس‌ها به دام انداخته و آن را به شکل موثری از بین ببرد. نمونه ساده‌ای از NES، یک جرم متصل به فنر غیرخطی (مثلًاً مکعبی) به همراه میرای است که با دریافت یک شوک از سازه، وارد رزونانس گذرا شده و انرژی ارتعاشی را جذب و از طریق میرایی تخلیه می‌کند.

از اواسط دهه ۲۰۰۰ به بعد، پژوهش در زمینه NES‌ها رشد چشمگیری داشت. مرور جامعی توسط سعید، نصار و ال-شودیفات (۲۰۲۳) مجموعه‌ای از طراحی‌ها و کاربردهای متنوع این جاذب‌ها را گردآوری کرده است [۸۶]. انواع مختلفی از NES‌ها شامل نمونه‌های ضربه‌ای (Impact NES)، چرخشی (Rotary NES) و دوhalt پایدار (-Bi-stable NES) تاکنون معرفی شده‌اند. جاذب‌های ضربه‌ای شامل جرمی هستند که درون محفظه حرکت کرده و با برخورد به مواضع انرژی را از طریق ضربه‌های غیرکشسان مستهلك می‌کند [۱۰۰، ۵۹، ۶۲]. در NES‌های دوhalt، سازه دارای دو موقعیت تعادلی پایدار (مثلًاً تیر کمانه‌شده یا نوسانگرهای مغناطیسی) است که می‌تواند به واسطه جهش دینامیکی، انرژی زیادی را جذب کند [۱۱۳، ۱۱۷، ۱۱، ۵۰]. یائو و همکاران (۲۰۱۹) یک NES سه‌حالته با سختی قطعه‌خطی طراحی کردند که توانایی بالایی در جذب شوک‌های شدید نشان داد [۱۱۲].

در کاربردهای مهندسی مکانیک، زوکا و افسرفرد (۲۰۱۹) یک جاذب غیرخطی با دو سختی طراحی کردند که همزمان به عنوان برداشت‌کننده انرژی نیز عمل می‌کرد و نشان دادند که در محدوده وسیع‌تری از فرکانس‌ها عملکرد بهتری نسبت به جاذب‌های خطی دارد [۱۲۳]. در مهندسی عمران، ویرشام اثبات کرد که NES می‌تواند در برابر تحريكات گذرا (مانند زلزله) با سرعت بالا انرژی را مستهلك کرده و از ساختار محافظت کند [۱۰۴، ۱۰۵].

مزیت اصلی جاذب‌های غیرخطی نسبت به جاذب‌های خطی، پهنای باند وسیع‌تری است که در آن قادر به جذب مؤثر انرژی هستند. البته پیش‌بینی رفتار آن‌ها پیچیده‌تر بوده و اغلب نیازمند تحلیل‌های عددی یا روش‌های تقریبی پیشرفت‌های مانند نظریه Slow Invariant Manifold است [۴۳، ۴۴]. از یافته‌های تئوریک مهم می‌توان به مطالعاتی اشاره کرد که نشان داده‌اند افزودن جاذب‌های سبک‌وزن با غیرخطی قوی می‌تواند میرایی مؤثر ساختار را افزایش دهد بدون آن که پیک تشدیدی جدید ایجاد کند [۳۸، ۳۹]. به عنوان مثال، ساپسیس و همکاران (۲۰۱۲) نشان دادند که با شرایط خاص، جاذب‌های غیرخطی محلی می‌توانند همزمان سختی و میرایی مؤثر سازه را افزایش دهند [۸۲].

یکی از ویژگی‌های مهم NES‌ها، عدم نیاز به تنظیم فرکانسی دقیق است. این جاذب‌ها با هر مود فعل در لحظه تعامل کرده و انرژی آن را جذب می‌کنند. در طراحی‌های مدرن، رابطه نیرو-جا به جایی غیرخطی این جاذب‌ها به گونه‌ای تنظیم می‌شود که منحنی جذب انرژی دلخواه حاصل گردد. برخی از طرح‌ها حتی خاصیت تطبیقی ذاتی دارند؛ برای نمونه، یک جاذب پاندولی خودپارامتری ممکن است برای ارتعاشات کوچک به صورت خطی عمل کرده و مانند یک TMD رفتار کند، اما برای تحريكات شدید به صورت غیرخطی وارد عمل شده و نقش یک NES را ایفا نماید [۵۳، ۹۹، ۸۴].

در جمع‌بندی، جاذب‌های انرژی غیرخطی و دیگر انواع جاذب‌های DVA غیرخطی، نشان‌دهنده یک تغییر رویکرد بنیادین از جاذب‌های «تنظیم‌شده» به جاذب‌های «بهن‌باند غیرفعال» هستند. این سیستم‌ها به‌ویژه برای کنترل ارتعاشات گذرا یا غیرایستان (نظیر زلزله و ضربه) کارایی بالای دارند. مطالعات متعددی از سال ۲۰۱۵ تا ۲۰۲۵ به توسعه طرح‌های نوآورانه NES اختصاص یافته‌اند [۴۲، ۱۱۱، ۶۴، ۹۶، ۴۱]. اعتبارسنجی تجربی این جاذب‌ها در سامانه‌های واقعی همچنان موضوعی فعال در تحقیقات است که چالش‌هایی در تنظیم دقیق و اطمینان از پایداری عملکرد دارد. با این حال، ادبیات موجود NES را به عنوان شاخه‌ای کلیدی از پژوهش‌های مرتبط با جاذب‌های غیرفعال تثبیت کرده است که قابلیت‌های آن‌ها را فراتر از محدودیت‌های نظریه‌های خطی گسترش می‌دهد [۱۰۶، ۳۷، ۷۸، ۶۵، ۱۲۲، ۸۱، ۱۰۷].

۴-۴-۱ جاذب‌های مبتنی بر Inerter و عناصر با سختی منفی

در دهه گذشته، توجه بسیاری به بهبود عملکرد جاذب‌های غیرفعال با استفاده از عناصر مکانیکی نوین مانند Inerter و سامانه‌های با سختی منفی جلب شده است. Inerter یک تجهیز دومقطبی است که نیروی مقاومتی متناسب با شتاب نسبی بین دو سر خود تولید می‌کند و در عمل رفتاری مشابه با یک تقویت‌کننده جرم دارد [۴۰][۳۳][۱۰۳][۵۱][۸۹]. با افزودن Inerter به یک جاذب دینامیکی ارتعاش، می‌توان کارایی جرم را به‌طور چشمگیری افزایش داد. این نوع جاذب که با عنوان Inerter-Based Vibration Absorber (IVA) یا Tuned Mass-Damper-Inerter (TMDI) شناخته می‌شود، قادر است با جرمی کمتر نسبت به TMD سنتی، همان سطح از میرایی را ایجاد کند، زیرا Inerter باعث ایجاد اینرسی ظاهری بیشتر می‌شود.

مطالعات متعددی از سال ۲۰۱۵ به بعد به بهینه‌سازی طراحی این جاذب‌ها پرداخته‌اند. ماریان و جیرالیس در سال ۲۰۱۴ برای اولین بار مفهوم TMDI را برای سازه‌های ساختمانی پیشنهاد دادند و از طریق شبیه‌سازی نشان دادند که افزودن Inerter (به صورت متصل به زمین یا بین طبقات) می‌تواند پاسخ لرزه‌ای سازه را به‌طور مؤثری کاهش دهد [۶۹]. به دنبال آن، آلوتا و فایلا در سال ۲۰۲۱ طراحی بهبودیافته‌ای برای جاذب‌های مبتنی بر Inerter ارائه دادند و فرمول‌های تنظیم تحلیلی آن را نیز استخراج کردند [۸]. نتایج آن‌ها نشان داد که عملکرد جاذب در کاهش ارتعاش نسبت به TMD‌های معمولی در دامنه فرکانسی گسترده‌تری بهبود یافته است. همچنین جانگید در سال ۲۰۲۱ به بررسی بهینه‌سازی جاذب‌های Inerter برای سازه‌های با جداسازی پایه پرداخت و نشان داد که افزودن IVA بهینه می‌تواند تغییر مکان پایه را به‌طور چشمگیری کاهش دهد [۴۹].

یکی از موضوعات کلیدی در این دسته از پژوهش‌ها، توسعه قوانین تنظیم کلاسیک مانند روش Den Hartog برای جاذب‌هایی است که شامل Inerter هستند. از آنجا که پارامتر جدیدی به نام اینترانس به مدل اضافه می‌کند که مستقل از جرم فیزیکی است، فرآیند بهینه‌سازی پیچیده‌تر اما غنی‌تر می‌شود. به عنوان نمونه، وانگ و همکارانش در سال ۲۰۱۹ سامانه‌ای را بررسی کردند که در آن، سختی منفی به صورت موازی با Inerter در یک DVA قرار گرفته

بود و این عناصر به گونه‌ای بهینه‌سازی شدند که عملکرد جاذب در فرکانس‌های پایین بهبود یابد [۱۰۲]. سختی منفی (که معمولاً با فنرهای پیش‌فسرده یا عملگرهای مغناطیسی پیاده‌سازی می‌شود) می‌تواند بخشی از سختی کلی سامانه را خنثی کند و در نتیجه امکان تنظیم فرکانس طبیعی پایین‌تر بدون نیاز به جرم زیاد فراهم شود.

در همین راستا، لی و همکاران (۲۰۲۲) ترکیبی از Inerter و عنصر سختی منفی را معرفی کردند که توانست پهنه‌ای باند جذب ارتعاش را به طور قابل توجهی افزایش دهد [۱۲۱]. پیکربندی نوآورانه دیگری که توسط سو و همکاران در سال ۲۰۲۳ ارائه شد، از مکانیزم اهرمی برای تقویت حرکت ورودی به Inerter چرخشی بهره می‌برد. این طراحی، اثر «تقویت اینرسی» را ایجاد می‌کند؛ به این معنا که حرکت کوچک در انتهای اهرم منجر به چرخش زیاد چرخ‌طیار در Inerter شده و اینرسی مؤثر سامانه چند برابر می‌شود. آزمایش‌های آن‌ها نشان داد که این پیکربندی در فرکانس‌های پایین عملکرد مناسبی در کاهش ارتعاش دارد [۹۲].

در کنار این‌ها، پژوهشگران به بررسی سامانه‌های اهرمی و چرخدنده‌ای نیز پرداخته‌اند، مانند Toggle-Brace (TBI) که از مکانیزم‌های لینکی برای بزرگنمایی جابجایی و انتقال آن به Inerter استفاده می‌کند. در مجموع، جاذب‌های مبتنی بر Inerter را می‌توان نقطه اوج تکامل جاذب‌های غیرفعال دانست که با استفاده از مفاهیم سنتز شبکه‌های مکانیکی، بدون نیاز به منبع انرژی خارجی، عملکردی بهینه و مؤثر ارائه می‌دهند [۲۰][۲۳][۸۹]. از دیگر تحولات قابل توجه در این زمینه، توسعه جاذب‌هایی با کارکرد دوگانه است که علاوه بر کنترل ارتعاش، توانایی برداشت انرژی را نیز دارند. هرچند هدف اصلی این سامانه‌ها کاهش ارتعاش است، اما با استفاده از سازوکارهای روزنامی، می‌توان انرژی ارتعاش را نیز به برق تبدیل کرد. برای مثال، وانگ و همکاران در سال ۲۰۲۳ یک جاذب با سختی شبکه‌صفر طراحی کردند که با استفاده از یک سامانه الکترومغناطیسی، انرژی حاصل از ارتعاشات فرکانس پایین را برداشت می‌کرد و همزمان عملکرد مؤثری در جذب ارتعاش داشت [۱۰۱]. در نمونه دیگری، Zoka و Afsharfard در سال ۲۰۱۹ جاذبی آزمایشگاهی با فنرهای دوجهته و یک ژنراتور الکتریکی توسعه دادند که توانست همزمان کاهش ارتعاش و تولید برق را محقق سازد [۱۲۳].

طراحی‌های چندمنظوره این‌چنینی، در راستای رویکردهای مهندسی پایدار در حال رشد هستند، اما همواره باید موازنی بین جذب انرژی و اثربخشی در کنترل ارتعاش رعایت شود. زیرا برداشت انرژی، نوعی میرایی اضافه می‌کند که ممکن است بسته به شرایط، مفید یا مضر واقع شود. پژوهش‌ها نشان می‌دهند که با تنظیم صحیح برهم‌کنش الکترومکانیکی، می‌توان به حالتی دست یافت که هم ارتعاش کاهش یابد و هم انرژی مفید تولید شود [۴۵][۴۷][۸۱][۱۱۵][۶۱].

در پایان این بخش، می‌توان گفت که سامانه‌های DVA غیرفعال همواره در مسیر نوآوری و بهبود قرار داشته‌اند. از جاذب‌های کلاسیک جرم-فنر گرفته تا نمونه‌های پاندولی، مایع‌مبا، چندواحدی، غیرخطی و مبتنی بر Inerter، هر یک در پاسخ به محدودیت‌های خاصی توسعه یافته‌اند. برای مثال، جاذب‌های غیرخطی برای رفع محدودیت باند فرکانسی طراحی شده‌اند و جاذب‌های Inerter برای کاهش نیاز به جرم بالا. در بسیاری از کاربردهای امروزی، ترکیب این فناوری‌ها

نیز دیده می‌شود؛ مانند یک جاذب پاندولی با Inerter یا سامانه چندبخشی شامل واحدهای غیرخطی. این طراحی‌های پیشرفته در مز بین سامانه‌های غیرفعال و نیمه‌فعال قرار می‌گیرند، که در بخش بعدی به‌طور مفصل مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

۱-۵ جاذب‌های ارتعاش فعال، نیمه‌فعال و هیبریدی

با پیشرفت فناوری در دهه ۱۹۸۰، بهویژه در زمینه حسگرها و عملگرها، امکان استفاده از کنترل فعال در جاذب‌های دینامیکی ارتعاش فراهم شد. برخلاف جاذب‌های سنتی که عملکرد آن‌ها تنها بر پایه تنظیم اولیه عناصر مکانیکی استوار است، جاذب‌های فعال که با عنوان‌هایی چون Active Tuned Mass یا Active Mass Damper (AMD) است، جاذب‌های شناخته می‌شوند، از عملگرهای هیدرولیکی، پنوماتیکی یا الکترومغناطیسی برای اعمال نیرو به جرم کمکی استفاده می‌کنند. این قابلیت به جاذب اجازه می‌دهد به صورت بلادرنگ خود را با شرایط متغیر سازه وفق دهد و حتی در برابر تحریک‌های تصادفی یا چندفرکانسی عملکرد موثری داشته باشد.

یکی از نخستین مروههای جامع در این زمینه توسط تی. تی. سونگ در سال ۱۹۸۸ ارائه شد [۱۷] که در آن پتانسیل به کارگیری جاذب‌های فعال در مهندسی سازه بررسی شده بود. مدت کوتاهی بعد، پروژه‌هایی در مقیاس واقعی در ایالات متحده توسط سونگ، راینهورن و همکارانش اجرا شد [۹۰] که کارایی بالاتر سامانه‌های فعال نسبت به جاذب‌های غیرفعال را نشان داد. این سامانه‌ها معمولاً شامل یک جرم تنظیم‌شده همراه با عملگر و کنترل‌کننده بازخورده مانند LQR یا الگوریتم‌های پیشرفته‌تر مبتنی بر فیدبک حالت بودند [۱۱۲، ۱۶، ۲، ۷۰].

تا اواسط دهه ۹۰، پروژه‌هایی نظیر نصب جاذب فعال در ساختمان Kyobashi Seiwa در توکیو [۲۴] به عنوان نمونه‌های موفق عملی از این رویکرد مطرح شدند. همچنین گزارش جامعی از سوی هاوستر و همکاران در سال ۱۹۹۷ تحت عنوان "کنترل سازه‌ای: گذشته، حال و آینده" منتشر شد [۴۶] که بیانگر گذار این سامانه‌ها از تئوری به اجرا بود. با این حال، هزینه و مصرف توان بالا در سامانه‌های کاملاً فعال، پژوهشگران را به سوی توسعه سامانه‌های هیبریدی و نیمه‌فعال سوق داد؛ ترکیبی از اجزای غیرفعال با مؤلفه‌های قابل کنترل که نیاز به انرژی کمتری دارند.

جادب‌های هیبریدی ترکیبی از مزایای سامانه‌های غیرفعال و فعال را ارائه می‌دهند. ساختار پایه آن‌ها همانند TMD‌های سنتی از جرم، فنر و میرای مکانیکی تشکیل شده، اما با افزودن یک عملگر کوچک یا کنترل‌کننده بازخورده تقویت می‌شود. برخلاف AMD‌های تمام‌فعال که برای عملکرد مؤثر به انرژی زیاد و عملگرهای قدرتمند نیاز دارند، جاذب‌های هیبریدی بیشتر اتکا به بخش غیرفعال دارند و بخش فعال صرفاً برای اصلاح عملکرد، تنظیم میرایی یا واکنش به شرایط پیش‌بینی‌نشده وارد عمل می‌شود. این هم‌افزایی باعث می‌شود عملکرد بالا با مصرف انرژی کمتر و قابلیت اطمینان بیشتر حاصل شود [۳۰، ۲۱، ۸۳، ۹۱].

جادب‌های نیمه‌فعال مانند Semi-Active Tuned Mass Damper (STMD) جایگزینی بسیار بهینه از نظر مصرف انرژی برای جاذب‌های تمام‌فعال هستند. برخلاف سامانه‌های فعال که انرژی مکانیکی را مستقیماً وارد سازه می‌کنند، سامانه‌های نیمه‌فعال با تغییر در ویژگی‌هایی مانند میرایی یا سختی به صورت بلادرنگ و مناسب با پاسخ سازه عمل می‌کنند. این تغییرات معمولاً از طریق عملگرهای کم‌صرف یا شیرهای کنترلی الکترونیکی انجام می‌شود که بدون تزریق انرژی زیاد، رفتار سیستم را تنظیم می‌کنند [۵۴، ۷۹، ۲۸، ۱۰۹].

برای نمونه، برخی جاذب‌های نیمه‌فعال از سیالات (MR) یا شیرهای با دهانه متغیر بهره می‌گیرند که با دریافت سیگنال از حسگرها، مقاومت در برابر حرکت را به سرعت تنظیم می‌کنند [۳۱، ۶۷، ۱، ۸۰]. اگرچه این سامانه‌ها انرژی مستقیمی برای مقابله با حرکت وارد نمی‌کنند، اما توانایی تطبیق سریع آن‌ها باعث می‌شود عملکردی نزدیک به سامانه‌های تمام‌فعال داشته باشند. این ویژگی آن‌ها را برای کاربردهایی با محدودیت توان مانند زیرساخت‌های دورافتاده، ساختمان‌های بلند یا سازه‌های هوافضایی مناسب می‌سازد.

در همین راستا، ناگاراجایا و وارداراجان در سال ۲۰۰۵ مفهوم Variable Stiffness TMD را معرفی کردند [۷۲] که در آن سختی فرطی عملکرد سیستم قابل تغییر است و بدین ترتیب امکان تنظیم مجدد فرکانس جاذب در مواجهه با تغییرات سازه‌ای فراهم می‌شود. پژوهش‌های بعدی [۷۱] نشان دادند که این رویکرد به ویژه در کنترل نیمه‌فعال بسیار کارآمد است، چراکه تغییر فرکانس تنظیم شده یکی از ضعف‌های اصلی جاذب‌های غیرفعال را برطرف می‌کند.

قوانين کنترلی برای جاذب‌های نیمه‌فعال می‌توانند از الگوریتم‌های ساده مانند کنترل Bang-Bang (تغییر میرایی در نقاط اوج) گرفته تا روش‌های پیشرفته‌تری نظری کنترل سختی متغیر بر پایه Lyapunov یا کنترل فازی باشند [۶۰، ۷۳، ۵۵، ۱۱۶].

از جمله روش‌های مؤثر، کنترل Skyhook است که در آن میرایی جاذب به گونه‌ای تنظیم می‌شود که گویی به نقطه‌ای ثابت در آسمان متصل شده و بدین ترتیب جذب انرژی بهینه می‌گردد. یاماگوچی و هارانپانچای در سال ۱۹۹۳ این روش را برای TMD‌ها به کار برdenد [۱۰۸]. در سال‌های بعد، روش‌هایی مانند کنترل فازی برای جاذب‌های با سختی متغیر توسط علی و راماسوامی (۲۰۰۸) [۵] و مرور جامع کاربردهای کنترل فعل و نیمه‌فعال توسط کاسیاتی و همکاران (۲۰۱۲) [۱۶] ارائه شد.

به طور خلاصه، گسترش دامنه جاذب‌ها به سوی سامانه‌های فعل و نیمه‌فعال، افق‌های جدیدی را در کنترل ارتعاش گشوده است. امروزه نقش الگوریتم‌های کنترلی در طراحی این سامانه‌ها، گاه به اندازه اجزای مکانیکی آن‌ها اهمیت دارد. در فصل بعد، چگونگی ورود هوش مصنوعی و یادگیری ماشین به این حوزه بررسی خواهد شد؛ جایی که مز میان یک سامانه غیرفعال و یک سیستم کنترل هوشمند به تدریج ناپدید می‌شود.

۱-۶ هوش مصنوعی و یادگیری ماشین در طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های

دینامیکی ارتعاش (۲۰۲۵-۲۰۱۵)

در دهه گذشته، ورود گستردگی تکنیک‌های هوش مصنوعی به حوزه‌های مختلف مهندسی، مسیر تحقیقات در زمینه جاذب‌های ارتعاش را نیز دگرگون کرده است. این تأثیر در دو مسیر اصلی قابل مشاهده است: نخست، بهره‌گیری از الگوریتم‌های بهینه‌سازی مبتنی بر هوش مصنوعی برای تعیین پارامترهای بهینه جاذب‌ها؛ دوم، توسعه کنترل کننده‌های هوشمند که از شبکه‌های عصبی و یادگیری تقویتی برای کنترل بلادرنگ سیستم استفاده می‌کنند. در این فصل، هر دو رویکرد با استناد به منابع علمی منتشرشده طی سال‌های ۲۰۱۵ تا ۲۰۲۵ بررسی خواهند شد.

۱-۶-۱ بهینه‌سازی فرآبتكاری پارامترهای جاذب ارتعاش

فرآیند طراحی یک جاذب دینامیکی کارا، غالباً به حل یک مسئله پیچیده بهینه‌سازی منجر می‌شود؛ به ویژه در سیستم‌هایی با جاذب‌های چندگانه یا ویژگی‌های غیرخطی. روش‌های کلاسیک گاه قادر به یافتن راه حل‌های بهینه سراسری نیستند و در مینیمم‌های محلی گرفتار می‌شوند. در پاسخ به این چالش، پژوهشگران از الگوریتم‌های بهینه‌سازی فرآبتكاری مانند الگوریتم ژنتیک، (۱) بهینه‌سازی گروه ذرات، (۲) تکامل تفاضلی، (۳) تبرید شبیه‌سازی شده، الگوریتم خفash و دیگر روش‌های الهام‌گرفته از طبیعت استفاده کرده‌اند [۱۸].

برای نمونه، الگوریتم ژنتیک (GA) که مبتنی بر فرآیند انتخاب طبیعی است، از دهه ۲۰۰۰ برای طراحی TMD‌ها به کار گرفته شده است. در این الگوریتم، فرکانس تنظیم و نسبت میرایی به صورت ژن تعریف می‌شوند و با تکامل جمعیتی از راه حل‌ها، کمینه‌سازی تابع هدف (مانند بیشینه دامنه پاسخ) انجام می‌گیرد [۴۹، ۴۷، ۴۲، ۵۷]. در بسیاری از پژوهش‌ها، از GA برای بهینه‌سازی چنددهده نیز بهره گرفته شده است.

الگوریتم PSO به دلیل سادگی و سرعت همگرایی، از محبوبیت بالایی برخوردار است. این الگوریتم، با شبیه‌سازی رفتار اجتماعی پرندگان، به خوبی توانسته است پارامترهای جاذب‌های غیرخطی را بهینه کند [۱۲، ۸۷]. برای مثال، از PSO برای بهینه‌سازی توزیع سختی جاذب‌های چندگانه در یک پل یا طراحی جاذب‌های اهرمی با چندین پارامتر استفاده شده است. مطالعه‌ای توسط شمس‌الدین و همکاران (۲۰۲۴) نشان داد که PSO در طراحی DVA با Inerter هیدرولیکی عملکرد بهتری نسبت به GA دارد [۸۸].

الگوریتم تکامل تفاضلی (۴) نیز در طراحی جاذب‌های با ساختار غیرخطی یا ابعاد بالا به کار رفته است [۱۳]. این الگوریتم با استفاده از عملگرهای جهش و ترکیب، توانایی بالایی در جستجوی سطوح هدف پیچیده دارد و برای طراحی جاذب‌هایی مانند NES بسیار مناسب است.

سایر الگوریتم‌ها نظریه تبرید شبیه‌سازی شده برای اجتناب از بهینه‌های محلی، کلونی زنبور عسل مصنوعی و الگوریتم حشره شب تاب برای تعیین محل نصب جاذب‌ها در ساختمان‌های بلند، و خودطبیقی برای بهبود همگرایی استفاده شده‌اند [۱۲۰].

الگوریتم‌های فرالبتکاری بهویژه برای بهینه‌سازی چنددهدفه کاربرد زیادی دارند. اهداف متعددی چون کمینه‌سازی جابه‌جایی و هم‌زمان کاهش جرم جاذب، یا افزایش عمر خستگی سازه، در طراحی مدرن مطرح‌اند. تکنیک‌هایی مانند Pareto و چنددهدفه توانایی تولید مجموعه‌های از طراحی‌های بهینه را دارند. برای مثال، در یک مطالعه، طراحی جاذب با تقویت‌کننده هیدرولیکی بر پایه PSO انجام شد و نتایج نشان دادند که این الگوریتم راه حل‌هایی متنوع و کارآمد تولید می‌کند.

به‌طور کلی، استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی مبتنی بر هوش مصنوعی به یک ابزار اصلی در طراحی جاذب‌ها تبدیل شده است. این روش‌ها امکان یافتن پیکربندی‌های بهینه را برای سیستم‌هایی با پیچیدگی بالا فراهم می‌سازند و نتایج آن‌ها معمولاً با شبیه‌سازی عددی یا آزمایش‌های تجربی اعتبارسنجی می‌شود.

۷-۱ انگیزه تحقیق

در مهندسی مکانیک، طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های دینامیکی ارتعاشات (DVAs) به عنوان ابزاری مؤثر برای کاهش ارتعاشات در سیستم‌ها و بهبود عملکرد سازه‌ها در برابر تحريكات خارجی شناخته می‌شود. بهویژه در سیستم‌هایی با درجهات آزادی بالا (MDOF)، طراحی صحیح و بهینه‌سازی DVAs به‌طور چشمگیری بر کارایی و دوام سازه‌ها تأثیر می‌گذارد. یکی از چالش‌های بزرگ در این حوزه، بهینه‌سازی دستگاه‌های جذب ارتعاش برای دستیابی به بهترین عملکرد در شرایط مختلف عملیاتی است. فرآیند طراحی بهینه معمولاً شامل انتخاب پارامترهای سیستم مانند نسبت جرم، نسبت تنظیم و میرایی است که باید در برابر محدودیت‌های مختلف از قبیل فضای طراحی و هزینه‌های محاسباتی بهینه شوند. با توجه به پیچیدگی‌های بالا در محاسبه پارامترهای بهینه، بهویژه محاسبه تابع پاسخ فرکانسی (FRF) برای هر ترکیب از پارامترها، محاسبات این سیستم‌ها اغلب هزینه‌بر و زمان‌بر هستند. این موضوع موجب می‌شود که محاسبات پیچیده و ارزیابی‌های فراوان، فرآیند طراحی را به‌طور چشمگیری کند کرده و نیاز به منابع محاسباتی زیادی داشته باشد. در این میان، سؤال اصلی که این پایان‌نامه به دنبال پاسخ به آن است، یافتن مجموعه بهینه پارامترهای DVA است که نیازهای طراحان را برآورده سازد. این سؤال فراتر از یک مسئله فنی ساده است؛ زیرا طراحان در شرایط واقعی با محدودیت‌های متنوعی از جمله محدودیت‌های مکانیکی، اقتصادی، زیستمحیطی و عملکردی مواجه هستند. بنابراین، نیاز به یک رویکرد جامع وجود دارد که نه تنها پارامترهای فنی را بهینه کند، بلکه این بهینه‌سازی را در چارچوب نیازهای عملیاتی واقعی طراحان قرار دهد.

این پایان‌نامه با رویکردی نوین و جامع به این مسئله می‌پردازد. ساختار کلی پژوهش و دستاوردهای اصلی آن به شرح زیر است:

در فصل سوم، رویکردی مبتنی بر «جداسازی» (Decoupling Approach) ارائه می‌شود که برای ایجاد یک کاتالوگ فراگیر (Meta Catalogue) برای طراحان در زمینه طراحی پارامترهای DVA به کار گرفته شده است. این رویکرد با جداسازی پارامترهای مختلف سیستم و تحلیل تأثیر هر یک به صورت مستقل، امکان ایجاد یک پایگاه داده جامع از طراحی‌های ممکن را فراهم می‌آورد. این کاتالوگ به طراحان اجازه می‌دهد تا بر اساس نیازهای خاص خود، ترکیب‌های مختلف پارامترها را بررسی کرده و بهترین گزینه را انتخاب نمایند.

فصل چهارم به بررسی معیارهای سنتی بهینه‌سازی می‌پردازد و نشان می‌دهد که این معیارها معمولاً بر یک نیاز خاص تمکن می‌کنند و قادر به پوشش ترکیبی از نیازها نیستند. در این فصل، مفهوم «معیار تکین» (Singular Criteria) معرفی می‌شود که با ترکیب هوشمندانه معیارهای مختلف، امکان ارزیابی جامع‌تر عملکرد DVA را فراهم می‌آورد. این معیار جدید سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک (GA) به صورت عددی بهینه‌سازی می‌شود و نتایج آن به صورت کاربردی در اختیار طراحان قرار می‌گیرد. این فصل با ارائه معیار تکین، ابزاری قدرتمند برای ارزیابی عملکرد DVA در شرایط پیچیده عملیاتی به دست می‌دهد.

فصل پنجم نرم‌افزار نوآورانه «DeVana» را معرفی می‌کند که توسط نویسنده‌گان این پایان‌نامه توسعه یافته است. این نرم‌افزار اولین نرم‌افزار از نوع خود در جهان است که به صورت متن‌باز ارائه شده و برای تمامی اهداف ذکر شده و ویژگی‌های بسیار بیشتر طراحی شده است. DeVana نه تنها تمامی روش‌های توسعه یافته در این پژوهش را پیاده‌سازی کرده، بلکه با رابط کاربری کاربرپسند و قابلیت‌های گسترده، زمین بازی نهایی برای طراحی DVA‌ها محسوب می‌شود. این نرم‌افزار امکان شبیه‌سازی، بهینه‌سازی، تحلیل آماری و مقایسه طراحی‌های مختلف را با سهولت و کارایی بالا فراهم می‌آورد و ابزاری نهایی و پیشرفته برای طراحان فراهم می‌آورد که به آنها اجازه می‌دهد تا فرآیند طراحی DVAs را به طور مؤثر و بهینه انجام دهند.

در این تحقیق، ما به دنبال معرفی رویکردی نوین برای طراحی و بهینه‌سازی DVAs با استفاده از نرم‌افزار متن‌باز DeVana هستیم. این نرم‌افزار به کاربران این امکان را می‌دهد که از الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشرفته و تطبیقی استفاده کنند و فرآیند طراحی DVAs را به طور مؤثر و بهینه انجام دهند. در این نرم‌افزار، الگوریتم Genetic Algorithm (GA) با ویژگی‌های جدید و پیشرفته‌ای چون کنترل تطبیقی پارامترها و استفاده از مدل‌های پیش‌بینی برای کاهش هزینه‌های محاسباتی ارائه شده است که می‌تواند در بهینه‌سازی دستگاه‌های جذب ارتعاش به طور قابل توجهی مؤثر باشد. این تحقیق در راستای رفع برخی چالش‌ها و محدودیت‌های موجود در زمینه طراحی DVAs و بهبود کارایی الگوریتم‌های بهینه‌سازی برای این سیستم‌ها انجام شده است. نوآوری‌ها و ویژگی‌های پیشرفته‌ای که در این تحقیق ارائه می‌شود، می‌تواند گامی بزرگ در توسعه روش‌های بهینه‌سازی هوشمند در طراحی DVAs باشد.

فصل دوم

معادلات حاکمه سیستم‌های ارتعاشی و فرمول‌بندی

مسئله بهینه‌سازی

۱-۲ معادلات حاکمه سیستم‌های ارتعاشی

۱-۱-۱ چارچوب عمومی و قابلیت تعمیم معادلات حاکم

معادلات حاکم (Equations of Motion - EOM) ارائه شده در این فصل بر پایه چارچوبی ریاضی جامع و قابل تعمیم استوار است که امکان مدل‌سازی و تحلیل سیستم‌های ارتعاشی پیچیده را با درجه آزادی بالا فراهم می‌آورد. این چارچوب از چهار اصل بنیادین زیر تبعیت می‌کند که عمومیت و کاربردی بودن آن را تضمین می‌کند:

قابلیت تعمیم به سیستم‌های چند درجه آزادی

چارچوب ارائه شده به گونه‌ای طراحی شده که از سیستم‌های ساده تک درجه آزادی تا سیستم‌های پیچیده چند درجه آزادی قابل گسترش است. این عمومیت از طریق فرمول‌بندی ماتریسی و بردار مختصات تعمیم‌یافته حاصل می‌شود که امکان مدل‌سازی برهمنش‌های پیچیده بین اجزای مختلف سیستم را فراهم می‌آورد.

ادغام المان‌های پیشرفته مکانیکی

سیستم شامل تمامی المان‌های اساسی مکانیکی از جمله جرم‌ها، فنرها، میراگرها و Inerterها است که امکان مدل‌سازی رفتارهای دینامیکی متنوع را فراهم می‌آورد. این رویکرد با ادغام Inerterها که عناصری نوین در کنترل ارتعاش هستند، از رویکردهای سنتی فراتر می‌رود.

سازگاری با روش‌های بهینه‌سازی پیشرفته

معادلات حاکم به گونه‌ای فرمول‌بندی شده‌اند که به طور مستقیم با الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشرفته سازگار باشند. این اتصال امکان جستجوی کارآمد در فضای پارامتری بزرگ را فراهم می‌آورد و که در بخش‌های آتی به تفصیل بررسی خواهد شد.

قابلیت پیاده‌سازی در نرم‌افزار تخصصی

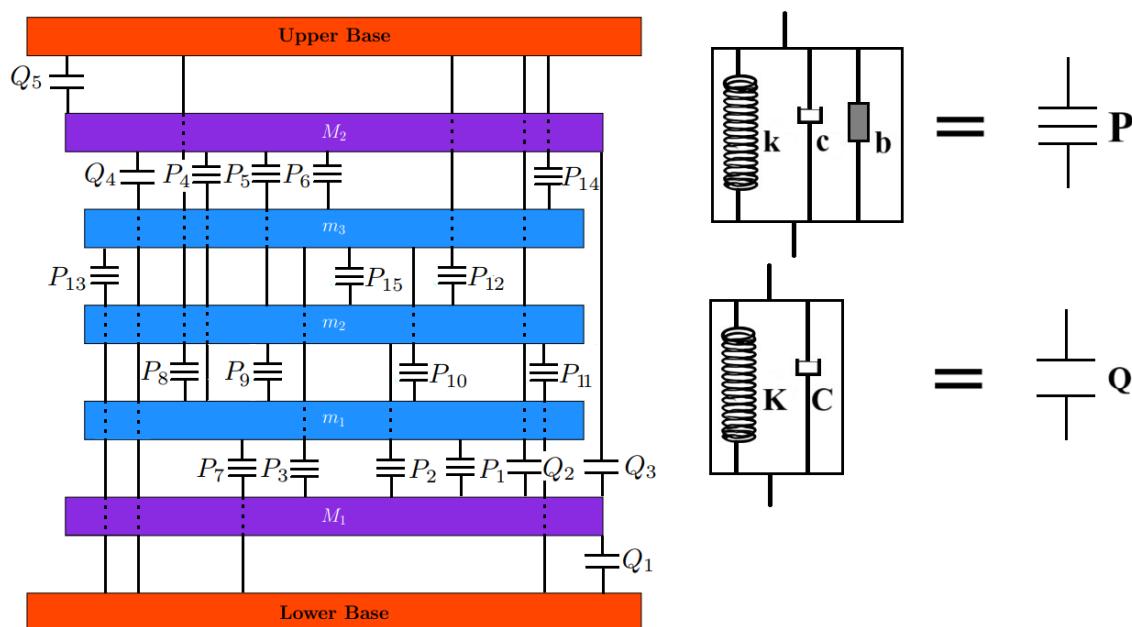
تمامی معادلات و روش‌های ارائه شده در این فصل در نرم‌افزار تخصصی DeVana پیاده‌سازی شده‌اند که امکان تحلیل عددی، بهینه‌سازی و اعتبارسنجی نتایج را با رابط کاربری کاربرپسند فراهم می‌آورد و در فصل‌های آتی معرفی خواهد شد.

این رویکرد عمومی نه تنها برای سیستم‌های خطی بلکه قابلیت گسترش به سیستم‌های غیرخطی را نیز دارد و چارچوبی جامع برای حل مسائل بهینه‌سازی در مهندسی مکانیک فراهم می‌آورد.

۲-۱-۲ سیستم کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF

معماری سیستم و اجزای اصلی

سیستم مورد بررسی یک سیستم پیشرفته کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF است که نماینده کلاس گسترده‌ای از سیستم‌های ارتعاشی چند درجه آزادی در کاربردهای عملی مهندسی مکانیک می‌باشد. این سیستم از یک سازه اصلی دو درجه آزادی تشکیل شده که با سه جاذب ارتعاش دینامیکی تک درجه آزادی تقویت شده است.



شکل ۲-۱: شماتیکی از سیستم کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF

معماری سیستم شامل اجزای زیر است:

۱. اجزای سازه‌ای اصلی: دو جرم اصلی (M_1 , M_2) نمایانگر اجزای سازه با خواص اینرسی

۲. جاذب‌های ارتعاش دینامیکی: سه جرم DVA (μ_1 , μ_2 , μ_3) با ویژگی‌های دینامیکی مستقل

۳. تحریک‌های پایه: حرکت پایه‌های پایین و بالا برای ورودی‌های ارتعاشی خارجی

۴. نیروهای خارجی: اعمال مستقیم نیرو بر جرم‌های اصلی

۵. کوپلینگ کامل: اتصال همه اجزا از طریق مؤلفه‌های جرمی، سختی، میرایی و اینرسی

فضای پارامتری و چالش‌های بهینه‌سازی

سیستم دارای 4^8 پارامتر طراحی مستقل است که به شرح زیر توزیع شده‌اند:

۱. ۱۵ پارامتر کوپلینگ جرمی (β_{15} تا β_{1}) برای اتصالات اینرسی

۲. ۱۵ پارامتر سختی (λ_{15} تا λ_1) برای کوپلینگ الاستیک

۳. ۱۵ پارامتر میرایی (γ_{15} تا γ_1) برای اتلاف انرژی

۴. ۳ پارامتر جرم DVA (μ_1 , μ_2 , μ_3) برای تعیین اندازه جاذب‌ها

این فضای پارامتری پیچیده نیازمند تکنیک‌های بهینه‌سازی پیشرفته است که بتوانند به طور کارآمد فضای طراحی را جستجو کنند.

فرضیات مدل‌سازی و شرایط مرزی

سیستم اصلی 2DOF با استفاده از چارچوبی جامع شامل جرم‌ها، فنرها، میراگرها و Inerter‌ها مدل‌سازی می‌شود. رویکرد مدل‌سازی بر فرضیات بنیادی زیر استوار است:

۱. رفتار الاستیک خطی: تمام مؤلفه‌های سختی در بازه عملیاتی از رابطه نیرو-جابجایی خطی پیروی می‌کنند

۲. میرایی ویسکوز خطی: تمام مؤلفه‌های میرایی از روابط نیرو وابسته به سرعت خطی تبعیت می‌کنند

۳. نمای جرم نقطه‌ای: تمام جرم‌ها به صورت جرم نقطه‌ای با خواص اینرسی متتمرکز در نظر گرفته می‌شوند

۴. حرکت یکبعدی: تمام مؤلفه‌های سیستم تنها در یک راستای انتقالی حرکت می‌کنند

۵. پارامترهای ثابت در زمان: همه پارامترهای سیستم در طول بهره‌برداری ثابت هستند

۶. عدم وجود غیرخطی هندسی: سیستم در ناحیه خطی عمل می‌کند

۷. اتصال کامل و صلب: همه اتصالات بین اجزا به صورت صلب فرض می‌شوند

تحریک‌های پایه به گونه‌ای مدل‌سازی می‌شوند که سناریوهای مکانیکی مختلف را بازنمایی کنند. هر DVA به صورت مستقل طراحی شده و کوپلینگ دینامیکی کامل از طریق مؤلفه‌های اتصال جامع تضمین می‌گردد.

استخراج معادلات حاکم

معادلات حاکم برای سیستم کاملاً کوپل شده 2DOF-3DOF با استفاده از روش نیوتون و با اعمال قانون دوم نیوتون بر هر درجه آزادی و در نظر گرفتن تمام نیروهای اتصال‌دهنده استخراج می‌شوند. مختصات تعمیم‌یافته سیستم به صورت زیر تعریف می‌گردند:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} U_1(t) \\ U_2(t) \\ u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{bmatrix}; \quad \dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{U}_1(t) \\ \dot{U}_2(t) \\ \dot{u}_1(t) \\ \dot{u}_2(t) \\ \dot{u}_3(t) \end{bmatrix}; \quad \ddot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \ddot{U}_1(t) \\ \ddot{U}_2(t) \\ \ddot{u}_1(t) \\ \ddot{u}_2(t) \\ \ddot{u}_3(t) \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

که در آن:

۱. $U_1(t), U_2(t)$: جابجایی‌های جرم‌های اصلی در زمان t

۲. $u_1(t), u_2(t), u_3(t)$: جابجایی‌های جرم‌های DVA در زمان t

معادلات حرکت به صورت ماتریسی بیان می‌شوند:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}(t) \quad (2-2)$$

که در آن: \mathbf{q} بردار جابجایی‌های تعمیم‌یافته است که جابجایی جرم‌های اصلی و جرم‌های DVA را دربر می‌گیرد؛ \mathbf{M} ماتریس جرم است؛ \mathbf{C} ماتریس دمپینگ است؛ \mathbf{K} ماتریس سختی است؛ و $\mathbf{F}(t)$ بردار نیروی خارجی است که هم بارهای خارجی و هم آثار حرکت پایه را شامل می‌شود. بردار مختصات تعمیم‌یافته به صورت زیر بازتعریف می‌شود:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (2-3)$$

ماتریس جرم

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 + b_1 & & -b_1 & -b_2 & -b_3 \\ +b_2 + b_3 & \ddots & & & \\ & & M_4 + b_4 & -b_4 & -b_5 \\ & & +b_5 + b_6 & & \\ & & & m_1 + b_1 & \\ & & & +b_2 + b_3 & \\ & & & +b_4 + b_5 & \\ & & & +b_6 + b_7 & \\ -b_1 & -b_4 & +b_8 + b_9 & -b_9 & -b_{10} \\ & & +b_{11} & & \\ -b_2 & -b_5 & -b_9 & +b_5 + b_6 & -b_{15} \\ & & & +b_{11} + b_{12} & \\ -b_3 & -b_6 & -b_{10} & -b_{15} & m_3 + b_3 \\ & & & & +b_7 + b_8 \\ & & & & +b_{13} + b_{14} \\ & & & & +b_{15} \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

ماتریس دمپینگ

$$[C] = \begin{bmatrix} C_1 + C_r & -C_r & -c_1 & -c_r & -c_r \\ +C_r & C_r + C_r & & & \\ & +C_5 + c_r & -c_r & -c_5 & -c_r \\ -C_r & +c_5 + c_r & -c_r & -c_5 & -c_r \\ & & c_1 + c_r & & \\ & & +c_2 + c_3 & -c_1 & -c_{10} \\ -c_1 & -c_r & +c_9 + c_{10} & -c_1 & -c_{10} \\ & & & & \\ -c_r & -c_5 & -c_9 & +c_{12} + c_{15} & -c_{15} \\ & & & & c_r + c_7 \\ -c_5 & -c_r & -c_{10} & -c_{15} & +c_{10} + c_{13} \\ & & & & +c_{14} + c_{15} \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

ماتریس سختی

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & & -k_1 & -k_2 & -k_3 \\ +K_2 & -K_2 & & & \\ & K_2 + K_4 & & & \\ & +K_5 + k_4 & & & \\ -K_2 & +k_5 + k_6 & -k_4 & -k_5 & -k_6 \\ & & k_1 + k_4 & & \\ & & +k_2 + k_3 & & \\ -k_1 & -k_2 & +k_1 + k_2 & -k_3 & -k_1 \\ & & & & \\ & & & k_2 + k_5 & \\ & & & +k_3 + k_4 & \\ -k_2 & -k_5 & -k_3 & +k_{12} + k_{15} & -k_{15} \\ & & & & \\ & & & & k_2 + k_6 \\ -k_3 & -k_6 & -k_1 & -k_{15} & +k_{13} + k_{15} \end{bmatrix} \quad (2-6)$$

بردار نیرو

$$[F] = \begin{bmatrix} F_1(t) + C_1 \dot{U}_{low} + C_2 \dot{U}_{upp} + K_1 U_{low} + K_2 U_{upp} \\ F_2(t) + C_2 \dot{U}_{low} + C_3 \dot{U}_{upp} + K_2 U_{low} + K_3 U_{upp} \\ \beta_v \ddot{U}_{low} + \beta_\lambda \ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc} \omega_{dc} (\nu_v \dot{U}_{low} + \nu_\lambda \dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2 (\lambda_v U_{low} + \lambda_\lambda U_{upp}) \\ \beta_{11} \ddot{U}_{low} + \beta_{12} \ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc} \omega_{dc} (\nu_{11} \dot{U}_{low} + \nu_{12} \dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2 (\lambda_{11} U_{low} + \lambda_{12} U_{upp}) \\ \beta_{13} \ddot{U}_{low} + \beta_{14} \ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc} \omega_{dc} (\nu_{13} \dot{U}_{low} + \nu_{14} \dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2 (\lambda_{13} U_{low} + \lambda_{14} U_{upp}) \end{bmatrix} \quad (2-7)$$

صورت بی‌بعد

به منظور ساده‌سازی تحلیل، سیستم با استفاده از پارامترهای بی‌بعد فهرست شده در جدول ۱-۲ نرمال‌سازی می‌شود. با استفاده از این پارامترها، معادلات بی‌بعد حرکت به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \zeta_{dc}\omega_{dc}\bar{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{q}} + \omega_{dc}^2\bar{\mathbf{K}}\mathbf{q} = \bar{\mathbf{F}}(t) \quad (2-8)$$

ماتریس‌های بی‌بعد جرم، دمپینگ و سختی به همراه بردار نیرو در روابط (۲-۹) تا (۲-۱۲) تعریف می‌شوند.

جدول ۲-۱: پارامترهای بی‌بعد برای نرمال‌سازی سیستم

تعریف	پارامتر	گروه پارامتر
$\Gamma = \frac{M_1}{M_\infty}$	Γ	نسبت‌های جرم
$\mu_i = \frac{m_i}{M_\infty}$	μ_i	
$\beta_i = \frac{b_i}{M_\infty}$	β_i	نسبت‌های کوپلینگ اینرسی
$\mathcal{N}_i = \frac{C_i}{C_\infty}$	\mathcal{N}_i	نسبت‌های دمپینگ
$\nu_i = \frac{c_i}{C_\infty}$	ν_i	
$\Lambda_i = \frac{K_i}{K_\infty}$	Λ_i	نسبت‌های سختی
$\lambda_i = \frac{k_i}{K_\infty}$	λ_i	
$\omega_{dc} = \sqrt{\frac{K_\infty}{M_\infty}}$	ω_{dc}	سیستم اصلی بدون کوپل
$\zeta_{dc} = \frac{C_\infty}{\sqrt{M_\infty \omega_{dc}}}$	ζ_{dc}	

ماتریس جرم بی‌بعد

$$[\bar{M}] = \begin{bmatrix} 1 + \beta_1 & & -\beta_1 & -\beta_2 & -\beta_3 \\ +\beta_4 + \beta_5 & . & & & \\ & \Gamma + \beta_4 & -\beta_4 & -\beta_5 & -\beta_6 \\ . & +\beta_5 + \beta_6 & & & \\ & \mu_1 + \beta_1 & & & \\ & +\beta_4 + \beta_5 & & & \\ & +\beta_8 + \beta_9 & & & \\ -\beta_1 & -\beta_4 & +\beta_{1.} & -\beta_9 & -\beta_{1.} \\ & & +\beta_{1.} & & \\ & & & \mu_2 + \beta_2 & \\ -\beta_2 & -\beta_5 & -\beta_9 & +\beta_{11} + \beta_{12} & -\beta_{15} \\ & & & & \mu_2 + \beta_2 \\ & & & & +\beta_4 + \beta_{1.} \\ & & & & +\beta_{13} + \beta_{14} \\ -\beta_3 & -\beta_6 & -\beta_{1.} & -\beta_{15} & +\beta_{15} \end{bmatrix} \quad (2-9)$$

ماتریس دمپینگ بی‌بعد

$$[\bar{C}] = \begin{bmatrix} 1 + N_1 & & & & \\ +N_1 + \nu_1 & -N_1 & -\nu_1 & -\nu_2 & -\nu_3 \\ +\nu_2 + \nu_3 & N_1 + N_4 & -\nu_4 & -\nu_5 & -\nu_6 \\ & +N_4 + \nu_4 & +\nu_5 + \nu_6 & -\nu_6 & -\nu_7 \\ -N_1 & +\nu_5 + \nu_6 & \nu_1 + \nu_4 & +\nu_7 + \nu_8 & +\nu_9 + \nu_{10} \\ -\nu_1 & -\nu_2 & +\nu_9 + \nu_{10} & -\nu_9 & -\nu_{11} \\ & & & & \nu_2 + \nu_5 \\ & & & & +\nu_9 + \nu_{11} \\ -\nu_4 & -\nu_5 & -\nu_9 & +\nu_{12} + \nu_{15} & -\nu_{15} \\ -\nu_3 & -\nu_6 & -\nu_{10} & -\nu_{15} & \nu_2 + \nu_4 \\ & & & & +\nu_{10} + \nu_{12} \\ & & & & +\nu_{14} + \nu_{15} \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

ماتریس سختی بی‌بعد

$$[\bar{K}] = \begin{bmatrix} 1 + \Lambda_1 & & & & \\ +\Lambda_1 + \lambda_1 & -\Lambda_1 & -\lambda_1 & -\lambda_2 & -\lambda_3 \\ +\lambda_2 + \lambda_3 & \Lambda_1 + \Lambda_4 & -\lambda_4 & -\lambda_5 & -\lambda_6 \\ & +\Lambda_4 + \lambda_4 & +\lambda_5 + \lambda_6 & -\lambda_6 & -\lambda_7 \\ -\Lambda_1 & +\lambda_5 + \lambda_6 & \lambda_1 + \lambda_4 & +\lambda_7 + \lambda_8 & +\lambda_9 + \lambda_{10} \\ -\lambda_1 & -\lambda_2 & +\lambda_9 + \lambda_{10} & -\lambda_9 & -\lambda_{11} \\ & & & & \lambda_2 + \lambda_5 \\ & & & & +\lambda_9 + \lambda_{11} \\ -\lambda_2 & -\lambda_5 & -\lambda_9 & +\lambda_{12} + \lambda_{15} & -\lambda_{15} \\ -\lambda_3 & -\lambda_6 & -\lambda_{10} & -\lambda_{15} & \lambda_2 + \lambda_4 \\ & & & & +\lambda_{10} + \lambda_{12} \\ & & & & +\lambda_{14} + \lambda_{15} \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

بردار نیروی بی‌بعد

$$[\bar{F}] = \begin{bmatrix} \frac{F_1(t)}{M_1} + \zeta_{dc}\omega_{dc}(\dot{U}_{low} + N_1\dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2(U_{low} + \Lambda_1 U_{upp}) \\ \frac{F_2(t)}{M_2} + \zeta_{dc}\omega_{dc}(N_1\dot{U}_{low} + N_2\dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2(\Lambda_1 U_{low} + \Lambda_2 U_{upp}) \\ \beta_{11}\ddot{U}_{low} + \beta_{12}\ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc}\omega_{dc}(\nu_1\dot{U}_{low} + \nu_2\dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2(\lambda_1 U_{low} + \lambda_2 U_{upp}) \\ \beta_{21}\ddot{U}_{low} + \beta_{22}\ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc}\omega_{dc}(\nu_{11}\dot{U}_{low} + \nu_{12}\dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2(\lambda_{11} U_{low} + \lambda_{12} U_{upp}) \\ \beta_{13}\ddot{U}_{low} + \beta_{14}\ddot{U}_{upp} + \zeta_{dc}\omega_{dc}(\nu_{13}\dot{U}_{low} + \nu_{14}\dot{U}_{upp}) + \omega_{dc}^2(\lambda_{13} U_{low} + \lambda_{14} U_{upp}) \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

راه حل‌های نیم تحلیلی برای تحریک هارمونیک روش نیم تحلیلی بر تحریک هارمونیک و حرکت هم‌فاز تکیه دارد.

پاسخ سیستم به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{bmatrix} U_1(t) \\ U_2(t) \\ u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} e^{j\omega t} \quad (2-13)$$

که در آن A_1, A_2 دامنه ارتعاش جرم‌های اصلی و a_1, a_2, a_3 دامنه ارتعاش جرم‌های DVA هستند. تحریک‌های هارمونیک به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{aligned} F_1(t) &= F_1 e^{j\omega t} \\ F_2(t) &= F_2 e^{j\omega t} \\ U_{Low}(t) &= A_{Low} e^{j\omega t} \\ U_{Up}(t) &= A_{Up} e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2-14)$$

جایگزینی پاسخ‌های هارمونیک در معادلات حرکت، فرمول‌بندی حوزه فرکانس را نتیجه می‌دهد:

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} = \omega_{dc}^2 \left(-\Omega^2 \mathbf{M} + j\zeta_{dc}\Omega \mathbf{C} + \mathbf{K} \right)^{-1} \mathbf{F} \quad (2-15)$$

که در آن \mathbf{F} بردار دامنه مختلط تابع نیرو است.

۳-۱-۲ مدل مرجع کاهش‌یافته 1DOF-1DOF

ضرورت استفاده از مدل کاهش‌یافته

سیستم 2DOF-3DOF اصلی، با وجود جامعیت و قابلیت نمایش رفتارهای پیچیده، دارای چالش‌های اساسی در تحلیل پارامتری دقیق است. فضای پارامتری 4^8 -بعدی این سیستم، تحلیل تأثیر هر پارامتر به صورت ایزوله و تفکیک‌پذیر را دشوار می‌سازد. علاوه بر این، هزینه‌های محاسباتی بالا برای اجرای گستردگی آزمون‌های پارامتری و تحلیل حساسیت، محدودیت‌هایی جدی در تفسیر نتایج ایجاد می‌کند.

برای غلبه بر این چالش‌ها، از یک مدل مرجع کاهش‌یافته 1DOF-1DOF استفاده می‌شود که امکان تحلیل دقیق‌تر و کارآمدتر پارامترهای طراحی را فراهم می‌آورد. این رویکرد در روش‌شناسی علمی به عنوان «مدل‌سازی سلسله‌مراتبی» شناخته می‌شود، جایی که ابتدا مفاهیم بنیادی در مدل‌های ساده‌تر بررسی شده و سپس به سیستم‌های پیچیده‌تر تعمیم داده می‌شود.

معماری سیستم و ویژگی‌های طراحی

سیستم 1DOF-1DOF مرجع به گونه‌ای طراحی شده که تمامی مکانیسم‌های اساسی کنترل ارتعاش را در خود جای دهد در حالی که پیچیدگی غیرضروری حذف شده است. این سیستم شامل سازه اصلی با یک درجه آزادی و جاذب دینامیکی با یک درجه آزادی است که هر دو به پایه‌های متحرک متصل هستند.

ویژگی‌های کلیدی این پیکربندی عبارتند از:

۱. کوپلینگ کامل: اتصال مستقیم بین سازه اصلی و جاذب از طریق عناصر مکانیکی، به علاوه اتصال هر دو به پایه متحرک

۲. عناصر پیشرفت: ادغام همزمان فنر، میراگر، و Inerter برای نمایش کامل مکانیسم‌های کنترل ارتعاش

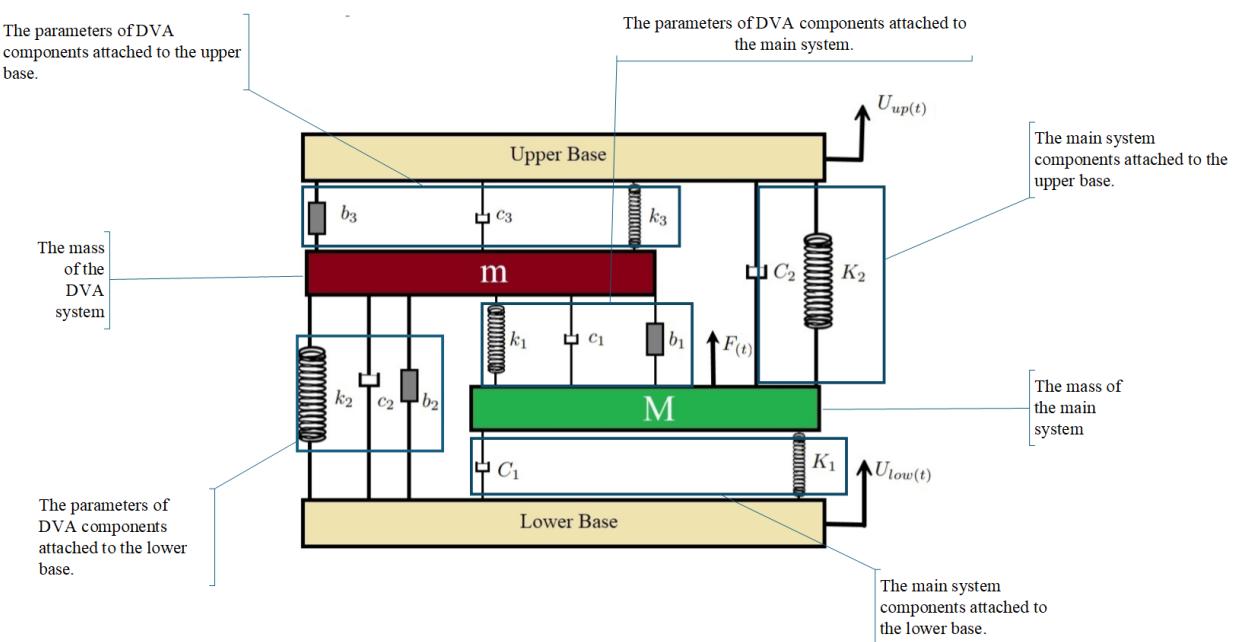
۳. انعطاف‌پذیری پارامتری: پارامترهای طراحی بهینه‌سازی شده شامل نسبت جرم، ضرایب سختی، میرایی، و پارامتر Inerter

نقش در ارزیابی معیارهای عملکرد

مدل کاهش‌یافته به عنوان سکوی آزمون ایده‌آلی برای ارزیابی و توسعه معیارهای عملکرد عمل می‌کند. به ویژه، امکان تحلیل دقیق معیار Peak-Slope (PS) که هم دامنه قله و هم شیب اطراف آن را ارزیابی می‌کند، در این سیستم فراهم

است. این ارزیابی جامع تضمین می‌کند که طراحی‌های بهینه نه تنها حداقل ارتعاش را کاهش می‌دهند، بلکه پایداری پاسخ در حوالی رزونانس را نیز بهبود می‌بخشد.

به این ترتیب، سیستم 1DOF-1DOF پلی میان مفاهیم نظری و کاربردهای عملی ایجاد می‌کند و امکان انتقال دانش از مدل ساده به سیستم‌های پیچیده را فراهم می‌آورد.



شکل ۲-۲: نمای شماتیک از یک سیستم کامل‌کوپل شده 1DOF-1DOF (مدل کاهش‌یافته مرجع)

۲-۲ فرمول‌بندی مسئله بهینه‌سازی

۱-۲-۲ تعریف مسئله بهینه‌سازی

با اتکا به سیستم مکانیکی پیچیده 2DOF-3DOF توصیف شده در بخش پیش، مسئله بهینه‌سازی به گونه‌ای فرموله می‌شود که پارامترهای بهینه جاذب دینامیکی ارتعاشات (DVA) را برای کاهش انحراف از ویژگی‌های عملکردی مطلوب سامانه بیابد. سامانه شامل ۴۸ پارامتر طراحی مستقل است که در میان ۱۵ ضریب کوپلینگ جرمی (β_{15} تا β_{15})، ۱۵ پارامتر سختی (λ_{15} تا λ_{15})، ۱۵ پارامتر دمپینگ (ν_{15} تا ν_{15})، و ۳ پارامتر جرم (μ_1 ، μ_2 ، μ_3) توزیع شده‌اند. مسئله بهینه‌سازی به صورت زیر بیان ریاضی می‌شود:

$$\min_{\mathbf{x}} \quad f(\mathbf{x}) = f_{primary}(\mathbf{x}) + f_{sparsity}(\mathbf{x}) + f_{error}(\mathbf{x}) \quad (2-16)$$

subject to $\mathbf{x}_L \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_U$

که در آن:

۱. $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{48}$ بردار پارامترهای طراحی است

۲. $\mathbf{x}_L, \mathbf{x}_U \in \mathbb{R}^{48}$ بهترتیب کف و سقف مجاز پارامترها هستند

۳. $f_{error}(\mathbf{x}), f_{sparsity}(\mathbf{x}), f_{primary}(\mathbf{x})$ مؤلفه‌های تابع هدف هستند

۴-۲-۲ تعریف تابع هدف

تابع هدف کل، جمع وزنی سه مؤلفه متمایز است که هر یک به جنبه‌ای از مسئله بهینه‌سازی می‌پردازند:

$$f(\mathbf{x}) = f_{primary}(\mathbf{x}) + f_{sparsity}(\mathbf{x}) + f_{error}(\mathbf{x}) \quad (2-17)$$

که در آن هر مؤلفه به صورت دقیق تعریف شده و نقش مشخصی در فرآیند بهینه‌سازی ایفا می‌کند. تابع هدف اصلی ($f_{primary}(\mathbf{x})$): این مؤلفه، انحراف پاسخ تکین سامانه از مقدار هدف $1,0$ را اندازه‌گیری می‌کند:

$$f_{primary}(\mathbf{x}) = |C_s(\mathbf{x}) - 1,0| \quad (2-18)$$

که در آن معیار تکین ($C_s(\mathbf{x})$) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$C_s(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^5 CM_i(\mathbf{x}) \quad (2-19)$$

و («معیار ترکیبی» برای جرم i ام است:

$$CM_i(\mathbf{x}) = \sum_j w_{ij} \cdot \frac{a_{ij}(\mathbf{x})}{t_{ij}} \quad (2-20)$$

معیار ترکیبی چندین شاخص عملکردی را برای هر جرم یکپارچه می‌کند؛ به طوری که:

۱. w_{ij} : ضریب وزن برای شاخص j ام جرم i ام

۲. $a_{ij}(\mathbf{x})$: مقدار عملکردی مشاهده شده برای شاخص j ام جرم i ام

۳. t_{ij} : مقدار هدف برای شاخص j ام جرم i ام

شاخص‌های عملکردی شامل مکان قله‌ها، مقدار قله‌ها، پهنای باند، شبیه‌ها و مساحت زیر منحنی (استخراج شده از تحلیل FRF) هستند. ضرائب وزن امکان اولویت‌بندی جنبه‌های مختلف عملکرد را فراهم می‌کنند و عموماً بر حسب اهمیت هر شاخص، در بازه‌ای حدود ۰,۰۵ تا ۱,۰ انتخاب می‌شوند.تابع جریمه‌تنکی ($f_{sparsity}(\mathbf{x})$): این مؤلفه، پاسخ‌هایی که باکمترین تعداد پارامتر‌های DVA می‌باشد را ارجاعیت قرار میدهد:

$$f_{sparsity}(\mathbf{x}) = \alpha \sum_{k=1}^{48} |x_k| \quad (2-21)$$

که در آن:

۱. α ضریب وزن تنکی است

۲. x_k نمایانگر پارامتر طراحی k ام است

۳. به کارگیری منظم‌سازی L1 با جریمه‌کردن مقادیر ناصرف، راهکارهای تنک را ترویج می‌کند

این تابع چند هدف کاربردی را دنبال می‌کند:

۱. منظم‌سازی: از بیش‌برازش نسبت به بازه‌های فرکانسی خاص جلوگیری می‌کند و از ترکیب‌های بسیار پیچیده پارامترها پرهیز می‌شود

۲. پیاده‌سازی عملی: به پیکربندی‌های ساده‌تر DVA که ساخت و نگهداری آن‌ها آسان‌تر است انگیزه می‌دهد

۳. افزایش پایایی: حساسیت نسبت به تغییرات پارامتر در کاربردهای واقعی را کاهش می‌دهد

مؤلفه خطای درصدی ($f_{error}(\mathbf{x})$): این مؤلفه، انحراف‌های عملکردی جزئی را به صورت دقیق در بر می‌گیرد:

$$f_{error}(\mathbf{x}) = \frac{1}{\gamma} \sum_i \sum_j |PD_{ij}(\mathbf{x})| \quad (2-22)$$

$$PD_{ij}(\mathbf{x}) = \left(\frac{a_{ij}(\mathbf{x}) - t_{ij}}{|t_{ij}|} \right) \times 100\% \quad (2-23)$$

که در آن، γ ضریب مقیاس‌گذاری (با مقدار پیش‌فرض ۱۰۰۰) است و $PD_{ij}(\mathbf{x})$ اختلاف درصدی برای شاخص j ام جرم i ام را نشان می‌دهد؛ همچنین استفاده از قدرمطلق مانع از خنثی‌شدن خطاهای مثبت و منفی می‌شود. این مؤلفه تضمین می‌کند که ارزیابی به صورت جامع شود، زیرا تمام انحراف‌های شاخص‌های عملکردی را در تابع هدف پوشش می‌دهد و امکان لحاظ همزمان ویژگی‌های کلی پاسخ و سنجه‌های جزئی عملکرد را فراهم می‌سازد. همچنین، با تعیین

مقادیر هدف برای شاخص‌ها، تفاوت در اهمیت آن‌ها را مجاز می‌داند و معیاری نرمال‌شده از خط‌ارائه می‌دهد که قابل مقایسه میان انواع مختلف شاخص‌ها است. در نهایت، ضریب مقیاس γ نقش موازن‌کننده سهم سنجه‌های جزئی با تابع هدف اصلی را ایفا می‌کند. ضریب مقیاس γ نقشی کلیدی در ترازکردن سهم مؤلفه خطای درصدی نسبت به سایر مؤلفه‌های هدف دارد؛ انتخاب γ بزرگ‌تر، تأثیر خطاهای درصدی جزئی را کاهش می‌دهد و انتخاب γ کوچک‌تر، اهمیت آن‌ها را در بهینه‌سازی کل افزایش می‌دهد.

محاسبات سنجه‌های عملکرد: پاسخ هر جرم تحت یک تحلیل جامع قرار می‌گیرد:

۱. تحلیل مقدار قله در پاسخ فرکانسی (Y-Value):

$$A_{peak,i} = \max_j |X_i(\omega_j)| \quad \forall i = 1, \dots, 5 \quad (2-24)$$

۲. تحلیل فرکانس متناظر با قله (X-Value):

$$\omega_{peak,i} = \omega_{j^*} \quad j^* = \arg \max_j |X_i(\omega_j)|, \quad \forall i = 1, \dots, 5 \quad (2-25)$$

۳. تحلیل پهنای‌باند بر اساس تابع انتقال فرکانسی (FRF) برای یک جرم معین i : برای هر جرم i ، پهنای‌باند به عنوان فاصله فرکانسی بین دو قله اصلی (دو مود غالب) در پاسخ فرکانسی همان جرم تعریف می‌شود. این دو قله با اندیس‌های j و k ($j < k$) مشخص می‌شوند و از روی نمودار FRF یعنی $|X_i(\omega)|$ استخراج می‌گردد:

$$\Delta\omega_{i,(j,k)} = |\omega_{peak,i,k} - \omega_{peak,i,j}| \quad \forall j < k \quad (2-26)$$

که در آن $\omega_{peak,i,j}$ و $\omega_{peak,i,k}$ به ترتیب فرکانس‌هایی هستند که در آن‌ها $|X_i(\omega)|$ به دو بیشینه محلی خود (دو قله اصلی) می‌رسد. این شاخص فاصله بین دو مود غالب جرم i را در FRF نشان می‌دهد و برای ارزیابی جداسازی مودها و کنترل رفتار دینامیکی همان جرم اهمیت دارد.

۴. تحلیل معیار شیب-قله: شیب بین دو قله اصلی در نمودار FRF برای جرم i و بین دو قله j و k (که $j < k$) به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s_{i,(j,k)} = \frac{A_{peak,i,k} - A_{peak,i,j}}{\omega_{peak,i,k} - \omega_{peak,i,j}} \quad \forall j < k \quad (2-27)$$

که در آن $A_{peak,i,k} = |X_i(\omega_{peak,i,k})|$ و $A_{peak,i,j} = |X_i(\omega_{peak,i,j})|$ هستند. این شاخص نرخ تغییر دامنه پاسخ فرکانسی جرم i ام بین دو مود غالب j ام و k ام را نشان می‌دهد و از روی شب منحنی FRF بین این دو قله محاسبه می‌شود.

۵. تحلیل مساحت زیر منحنی FRF: مساحت زیر منحنی پاسخ فرکانسی برای هر جرم i ($i = 1, \dots, 5$) به صورت انتگرال مقدار مطلق FRF در بازه فرکانسی مورد نظر تعریف می‌شود:

$$Area_i = \int_{\omega_{start}}^{\omega_{end}} |X_i(\omega)| d\omega \quad (i = 1, \dots, 5) \quad (2-28)$$

این شاخص بیانگر انرژی کل منتقل شده به جرم i در بازه فرکانسی است و به طور مستقیم از روی نمودار FRF محاسبه می‌شود. مقدار کمتر این مساحت معمولاً به معنای کنترل بهتر ارتعاشات و عملکرد مطلوب‌تر جاذب‌ها است.

انتگرال مساحت برای دقت عددی با استفاده از قاعده Simpson محاسبه می‌شود:

$$Area_i \approx \frac{h}{3} \left[|X_i(\omega_0)| + 4 \sum_{k=1}^{n/2} |X_i(\omega_{2k-1})| + 2 \sum_{k=1}^{n/2-1} |X_i(\omega_{2k})| + |X_i(\omega_n)| \right] \quad (2-29)$$

که در آن h گام فرکانسی و n تعداد نقاط فرکانسی است.

۳-۲ پیوند با روش‌های بهینه‌سازی و پیاده‌سازی

۳-۲-۱ سازگاری با الگوریتم ژنتیک پیشرفتی

معادلات حاکم ارائه شده در این فصل، بنیادی محکم برای اعمال روش‌های بهینه‌سازی پیشرفتی فراهم می‌آورد. این معادلات به طور مستقیم با الگوریتم ژنتیک (GA) سازگار هستند که امکان جستجوی کارآمد در فضای پارامتری پیچیده سیستم را فراهم می‌آورد و در فصل چهارم به تفصیل بررسی خواهد شد.

۳-۲-۲ پیاده‌سازی در نرم‌افزار DeVana

تمامی معادلات حاکم و روش‌های ارائه شده در این فصل در نرم‌افزار تخصصی DeVana پیاده‌سازی شده‌اند. این نرم‌افزار امکان تحلیل عددی، بهینه‌سازی و اعتبارسنجی نتایج را با رابط کاربری کاربرپسند فراهم می‌آورد و در فصل ششم معرفی

خواهد شد.

۳-۳-۲ اهمیت عمومیت رویکرد ارائه شده

چارچوب ریاضی ارائه شده فراتر از سیستم خاص 2DOF-3DOF است و قابلیت تعمیم به کلاس گسترده‌ای از سیستم‌های ارتعاشی را دارد. این عمومیت از طریق فرمول‌بندی ماتریسی، پارامتری‌سازی بی‌بعد، ادغام المان‌های پیشرفته و سازگاری با روش‌های عددی حاصل می‌شود.

فصل سوم

طراحی جاذب های دینامیکی ارتعاش به کمک
بهینه‌سازی شبیب-قله و مدل جانشین

۱-۳ مقدمه

جادب‌های دینامیکی ارتعاش به عنوان یکی از مؤثرترین ابزارهای کنترل غیرفعال ارتعاش، در بسیاری از سامانه‌های مهندسی برای کاهش ارتعاشات تشدیدی به کار گرفته می‌شوند. عملکرد اصلی این جاذب‌ها بر پایه جابه‌جایی قله‌های پاسخ فرکانسی سیستم است، به گونه‌ای که انرژی ارتعاشی به‌طور یکواخت‌تری در ساختار توزیع شود. با این حال، تنظیم بهینه پارامترهای آن‌ها، به‌ویژه در سیستم‌های پیچیده شامل چند درجه آزادی یا اجزای پیشرفته مکانیکی مانند Inerter، همواره با چالش‌های محاسباتی جدی همراه بوده است.

روش‌های کلاسیک بهینه‌سازی نظری طراحی مبتنی بر معیار H_{∞} اگرچه از نظر نظری بسیار دقیق هستند، اما اجرای آن‌ها نیازمند تحلیل‌های پیچیده و پرهزینه محاسباتی است؛ به‌ویژه در مدل‌های مرتبه بالا یا ساختارهایی با اندرکنش‌های چندمودی. در عمل، روش‌های عددی متداول همچون جست‌وجوی مستقیم یا الگوریتم‌های مبتنی بر گرادیان نیز در مواجهه با فضای پارامترهای غیرخطی و با ابعاد بالا کارایی محدودی دارند و در بسیاری از موارد به راه حل‌های زیر بهینه منتهی می‌شوند [۱۷، ۴۶].

در پاسخ به این محدودیت‌ها، در این فصل یک چارچوب جدید برای بهینه‌سازی پارامترهای جاذب ارائه شده که مبتنی بر مدل‌های جانشین و با تکیه بر معیاری نوآورانه به نام (PS) Peak-Slope طراحی شده است. معیار PS با سنجش شبیب بین قله‌های مجاور در تابع پاسخ فرکانسی سیستم، میزان اثربخشی جاذب در کاهش تشدید را به صورت شهودی و قابل محاسبه ارزیابی می‌کند. هنگامی که سیستم به خوبی تنظیم شده باشد، مقدار PS به صفر نزدیک می‌شود؛ به این معنا که قله‌های پاسخ دارای دامنه‌ای متعادل هستند و انرژی به‌طور بهینه توزیع شده است.

رویکرد جداسازی پارامتری

برای کاهش پیچیدگی محاسباتی، در این روش پارامترهای ساختاری ثابت در نظر گرفته شده و تمرکز صرفاً بر پارامترهای جاذب مانند نسبت جرم، ضرایب سختی و میرایی قرار دارد. برای مدل‌سازی پاسخ PS نسبت به این پارامترها، از رگرسیون چندجمله‌ای مرتبه چهارم استفاده شده که پس از مقایسه با سایر درجات، به عنوان بهترین تعادل میان دقت و سرعت انتخاب شده است. با استفاده از این مدل‌های جانشین، الگوریتمی جدید توسعه یافته که مقدار کلی PS را به صورت مجموعی از توابع تک‌متغیره بیان می‌کند؛ هر تابع تنها به یکی از پارامترهای جاذب وابسته است. این ساختار جداسازی‌شده، که با عنوان Decoupled Peak-Slope (DPS) شناخته می‌شود، مسئله بهینه‌سازی را از یک فضای پیچیده چندبعدی به مجموعه‌ای از مسائل ساده تک‌متغیره تبدیل می‌کند.

روش‌شناسی ارزیابی

برای اعتبارسنجی این رویکرد، از یک مدل مرجع شامل دو جرم متصل (۱ DOF) استفاده شده که شامل جرم‌ها، فنرها، میراگرها و المان‌های Inerter است. نتایج بدست‌آمده از این مدل با خروجی‌های حاصل از بهینه‌سازی مبتنی بر الگوریتم ژنتیک (GA) مقایسه شده‌اند که برتری روش پیشنهادی را از نظر سرعت و دقیقیت نشان می‌دهد.

علاوه بر این، برای بررسی جامع‌تر، چندین مدل ساده‌شده برگرفته از منابع معتبر مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در این ساختارها، معادلات جانشین جداسازی‌شده برای چهار پیکربندی مختلف تولید و دسته‌بندی شده‌اند. این معادلات، به صورت چندجمله‌ای‌های از پیش محاسبه‌شده، امکان تخمین سریع پارامترهای بهینه جاذب را بدون نیاز به شبیه‌سازی‌های زمان‌بر فراهم می‌کنند. نتایج نشان می‌دهند که خروجی‌های این روش با تحلیل‌های تحلیلی سازگاری خوبی دارند و در بسیاری از موارد عملکردی بهتر از روش‌های کلاسیک ارائه می‌دهند.

در مجموع، چارچوب پیشنهادی DPS ابزاری سریع، دقیق و قابل‌اتکا برای طراحی و تنظیم جاذب‌های دینامیکی ارتعاش فراهم می‌آورد و می‌تواند زمینه‌ساز توسعه سامانه‌های هوشمند نیمه‌فعال باشد؛ سامانه‌هایی که قابلیت تنظیم آنی پارامترهای خود را با کمترین هزینه محاسباتی در اختیار دارند.

۲-۳ معیار شیب-قله (Peak-Slope)

بر اساس معیار کلاسیک H_{∞} ، یک سیستم زمانی در حالت تشدید به عملکرد بهینه دست می‌باید که قله‌های تابع پاسخ فرکانسی (FRF) دارای دامنه‌ای برابر باشند [۴۶، ۱۷]. در تحلیل سیستم‌های دینامیکی خطی کوپله‌شده، FRF ابزاری کلیدی برای توصیف پاسخ پایدار سیستم به تحریک هارمونیک در بازه‌ای پیوسته از فرکانس‌ها به شمار می‌رود. در سیستم‌هایی با چند مود ارتعاشی، نمودار FRF معمولاً دارای چندین قله تشدید است که هر کدام متناظر با فرکانس طبیعی و دامنه پاسخ متناظر آن هستند.

برای ارزیابی کمی و یکپارچه میزان تفاوت دامنه بین این قله‌های تشدید، در این فصل معیاری اسکالر و جدید با عنوان Peak-Slope (PS) معرفی شده است. این معیار با محاسبه نرخ تغییر دامنه بین قله‌های مجاور، ابزاری عینی برای سنجش تعادل و یکنواختی پاسخ دینامیکی سیستم فراهم می‌آورد. ویژگی برجسته PS در این است که فارغ از مرتبه مدل، نوع کوپله، یا ساختار جاذب، قابل استفاده و مقایسه بین سیستم‌های مختلف است. این قابلیت، PS را به معیاری مناسب برای به کارگیری در چارچوب‌های بهینه‌سازی مبتنی بر مدل جانشین تبدیل می‌کند؛ به ویژه در طراحی و تنظیم دقیق جاذب‌های دینامیکی ارتعاش در سیستم‌های ساده و پیچیده.

۱-۲-۳ تعریف عمومی PS

فرض کنید A_i و A_j به ترتیب دامنه‌های قله‌های تشدید آم و زام باشند و ω_i و ω_j فرکانس‌های متناظر با این قله‌ها. با فرض $j < i$, مقدار PS بین دو قله به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{PS}_{i,j} = \frac{A_j - A_i}{\omega_j - \omega_i} \quad (3-1)$$

این رابطه، شبیخ خط مماس بر منحنی FRF بین دو قله مشخص را نشان می‌دهد و میزان تغییر دامنه نسبت به تغییر فرکانس را بین دو مود ارتعاشی سیستم بیان می‌کند.

۲-۲-۳ نمایش ماتریسی، برداری و اسکالر برای چند قله

در سیستم‌هایی با بیش از دو قله تشدید، می‌توان مجموعه مقادیر PS بین تمام جفت‌های ممکن از قله‌ها را به صورت ماتریسی نمایش داد. ماتریس $\text{PS} \in \mathbb{R}^{N \times N}$ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$[\text{PS}] = \begin{bmatrix} \cdot & \text{PS}_{12} & \text{PS}_{13} & \cdots & \text{PS}_{1N} \\ \text{PS}_{21} & \cdot & \text{PS}_{23} & \cdots & \text{PS}_{2N} \\ \text{PS}_{31} & \text{PS}_{32} & \cdot & \cdots & \text{PS}_{3N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \text{PS}_{N1} & \text{PS}_{N2} & \text{PS}_{N3} & \cdots & \cdot \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

که در آن:

$$\text{PS}_{ji} = -\text{PS}_{ij}, \quad \forall i \neq j \quad (3-3)$$

$$\text{PS}_{ii} = \cdot, \quad \forall i \quad (3-4)$$

با این حال، برای کاربردهای عملی که در آن‌ها بهره‌وری محاسباتی اهمیت دارد، می‌توان مقادیر PS را به صورت

برداری نیز نمایش داد. در این حالت، تنها مقادیر منحصر به فرد و موردنیاز بین قله‌های متوالی ذخیره می‌شوند:

$$\mathbf{PS} = [\text{PS}_{1,2}, \text{PS}_{2,3}, \dots, \text{PS}_{N-1,N}] \quad (3-5)$$

این نمایش ساده‌تر، با حفظ اطلاعات کلیدی دینامیکی، امکان تحلیل سریع‌تر و ادغام آسان‌تر با چارچوب‌های مدل جانشین و بهینه‌سازی را فراهم می‌کند.

۳-۲-۳ فرم اسکالر ساده‌شده از PS

در شرایطی که کاهش پیچیدگی محاسباتی ضروری است مانند فازهای اولیه طراحی یا بهینه‌سازی سریع می‌توان از یک نسخه اسکالر از معیار PS استفاده کرد. در این رویکرد، به جای محاسبه تمام مقادیر PS ممکن، تنها بیشینه مقدار مطلق بین قله‌های غالب مورد نظر قرار می‌گیرد. این ساده‌سازی، عدم تعادل دینامیکی سیستم را در بحرانی‌ترین حالت آن بازتاب می‌دهد:

$$\text{PS}(\theta) = \max_{1 \leq i < j \leq N_p} \left| \frac{A_j(\theta) - A_i(\theta)}{\omega_j - \omega_i} \right| \quad (3-6)$$

در این فرمول، θ بردار پارامترهای جاذب است. مقدار نزدیک به صفر برای این شاخص، بیانگر تنظیم مؤثر پارامترهای جاذب و توزیع متعادل انرژی در طیف فرکانسی است. در مقابل، مقادیر بالا نشان‌دهنده عملکرد ضعیف جاذب و تفاوت شدید در پاسخ مودهای ارتعاشی مختلف خواهد بود.

فسرده‌گی ساختار این نسخه اسکالر، آن را برای مدل‌سازی جانشین، تحلیل حساسیت، و تنظیم سریع سامانه‌های نیمه‌فعال بسیار مناسب می‌سازد؛ بهویژه در کاربردهایی که منابع محاسباتی محدود هستند یا نیاز به ارزیابی‌های بلاذرنگ وجود دارد.

۳-۳ تفسیر فیزیکی و رویکرد جداسازی پارامتری

۱-۳-۳ تفسیر فیزیکی معیار PS

معیار Peak-Slope (PS) ابزاری شهودی و کمی برای سنجش عدم تعادل در پاسخ فرکانسی یک سیستم فراهم می‌آورد؛ بهویژه با تمرکز بر ناهمسانی دامنه بین قله‌های مجاور درتابع پاسخ فرکانسی (FRF). زمانی که مقدار PS صفر نزدیک می‌شود، نشان‌دهنده برابری تقریبی دامنه قله‌ها است؛ حالتی که نشان‌دهنده تنظیم بهینه جاذب و توزیع یکنواخت انرژی ارتعاشی در سیستم است. چنین وضعیتی برای کاهش پاسخ‌های تشدیدی در سامانه‌های مهندسی از اهمیت بالایی برخوردار است و مستقیماً به بهبود عملکرد و افزایش پایداری منجر می‌شود. در مقابل، مقادیر بزرگ PS حاکی از عدم تعادل پاسخ سیستم و می‌توانند نشانه‌ای از انتخاب نامناسب پارامترها، موقعیت غیربهینه جاذب‌ها یا تعامل مودال ضعیف باشند.

از این منظر، PS نه تنها به عنوان یک تابع هدف برای بهینه‌سازی، بلکه به عنوان یک شاخص تشخیصی عملکرد جاذب نیز کاربرد دارد. از دیدگاه نظری، این معیار را می‌توان بازنویسی کاربردی و محاسباتی ساده‌تری از معیار کلاسیک H_{∞} دانست؛ معیاری که در نظریه کنترل برای سنجش پایداری و مقاوم‌بودن سیستم‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. با این حال، برخلاف H_{∞} که نیاز به محاسبه پرهزینه نرم‌های فرکانسی دارد، معیار PS با ارائه یک سنجه اسکالر محلی، دقت عددی بالا و کارایی محاسباتی بیشتری فراهم می‌کند که آن را برای کاربردهای بلاذرنگ و بهینه‌سازی مبتنی بر مدل جانشین بهویژه مناسب می‌سازد.

ویژگی کلیدی دیگر PS، سازگاری آن با مدل‌سازی جانشین است. پیوستگی و نرمی رفتار این معیار نسبت به پارامترهای طراحی باعث می‌شود بتوان روند عملکرد سیستم را بدون نیاز به حل معادلات دیفرانسیل پیچیده و تنها با مدل‌سازی تقریب‌زده (مثلًاً با چندجمله‌ای‌ها) بازسازی کرد. این موضوع به‌طور قابل توجهی فرآیند طراحی و بهینه‌سازی را تسريع می‌بخشد، بدون آن‌که دقت تحلیلی کاهش یابد.

۲-۳-۳ جداسازی ساختار معیار PS

فضای طراحی جاذب‌های دینامیکی معمولاً با یک بردار پارامتر کلی $\theta \in \mathbb{R}^q$ توصیف می‌شود که به سه زیرمجموعه مستقل تقسیم می‌گردد:

۱. پارامترهای ساختاری با نماد θ_S : این مجموعه شامل ویژگی‌های فیزیکی سازه میزبان است. جرم‌ها m_i برای هر درجه آزادی i ، و ضرایب سختی و میرایی c_{ij} و k_{ij} بین جرم‌های i و j از اجزای این دسته هستند. این پارامترها بدون در نظر گرفتن حضور جاذب، دینامیک پایه سازه را تعیین می‌کنند.

۲. پارامترهای جاذب با نماد θ_A : شامل مشخصات هر جاذب دینامیکی متصل به سازه می‌شود. برای سیستم شامل DVA عدد P ، نسبت جرم نرمال شده به صورت $\mu_p = \frac{m_{a,p}}{M}$ تعریف می‌شود، که در آن $m_{a,p}$ جرم جاذب p و M جرم مرجع سازه اصلی است. همچنین، نسبت اینتر $\beta_p = \frac{b_{a,p,l}}{K}$ ، نسبت سختی $\lambda_p = \frac{k_{a,p,l}}{C}$ و نسبت میرایی $\nu_p = \frac{c_{a,p,l}}{C}$ از دیگر اجزای این بخش هستند که به ترتیب بیان گر میزان اینتر، سختی، و میرایی نرمال شده هر جاذب هستند.

۳. پارامترهای تحریک و شرایط محیطی با نماد θ_E : شامل دامنه تحریک در مرزهای پایین و بالا به ترتیب با A_{Up} و A_{Low} ، نیروی تحریک F ، فرکانس مشخصه $\omega_{dc} = \sqrt{\frac{K}{M}}$ و نسبت میرایی $\zeta_{dc} = \frac{C}{\sqrt{M\omega_{dc}}}$ می‌باشند که رفتار سازه بدون جاذب را توصیف می‌کنند.

بنابراین، فضای طراحی کلی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\theta = \theta_S + \theta_A + \theta_E \quad (3-7)$$

برای ساخت مدل جانشین تجزیه شده، معیار PS به صورت تابعی از بردار پارامتر جاذب η تعریف می‌شود که شامل مؤلفه‌های نرمال شده زیر است:

$$\eta^{(i)} = \left[\beta_1^{(i)}, \dots, \beta_P^{(i)}, \lambda_1^{(i)}, \dots, \lambda_P^{(i)}, \mu_1^{(i)}, \dots, \mu_P^{(i)}, \nu_1^{(i)}, \dots, \nu_P^{(i)} \right]^T \quad (3-8)$$

معیار PS به صورت تابع خطی از ورودی η مدل‌سازی می‌شود:

$$PS(\eta) := X\eta \quad (3-9)$$

در الگوریتم پیشنهادی، این تابع با استفاده از ترکیب توابع تک‌متغیره به صورت زیر تقریب زده می‌شود:

$$DPS(\eta) := \sum_{r=1}^d X_r(\eta) \quad (3-10)$$

خطای تقریب برای هر مجموعه از ورودی‌ها به‌شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$\varepsilon^{(i)} = \text{PS}(\eta^{(i)}) - \text{DPS}(\eta^{(i)}) \quad (3-11)$$

الگوریتم تا زمانی که مقدار $\tau_{\text{tol}} < |\varepsilon^{(i)}|$ گردد، اجرا می‌شود. مراحل اصلی الگوریتم به شرح زیر است:

۱. انتخاب شبکه نمونه‌برداری: شبکه‌ای یکنواخت با m نقطه در محدوده مجاز هر پارامتر انتخاب می‌شود.

۲. مقداردهی اولیه: تمامی توابع جزء با مقدار صفر مقداردهی اولیه می‌شوند، $\eta^{(0)} = 0$.

۳. تکرار بیرونی: برای هر جهت $r = 1, \dots, R$ مراحل زیر انجام می‌شود:

(آ) بردار طراحی جزئی $\eta_{\text{var}}^{(i)}$ تشکیل می‌شود که در آن تمامی پارامترها ثابت بوده و تنها η_r تغییر می‌کند:

$$\eta_r^{(i)} = [\eta_1^{\text{ref}}, \dots, \eta_{r-1}^{\text{ref}}, \eta_{\text{var}}^{(i)}, \eta_{r+1}^{\text{ref}}, \dots, \eta_R^{\text{ref}}]^T \quad (3-12)$$

(ب) نمونه‌های باقیمانده تک‌متغیره به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$y_r^{(i)} = \text{DPS}^{(k)}(\eta_r^{(k)}) - \sum_{\substack{s=1 \\ s \neq r}}^R X_s^{(k)}(\eta_s^{\text{ref}}) \quad (3-13)$$

(ج) برازش تک‌متغیره: با استفاده از نمونه‌های $y_r^{(i)}$ ، یک تابع از فضای فرضیه $\mathcal{H}_{\mathcal{X}_r}$ (نظیر

چندجمله‌ای، RBF، اسپلاین، یا GP) انتخاب می‌شود که بهترین تقریب را ارائه دهد. این برازش از

طريق حل مسئله بهینه‌سازی زیر انجام می‌گیرد:

$$\text{DPS}_r^{(k+1)} = \arg \min_{f \in \mathcal{H}_{\mathcal{X}_r}} \left[\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \mathcal{L}(y_r^{(i)}) + \alpha \Omega(f) \right], \quad \alpha \geq 0 \quad (3-14)$$

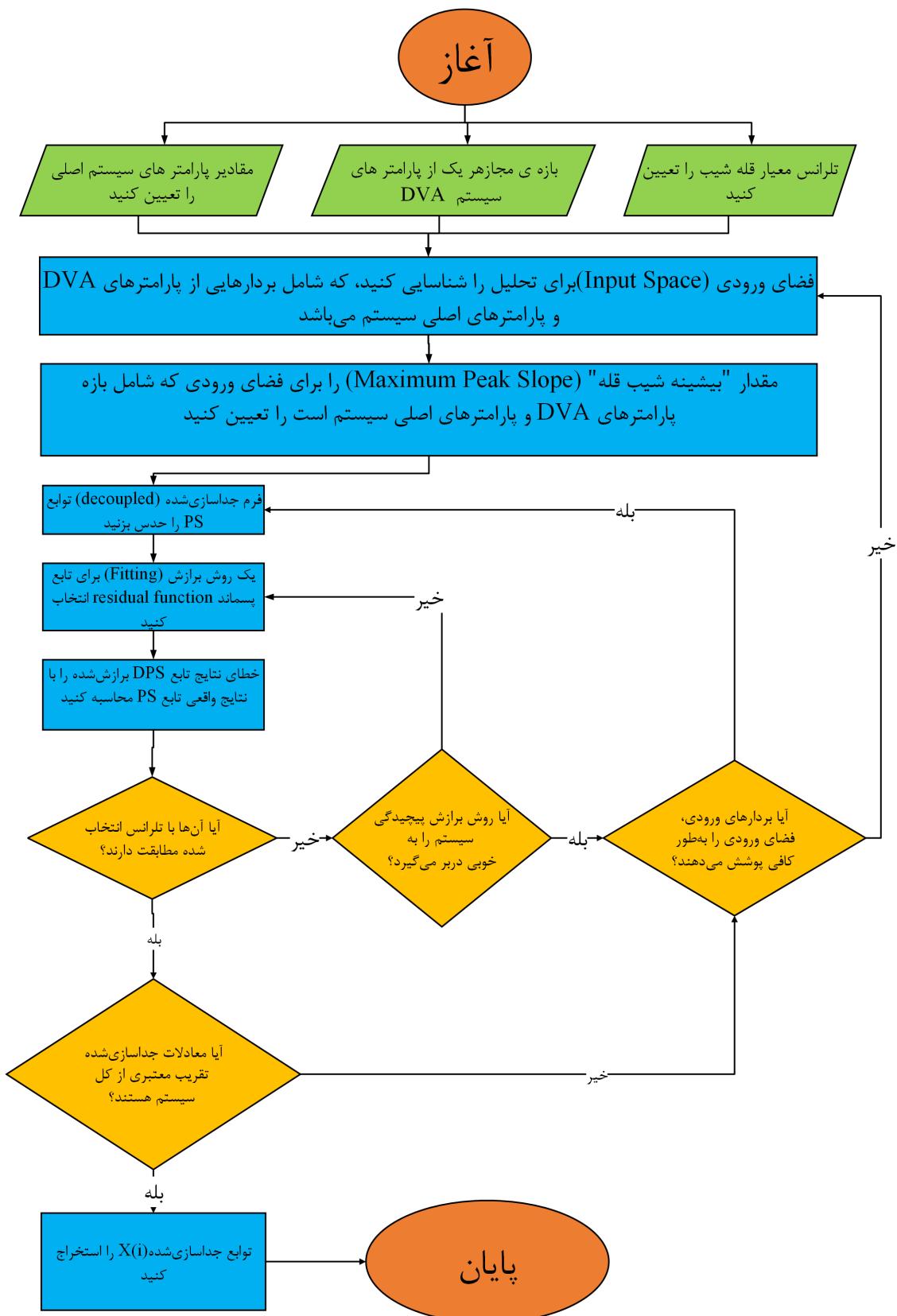
که در آن $\mathcal{L}(y)$ تابع خطا (مانند خطای مربعی، خطای مطلق یا Huber) و $\Omega(f)$ تابع جریمه (مانند نرم، مشتق دوم، یا هموارسازی) است.

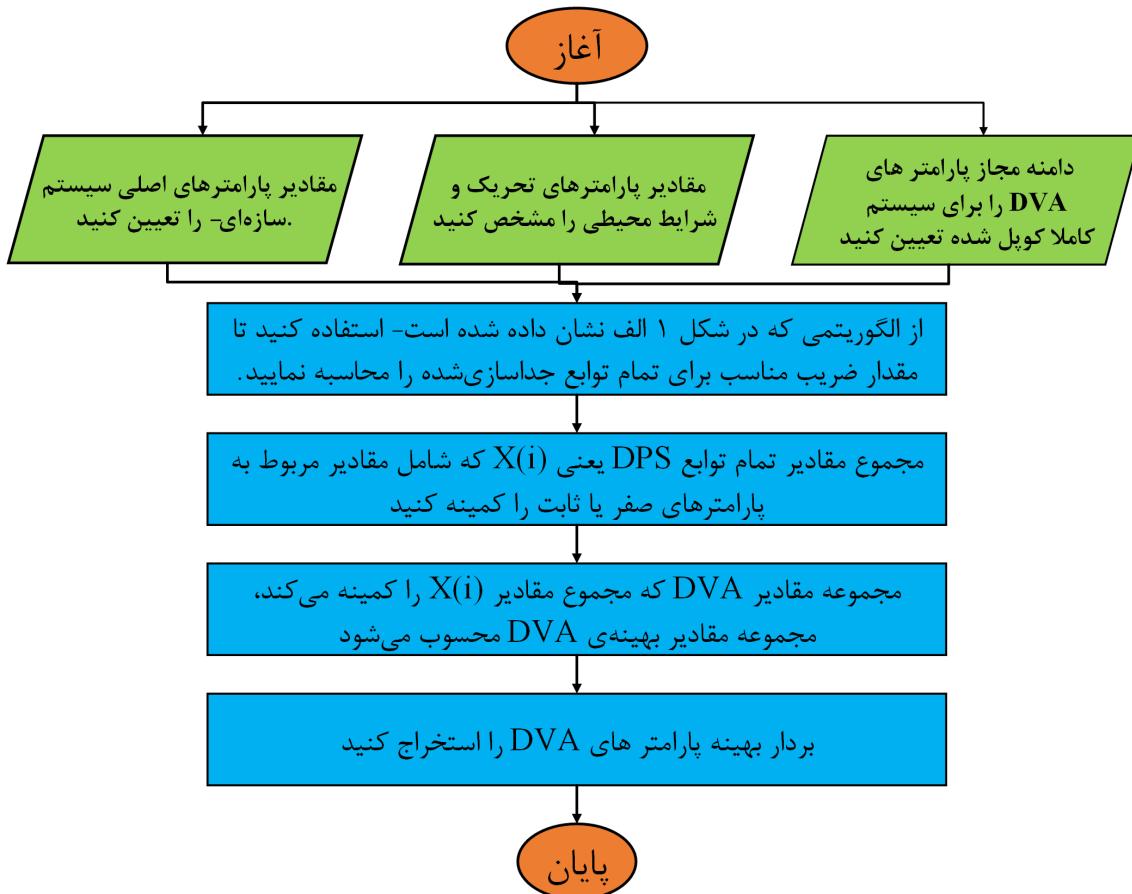
نتیجه این فرایند، مدلی سبک و کارآمد برای ارزیابی دقیق پاسخ ارتعاشی سیستم به صورت تابعی از پارامترهای جاذب است که برای کاربردهای طراحی سریع، کنترل نیمه‌فعال و تحلیل حساسیت بسیار مناسب است.

۳-۳-۳ الگوریتم استخراج توابع جداسازی شده

شکل ۲-۳(الف) فلوچارتی از الگوریتم استخراج توابع جداسازی شده $DPS^{(k)}$ از یک سیستم دینامیکی کاملاً کوپله را نمایش می‌دهد. در این فرآیند، ابتدا پارامترهای سیستم اصلی، مشخصات جاذب دینامیکی ارتعاش (DVA) و میزان تحمل پذیری (Tolerance) برای «حداکثر شب قله» تعیین می‌شوند. سپس فضای ورودی تعریف شده و مقادیر شب قله در این فضای پارامتری محاسبه می‌گردد. در ادامه، یک فرم تابعی جداسازی شده پیشنهاد شده و با استفاده از روش برازش انتخابی، داده‌ها بر روی این فرم برازش می‌شوند. دقت برازش در مقایسه با مقادیر واقعی PS ارزیابی شده و الگوریتم به صورت تکراری فرآیند برازش و گسترش پوشش فضای ورودی را انجام می‌دهد تا زمانی که خطای برازش کمتر از میزان تحمل مشخص شود، پیچیدگی سیستم به طور کامل بازتاب داده شود و فضای ورودی به قدر کافی پوشش داده شود. پس از تأیید صحت و دقت مدل جانشین، توابع جداسازی شده استخراج می‌شوند.

شکل ۲-۳(ب) فرآیند کلی تعیین پارامترهای بهینه DVA را بر اساس توابع جانشین جداسازی شده نشان می‌دهد. در این روش، ابتدا مقادیر پارامترهای ساختاری، شرایط تحریک و محیطی، و دامنه مجاز پارامترهای DVA برای سیستم کوپله تعیین می‌گردد. سپس با استفاده از الگوریتم معرفی شده در شکل ۲-۳(الف)، ضرایب مناسب برای هر تابع DPS جداسازی شده محاسبه می‌شوند. مرحله بهینه‌سازی با کمینه‌سازی مجموع تمام مقادیر (i) ، شامل پارامترهای ثابت یا صفر، انجام می‌شود. مجموعه پارامترهای DVA که این مجموع را کمینه می‌کند، به عنوان پیکربندی بهینه شناسایی شده و در نهایت برای پیاده‌سازی یا تحلیل‌های بعدی استخراج می‌گردد.

(الف) فلوچارت الگوریتم استخراج توابع جداسازی شده DPS^(k) از سیستم دینامیکی کاملاً کوپل شده.



(الف) روند تعیین پارامترهای بهینه DVA با استفاده از توابع جانشین جداسازی شده.

شکل ۳-۲: نمای کلی از الگوریتم پیشنهادی شامل (الف) استخراج توابع جداسازی شده DPS از مدل کاملاً کوپل شده و (ب) بهینه‌سازی پارامترهای جاذب بر پایه این توابع. هر زیرشکل در صورت نیاز به صورت مجزا در یک صفحه نمایش داده می‌شود.

۴-۳ تحلیل عددی و اعتبارسنجی

۱-۴-۳ سیستم مرجع و پارامترهای پایه

پارامترهای سیستم مرجع

به منظور ارزیابی چارچوب پیشنهادی، یک تحلیل عددی با استفاده از پارامترهایی دلخواه برای سیستم اصلی انجام شده است. این پارامترها در جدول ۱-۳ ارائه شده‌اند.

جدول ۳-۱: مقادیر عددی سیستم مورد مطالعه

مقدار	سیستم اصلی
۱	Λ
۱	N
۰,۰۰۱	$A_{Up} = A_{Low}$
۱۰۰	F
۱۰۰	ω_{dc}
۰,۰۱	ζ_{dc}

مقادیر فوق به عنوان پایه‌ای برای آزمون عملکرد الگوریتم DPS در شرایط کنترل شده استفاده شده‌اند. در ادامه، تحلیل‌های عددی و نتایج حاصل از اعمال روش پیشنهادی بر این سیستم بررسی خواهند شد.

تابع جداسازی شده شب-قله

رفتار دینامیکی سیستم در چارچوب پیشنهادی با استفاده از تابع DPS مدل‌سازی می‌شود؛ تابعی که نقش مرکزی در بهینه‌سازی دارد و به صورت مجموعی از ده زیرتابع مستقل تعریف می‌گردد. هر زیرتابع نمایانگر سهم یک پارامتر مشخص از سیستم در معیار کلی Peak-Slope است:

$$DPS = \sum_{i=1}^{10} X_i(p_i) \quad (3-15)$$

در این رابطه، هر $(X_i(p_i))$ تابعی از پارامتر خاص p_i بوده و پارامترهایی نظیر μ , ν_1 , ν_2 , λ_1 , β_1 , λ_2 , β_2 , λ_3 و ν_3 را پوشش می‌دهد. پارامترهای اصلی سیستم (ساختار و تحریک)، به عنوان بخش‌های ثابت مدل واقعی، از تحلیل خارج شده‌اند تا تمرکز صرفاً بر متغیرهای قابل تنظیم جاذب باشد.

شرایط اولیه

برای شروع فرآیند تکرار، مقدار اولیه هر زیرتابع به صورت یکسان تعیین می‌شود:

$$X_i^{(0)} = X_{i,..}, \quad \forall i = 1, \dots, 10 \quad (3-16)$$

که در آن $X_{i,..}$ مقدار اولیه زیرتابع X_i در گام $k = 0$ است.

محدوده تعریف پارامترها

هر پارامتر p_j در بازه مشخصی تعریف می‌شود که به صورت گستته و با گام ثابت نمونه‌برداری می‌شود:

$$p_j \in \{p_{j,i}, p_{j,i} + \Delta p_j, \dots, p_{j,f}\}, \quad \forall j = 1, \dots, 10 \quad (3-17)$$

در این رابطه، $p_{j,f}$ و $p_{j,i}$ به ترتیب مقادیر ابتدایی و انتهایی پارامتر j هستند و Δp_j اندازه گام تغییرات آن است.

روند تکراری به روزرسانی زیرتوابع

به منظور محاسبه مقدار هر زیرتابع در گام بعدی، از مقدار DPS و مجموع سایر زیرتابع در گام قبلی استفاده می‌شود.

رابطه به روزرسانی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$X_i^{(k+1)}(p_i) = DPS(p_i) - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^{10} X_j^{(k)}(\text{سایر پارامترها}) \quad (3-18)$$

با شرایط:

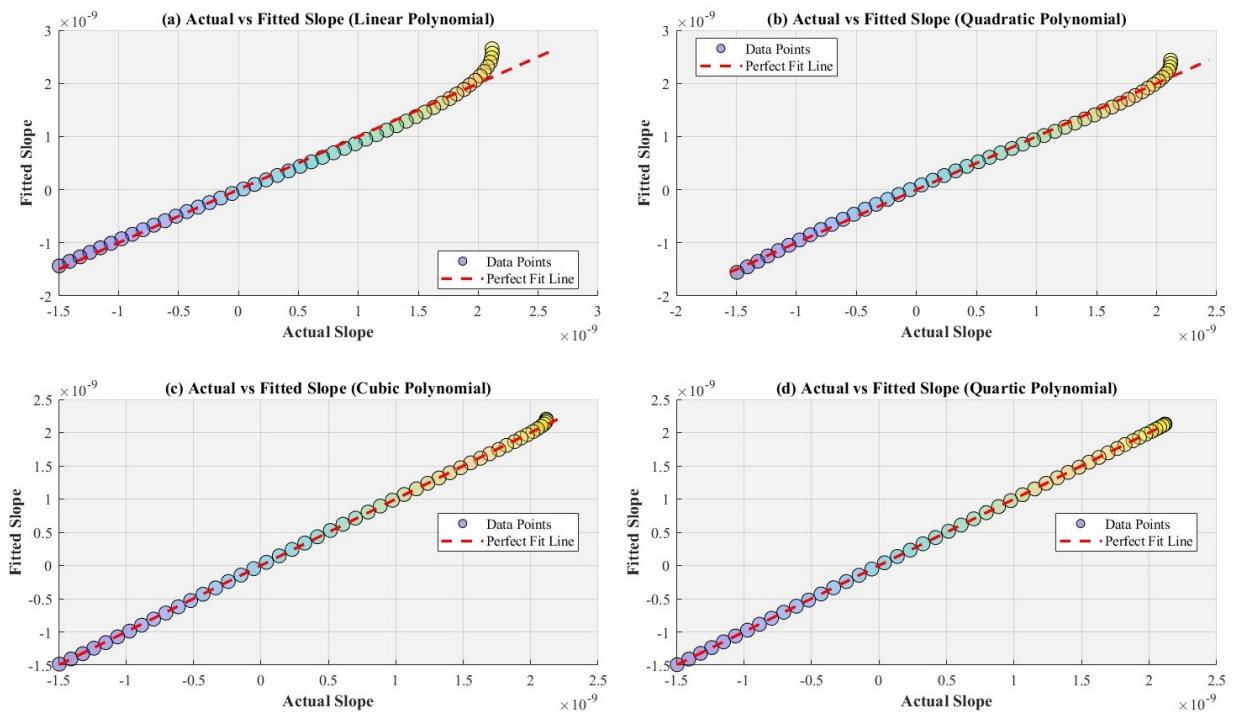
$$\begin{cases} p_i \in \{p_{i,i}, p_{i,i} + \Delta p_i, \dots, p_{i,f}\} \\ i = 1, 2, \dots, 10 \\ k = 0, 1, 2, \dots \end{cases}$$

در این ساختار، به ازای هر پارامتر متغیر، مقدار تابع مربوطه با تفربیق مجموع سایر زیرتابع از مقدار کلی DPS محاسبه می‌شود. این فرآیند به صورت تکراری انجام شده و تا رسیدن به همگرایی ادامه می‌یابد.

مدل‌سازی جانشین زیرتابع

در هر گام، مقدار محاسبه شده $(p_i)^{(k)} X_i^{(k)}$ بعنوان نقطه داده برای ساخت مدل جانشین مربوط به پارامتر p_i در نظر گرفته می‌شود. برای تقریب رفتار این تابع در طول تکرار، از مدل‌های چندجمله‌ای (مانند رگرسیون چهارم درجه) استفاده می‌شود که تعادل مناسبی بین دقت و سرعت محاسباتی فراهم می‌آورند.

این مدل‌های جانشین، پایه اصلی بهینه‌سازی تابع DPS را تشکیل می‌دهند و امکان تحلیل سریع، کاهش نیاز به شبیه‌سازی‌های پیچیده، و استخراج پارامترهای بهینه با دقت بالا را فراهم می‌سازند.



شکل ۳-۳: مقایسه روش‌های برازش چندجمله‌ای برای تابع DPS: (الف) خطی، (ب) درجه دوم، (ج) درجه سوم، (د) درجه چهارم. خط‌چین قرمز: برازش ایده‌آل، نقاط: مقادیر واقعی در برابر مقادیر پیش‌بینی شده

ارزیابی کارایی مدل‌های تقریب‌زا

برای تعیین دقیق‌ترین روش تقریب تابع جزئی DPS، عملکرد چندین مدل برازش چندجمله‌ای ارزیابی شد. نتایج این تحلیل در شکل ۳-۳ و جدول ۲-۳ ارائه شده‌اند. ارزیابی‌ها بر پایه خطای میانگین، انحراف معیار و ریشه میانگین مربعات خطأ (RMSE) صورت گرفت. در هر زیرنماور از شکل ۳-۳، محور افقی بیانگر مقادیر واقعی PS و محور عمودی بیانگر مقادیر پیش‌بینی شده توسط مدل است. هر نقطه نشان‌دهنده یک مجموعه پارامتر منحصر به‌فرد برای DVA است. خط‌چین قرمز، خط برازش کامل یا ایده‌آل را نمایش می‌دهد.

با افزایش درجه چندجمله‌ای، دقت تقریب به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافت. برازش خطی (شکل ۳-۳الف) بیشترین خطأ را نشان داد و مقدار RMSE برابر با $10^{-10} \times 1,4430$ بود. برازش درجه دوم (شکل ۳-۳ب) خطأ را به $10^{-11} \times 8,3068$ کاهش داد. در ادامه، مدل مکعبی (شکل ۳-۳ج) عملکرد بهتری ارائه داد ($RMSE = 10^{-11} \times 1,9874$). در نهایت، برازش درجه چهارم (شکل ۳-۳د) کمترین میزان خطأ را با 10^{-12} به‌دست آورد و بیشترین هم‌خوانی با خط برازش کامل را از خود نشان داد.

بنابراین، براساس نتایج کمی و کیفی، چندجمله‌ای مرتبه چهارم به عنوان دقیق‌ترین و بهینه‌ترین روش برای تقریب تابع DPS انتخاب شد.

جدول ۳-۲: مقایسه آماری خطای برازش مدل‌های چندجمله‌ای

RMSE	STD	Mean Error	Fitting Method
$1,4430 \times 10^{-10}$	$1,0819 \times 10^{-10}$	$9,6730 \times 10^{-11}$	Linear Polynomial
$8,3068 \times 10^{-11}$	$5,9277 \times 10^{-11}$	$5,8807 \times 10^{-11}$	Quadratic Polynomial
$1,9874 \times 10^{-11}$	$1,5370 \times 10^{-11}$	$1,2789 \times 10^{-11}$	Cubic Polynomial
$2,9908 \times 10^{-12}$	$2,6031 \times 10^{-12}$	$1,5188 \times 10^{-12}$	Quartic Polynomial

۴-۳-۲: مقایسه با روش‌های مرجع و ارزیابی عملکرد

مقایسه با الگوریتم ژنتیک

برای ارزیابی عملکرد چارچوب پیشنهادی DPS، یک الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm) یا (GA) با شرایط طراحی یکسان پیکربندی شد تا به عنوان مبنای مقایسه عمل کند. پارامترهای الگوریتم GA شامل اندازه جمعیت برابر با ۱۵۰، تعداد نسل‌ها ۲۰، احتمال تلاقی ۷۰٪ و احتمال جهش ۲۰٪ در نظر گرفته شدند. تمام پارامترهای جاذب ارتعاش در بازه $[0, 1]$ محدود شدند، به جز نسبت جرم μ که در بازه $[0, 75]$ محدود شد. هر ارزیابی توسط الگوریتم GA نیازمند محاسبه کامل پاسخ فرکانسی سیستم بود، در حالی که روش DPS از ارزیابی‌های تحلیلی مبتنی بر مدل جانشین استفاده می‌کند.

برای بررسی رفتار تصادفی GA، صد اجرای مستقل با بذرهای تصادفی متفاوت انجام شد. اگرچه در برخی موارد الگوریتم موفق به یافتن مقدار بهینه برای PS شد، اما نوسان زیادی در نتایج مشاهده گردید. بهترین مقدار PS حاصل از GA برابر با $10^{-5} \times 4,3$ ، میانگین برابر با $10^{-5} \times 4,4$ و بدترین نتیجه برابر با $10^{-4} \times 1,4$ بود. در مقابل، روش DPS به صورت قطعی و در تنها یک بار اجرا، مقدار $10^{-5} \times 6,9344$ را برای PS به دست آورد.

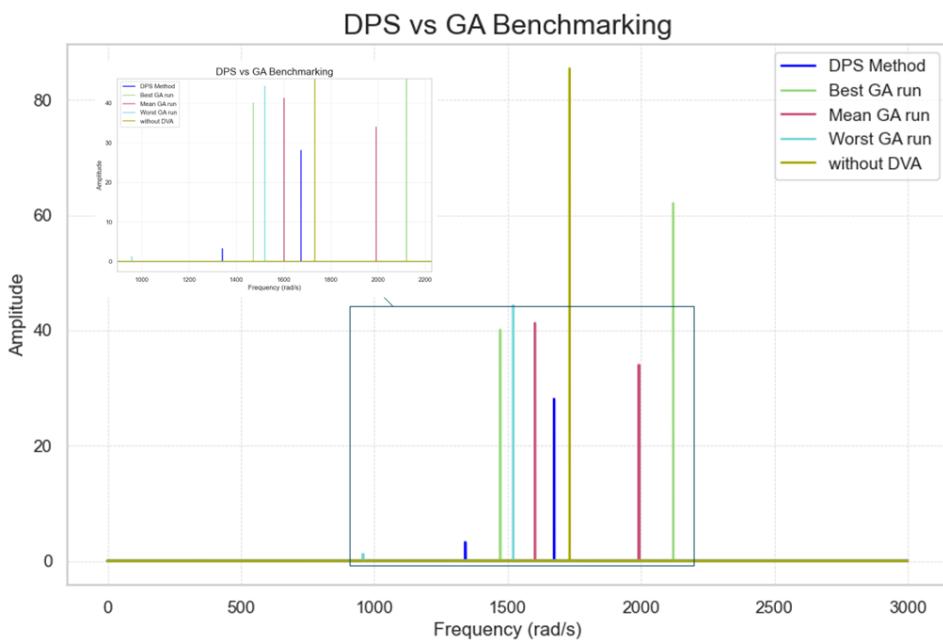
در جدول ۳-۳ مقایسه‌ای بین مقدار پارامترهای بهینه حاصل از روش DPS و مقدار حاصل از بهترین، میانگین و بدترین اجرای الگوریتم ژنتیک ارائه شده است. با وجود آنکه مقدار PS به دست آمده از DPS کمی بیشتر از بهترین نتیجه GA است، اما این نتیجه با سرعت بالا، بدون تصادف، و تنها در یک مرحله محاسبه حاصل شده است.

جدول ۳-۳: مقایسه پارامترهای بهینه و مقادیر PS بین روش DPS و الگوریتم ژنتیک

Parameter	DPS Optimum	Best GA	Mean GA	Worst GA
PS	6.9344×10^{-5}	4.3×10^{-5}	4.4×10^{-5}	1.4×10^{-4}
β^1	0.79	0.006	0.104	0.63
β^2	0.98	0.467	0.047	0.71
β^3	0.47	0.338	0.422	0.31
λ^1	1.99	0.96	0.89	0.23
λ^2	0.83	0.62	0.57	0.72
λ^3	1.68	0.57	0.43	1.00
μ^1	0.17	0.49	0.05	0.40
ν^1	1.69	0.78	0.18	1.00
ν^2	1.49	0.13	0.54	0.97
ν^3	2.35	0.32	0.18	0.57

نمودار شکل ۴-۳ مقایسه‌ای بصری از توابع پاسخ فرکانسی (FRF) به دست آمده از روش DPS و سه نمونه‌نماينده از بین صد اجرای GA را نمایش می‌دهد: بهترین، میانگین و بدترین حالت. در نتایج مربوط به حالت‌های بهترین و میانگین GA، قله‌های پاسخ با تعادل مناسبی تنظیم شده‌اند و مقادیر PS به دست آمده کمی کمتر از مقدار حاصل از DPS هستند که نشان‌دهنده موفقیت در تنظیم جاذب می‌باشد. با این حال، نتیجه مربوط به بدترین حالت GA عدم تعادل واضحی در قله‌ها نشان می‌دهد، که بیانگر ضعف این روش در تولید پاسخ‌های پایدار است.

این مقایسه به خوبی یکی از محدودیت‌های ذاتی روش‌های مبتنی بر GA را آشکار می‌سازد: ذات احتمالی این الگوریتم‌ها منجر به تغییرپذیری در کیفیت نتایج می‌شود و برای دستیابی به پاسخ مناسب، نیاز به تکرارهای متعدد دارد. در مقابل، روش DPS به صورت قطعی، تنها با یکبار اجرا و بدون تصادف، پاسخی با کیفیت بالا تولید می‌کند. اگرچه تنظیم قله‌ها در روش DPS همیشه بهتر از بهترین اجرای GA نیست، اما پایداری، سرعت بالا، و هزینه محاسباتی ناچیز، آن را به گزینه‌ای برتر برای کاربردهای زمان‌حقیقی یا طراحی سریع تبدیل می‌کند.



شکل ۳-۴: مقایسه FRF بین روش DPS و نمونه‌های برتر، میانگین و ضعیف الگوریتم ژنتیک برای سیستم مرجع

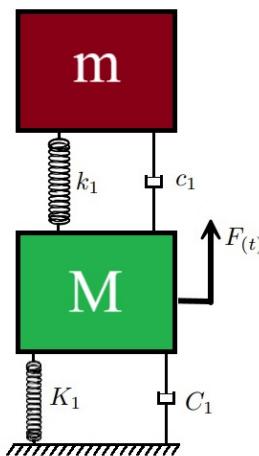
این بررسی نه تنها اثربخشی عددی روش پیشنهادی را تأیید می‌کند، بلکه از طریق شواهد بصری و مقایسه‌ای، درک عمیق‌تری از عملکرد آن فراهم می‌آورد؛ به‌ویژه برای خوانندگانی که به دنبال تحلیل‌های کاربردی و قابل تکرار هستند.

اعتبارسنجی با مدل‌های تحلیلی مرتبه پایین

برای ارزیابی دقیق و پایداری روش پیشنهادی DPS، یک مطالعه اعتبارسنجی با استفاده از سیستمی با درجه آزادی پایین و دارای راه حل تحلیلی شناخته شده انجام شد. منطق اصلی این ارزیابی بر پایه این فرض استوار است که اگر فرایند جداسازی پارامترها در چارچوب DPS بدروستی انجام شده باشد، آنگاه معادلات مدل جانشین مشتق شده از یک سیستم کاملاً کوپله باید قادر باشند پاسخ‌های صحیحی حتی در مدل‌های ساده‌تر نیز ارائه دهند. چنین نتیجه‌های نشان‌دهنده جداسازی کامل دینامیک کوپله اولیه خواهد بود.

برای این منظور، از سیستم 1DOF–1DOF کاملاً کوپله معرفی شده در فصل‌های قبل به عنوان مبنای ساخت مدل جانشین استفاده شد، اما در مرحله اعتبارسنجی، چارچوب DPS بر روی سیستم ساده‌شده‌ای که توسط Asami et al. [۱۰] ارائه شده اعمال گردید. در این پیکربندی، جرم اصلی به یک پایه صلب از طریق یک فنر و میرای متصل است و جرم جاذب نیز به جرم اصلی از طریق یک جفت فنر میرای دیگر متصل می‌گردد (شکل ۳-۵).

در مطالعه‌ی Asami et al.، پاسخ‌های تحلیلی مرتبه اول و دوم برای این سیستم استخراج شده‌اند. این پاسخ‌ها به عنوان معیارهای مرجع برای مقایسه با نتایج روش DPS مورد استفاده قرار گرفتند. در این آزمایش، پارامترهای ساختاری به صورت ثابت در نظر گرفته شدند: فرکانس طبیعی $\Omega_{dc} = 14, 14\Omega$ ، نسبت میرایی $\zeta_{dc} = 0, 24$ ، نیروی



[۱۰] شکل ۳-۵: شماتیک سیستم مورد استفاده برای اعتبارسنجی، برگرفته از Asami et al.

تحریک برابر با ۱۰۰ نیوتن و نسبت جرم $0.5 = \mu$. هدف بهینه‌سازی، تعیین نسبت سختی λ_1 و نسبت میرایی ν_1 جاذب بود به‌گونه‌ای که معیار PS به حداقل برسد. نتایج بهینه‌سازی برای هر سه روش در جدول ۳-۴ ارائه شده است.

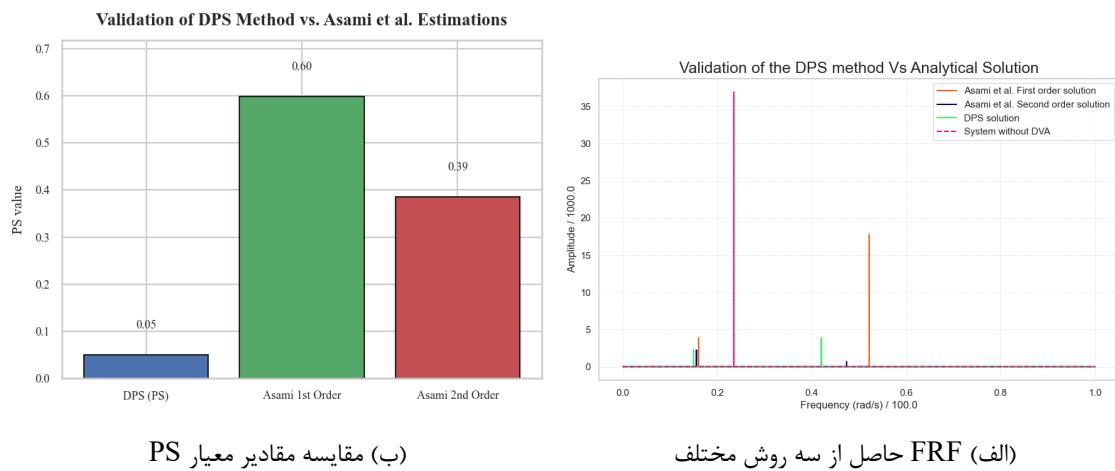
جدول ۳-۴: مقایسه پارامترهای بهینه و مقدار PS برای سیستم مرجع. [۹] Asami et al.

PS	مقدار	ν_1	λ_1	روش
0.59913	4.568	0.1525	تحلیلی مرتبه اول (Asami)	
0.38587	4.041	0.1250	تحلیلی مرتبه دوم (Asami)	
0.04915	3.381	0.1280	DPS پیشنهادی	روش

شکل ۳-۶(الف) تابع پاسخ فرکانسی (FRF) حاصل از سه روش را نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هر سه روش پاسخ کلی مشابهی ارائه می‌دهند که صحت چارچوب DPS را به‌طور کلی تأیید می‌کند. با این حال، بررسی دقیق‌تر در شکل ۳-۶(ب) نشان داده شده که در آن مقادیر معیار PS به صورت نمودار میله‌ای مقایسه شده‌اند. در این نمودار، مقدار PS حاصل از روش DPS نزدیک به یک مرتبه کوچکتر از دو روش تحلیلی است که این امر نشان‌دهنده تعادل بهتر بین قله‌ها و تنظیم دقیق‌تر جاذب می‌باشد.

این نتایج تأیید می‌کنند که فرض جداسازی پارامترها در روش DPS حتی در سیستم‌های ساده با درجهات آزادی پایین نیز معتبر است. به عبارت دیگر، اگر روش در چنین شرایطی عملکرد دقیق داشته باشد، می‌توان انتظار داشت در سیستم‌های پیچیده‌تر با درجهات آزادی بالا نیز به‌خوبی عمل کند. نکته کلیدی این است که فرآیند بهینه‌سازی در DPS تنها بر اساس کمینه‌سازی جمع توابع جانشین از پیش محاسبه شده انجام می‌گیرد، بدون نیاز به شبیه‌سازی‌های تکراری سیستم کامل. این ویژگی فرآیند سنتی و پرهزینه تنظیم جاذب‌ها را به یک فرایند ساختارمند، تکرارپذیر و کم‌هزینه تبدیل می‌کند.

در نهایت، با امکان استفاده مستقیم از این توابع جانشین در معماری‌های مختلف سیستم، چارچوب DPS بستری برای توسعه کاتالوگ‌های طراحی فراهم می‌آورد که نیاز به بهینه‌سازی‌های عددی مجدد را حذف کرده و انتخاب سریع



شکل ۳-۶: مقایسه پاسخ‌های فرکانسی و معیار PS بین روش DPS و پاسخ‌های تحلیلی Asami

پارامترهای نزدیک به بهینه را برای مهندسان ممکن می‌سازد.

۳-۵ کاتالوگ‌های طراحی تعمیم‌یافته

۳-۵-۱ الگوریتم کاتالوگ‌سازی و کاربردهای تعمیم‌یافته

پس از اعتبارسنجی موفق چارچوب DPS، در این بخش الگوریتمی ساختاریافته برای تولید کاتالوگ‌های طراحی معرفی می‌شود که امکان بهینه‌سازی سریع پارامترهای جاذب دینامیکی ارتعاش را برای مجموعه‌ای گسترده از سیستم‌های مکانیکی فراهم می‌سازد. این قابلیت حتی برای سیستم‌هایی که تنها زیرمجموعه‌ای ساده شده از مدل مرجع کوپله شده کامل هستند نیز کاربرد دارد. اصل بنیادی چارچوب DPS در جداسازی فضای بهینه‌سازی نهفته است؛ بدین‌گونه که هر پارامتر جاذب به تابع جانشین تک‌متغیره مستقل خود وابسته است که از مدل دینامیکی کامل استخراج شده است.

این رویکرد به‌گونه‌ای طراحی شده است که معادلات جداسازی شده حاصل، قابلیت اعمال عمومی داشته باشد و در هر پیکربندی سیستمی که درون دامنه‌های پارامتری مدل‌سازی شده قرار گیرد، قابل استفاده باشند؛ حتی در صورتی که بعضی اجزای سیستم کامل در پیکربندی موردنظر وجود نداشته باشند. منطق الگوریتم جداسازی این امکان را فراهم می‌کند که چنانچه یک سامانه فاقد برخی مؤلفه‌ها باشد (برای مثال، بدون المان Inerter یا با مقدار میرایی قفل شده)، پارامتر مربوطه یا مقدار صفر در نظر گرفته شود (در صورت نبود) و یا به عنوان مقدار ثابت جای‌گذاری شود (در صورت قفل بودن). با این حال، حتی اگر مقدار یک پارامتر صفر باشد، تابع جانشین مربوطه باید همچنان در فرآیند بهینه‌سازی ارزیابی شود تا اثرات پسماند ناشی از مدل کامل در پیکربندی کاهش یافته نیز لحاظ گردد.

هدف بهینه‌سازی در این الگوریتم به صورت کمینه‌سازی مجموع تمام توابع جانشین جداسازی شده تعریف می‌شود،

صرف‌نظر از این‌که پارامتر متناظر در سیستم حضور داشته باشد یا خیر. در این فرمول‌بندی، مجموعه بهینه پارامترهای جاذب زمانی حاصل می‌شود که مجموع این توابع به حداقل برسد؛ بدین معنا که نوسان بین قله‌های پاسخ به کمترین میزان رسیده و جذب ارتعاش در حالت بهینه صورت گرفته است:

$$\min_{\{p_i\}} \sum_{i=1}^n X_i(p_i) \quad (3-19)$$

در این‌جا n تعداد کل توابع جداسازی‌شده استخراج شده از مدل کامل است (حتی پارامترهای غیرفعال یا صفر را شامل می‌شود).

به‌منظور پشتیبانی از این رویکرد الگوریتمی، یک کاتالوگ طراحی بر اساس چهار پیکربندی ساختاری متفاوت از مدل مرجع توسعه داده شد. هر پیکربندی با مجموعه‌ای مشخص از ویژگی‌های ساختاری ثابت مانند فرکانس طبیعی، نسبت میرایی و نسبت جرم مشخص می‌شود. برای هر پیکربندی، ده تابع جانشین جداسازی‌شده تولید گردید که هر کدام نمایانگر تأثیر یک پارامتر خاص از جاذب ارتعاش هستند. این توابع جانشین به صورت چندجمله‌ای درجه چهارم مدل‌سازی شده‌اند:

$$X_i(p_i) = a_{i,0} + a_{i,1}p_i + a_{i,2}p_i^2 + a_{i,3}p_i^3 + a_{i,4}p_i^4 \quad (3-20)$$

ضرایب چندجمله‌ای $a_{i,k}$ برای هر تابع، به همراه ویژگی‌های ساختاری هر مورد، در جدول ۳-۵ و جداول ضرایب بعدی ارائه شده‌اند.

جدول ۳-۵: پارامترهای ساختاری چهار سیستم مرجع

ζ_{dc}	ω_{dc}	F	$A_{Up}=A_{Low}$	N	Λ	System
0.01	1000	100	1e-4	1.00	1.00	1
0.02	800	100	1e-4	0.75	0.75	2
0.02	800	100	1e-4	0.50	0.50	3
0.03	700	100	1e-4	0.50	0.50	4

جدول ۳-۶: ضرایب چندجمله‌ای چارچوب DPS برای سیستم ۱

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	
$-1,1449e - 0.8$	$8,5432e - 0.9$	$-2,1919e - 0.9$	$2,2743e - 1.0$	$-8,2249e - 1.2$	μ_1
$-2,7080e - 0.9$	$-8,3011e - 0.9$	$2,6576e - 0.9$	$-2,9912e - 1.0$	$1,2785e - 1.1$	β_1
$1,1149e - 0.9$	$-2,7359e - 1.0$	$6,9518e - 1.0$	$-1,1461e - 1.0$	$2,3233e - 1.2$	λ_1
$1,5231e - 0.8$	$-2,7622e - 0.9$	$5,1341e - 1.0$	$-7,5003e - 1.1$	$2,4793e - 1.2$	ν_1
$2,5909e - 0.8$	$-1,1223e - 0.8$	$5,6815e - 0.9$	$-9,1300e - 1.0$	$4,3269e - 1.1$	β_7
$-2,7614e - 0.8$	$1,3672e - 0.8$	$-6,4370e - 0.9$	$9,9032e - 1.0$	$-4,6563e - 1.1$	λ_7
$-1,3858e - 1.0$	$9,5108e - 1.0$	$-5,1866e - 1.0$	$8,3988e - 1.1$	$-3,1186e - 1.2$	ν_7
$-6,3229e - 0.8$	$6,9366e - 0.8$	$-1,5057e - 0.8$	$1,1787e - 0.9$	$-3,0277e - 1.1$	β_8
$6,0165e - 0.8$	$-6,5790e - 0.8$	$1,3963e - 0.8$	$-1,0481e - 0.9$	$2,4785e - 1.1$	λ_8
$4,9205e - 0.9$	$-4,1231e - 0.9$	$5,8945e - 1.0$	$-2,1887e - 1.1$	$1,7830e - 1.3$	ν_8

جدول ۳-۷: ضرایب چندجمله‌ای چارچوب DPS برای سیستم ۲

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	
$-1,1764e - 0.8$	$5,5550e - 0.9$	$-1,2223e - 0.9$	$1,2141e - 1.0$	$-4,2169e - 1.2$	μ_1
$-2,0384e - 0.9$	$-5,1823e - 0.9$	$1,9574e - 0.9$	$-2,3912e - 1.0$	$1,634e - 1.1$	β_1
$-5,8066e - 1.0$	$6,2064e - 1.1$	$2,8672e - 1.0$	$-4,7494e - 1.1$	$4,8080e - 1.3$	λ_1
$1,1578e - 0.8$	$4,6261e - 1.0$	$-2,3418e - 1.0$	$1,4513e - 1.1$	$1,3218e - 1.3$	ν_1
$2,3311e - 0.8$	$-1,4060e - 0.8$	$7,7004e - 0.9$	$-1,2616e - 0.9$	$6,1234e - 1.1$	β_7
$-2,4919e - 0.8$	$1,6329e - 0.8$	$-8,3711e - 0.9$	$1,3240e - 0.9$	$-6,3736e - 1.1$	λ_7
$-3,8190e - 1.0$	$1,1988e - 0.9$	$-5,940e - 1.0$	$9,3584e - 1.1$	$-3,4698e - 1.2$	ν_7
$-7,2392e - 0.8$	$6,0675e - 0.8$	$-1,0332e - 0.8$	$4,8618e - 1.0$	$1,4112e - 1.2$	β_8
$7,2568e - 0.8$	$-5,9718e - 0.8$	$9,9743e - 0.9$	$-4,3910e - 1.0$	$-3,6533e - 1.2$	λ_8
$6,7529e - 0.9$	$-5,3544e - 0.9$	$8,3451e - 1.0$	$-4,2572e - 1.1$	$8,7218e - 1.3$	ν_8

راهنمای استفاده از کاتالوگ

۱. شناسایی پارامترهای موجود: ابتدا پارامترهای جاذب حاضر در سیستم تعیین و مقادیر غایب برابر صفر فرض می‌شوند.

۲. اعمال قیود ثابت: در صورت وجود پارامترهای ثابت (به دلایل طراحی یا محدودیتهای فیزیکی)، مقادیرشان در توابع جانشین جایگذاری می‌شود.

۳. ساخت توابع جانشین: برای هر پارامتر آزاد، ضرایب چندجمله‌ای از کاتالوگ استخراج، و تابع (p_i) ساخته می‌شود.

۴. بهینه‌سازی: با کمینه‌سازی مجموع $\sum_i X_i(p_i)$ بر حسب متغیرهای آزاد، مقادیر بهینه پارامترها به دست می‌آید.

۵. استخراج نتایج: بردار پارامترهای جاذب که کمترین مقدار را برای مجموع DPS ایجاد می‌کند، به عنوان پاسخ بهینه در نظر گرفته می‌شود.

مطلوب تحلیل حساسیت ارائه شده در پیوست «الف»، چارچوب جانشین پیشنهادی حتی تحت تغییرات ملایم پارامترهای سازه‌ای نیز دقت مطلوبی حفظ می‌کند؛ موضوعی که مسیر توسعه به یک کاتالوگ جامع‌تر با دربرگیری همزمان متغیرهای سازه‌ای و جاذب را هموار می‌سازد.

جدول ۳-۸: ضرایب چندجمله‌ای چارچوب DPS برای سیستم ۳

$a.$	a_1	a_2	a_3	a_4
$-1,1596e - 0.8$	$4,9374e - 0.9$	$-1,1141e - 0.9$	$1,1424e - 1.0$	$-4,1081e - 1.2$
$-3,1410e - 0.9$	$-4,1703e - 0.9$	$2,1228e - 0.9$	$-2,8725e - 1.0$	$1,2882e - 1.1$
$-2,3347e - 0.9$	$1,2659e - 0.9$	$-2,0724e - 1.0$	$8,7728e - 1.2$	$-1,3282e - 1.2$
$1,3097e - 0.8$	$4,8020e - 1.0$	$-4,3590e - 1.0$	$2,7730e - 1.1$	$-3,0662e - 1.3$
$9,8009e - 0.9$	$-2,4566e - 1.0$	$4,6508e - 0.9$	$-1,0275e - 0.9$	$5,5909e - 1.1$
$-1,1962e - 0.8$	$3,0669e - 0.9$	$-5,5237e - 0.9$	$1,1141e - 0.9$	$-5,9479e - 1.1$
$5,4645e - 1.0$	$6,3498e - 1.0$	$-5,2260e - 1.0$	$9,6193e - 1.1$	$-3,7642e - 1.2$
$-1,2552e - 0.7$	$1,0138e - 0.7$	$-1,9714e - 0.8$	$1,3459e - 0.9$	$-2,6074e - 1.1$
$1,2675e - 0.7$	$-1,0115e - 0.7$	$1,9607e - 0.8$	$-1,3287e - 0.9$	$2,4964e - 1.1$
$7,4244e - 0.9$	$-6,3609e - 0.9$	$1,0127e - 0.9$	$-5,0816e - 1.1$	$8,9637e - 1.3$

جدول ۳-۹: ضرایب چندجمله‌ای چارچوب DPS برای سیستم ۴

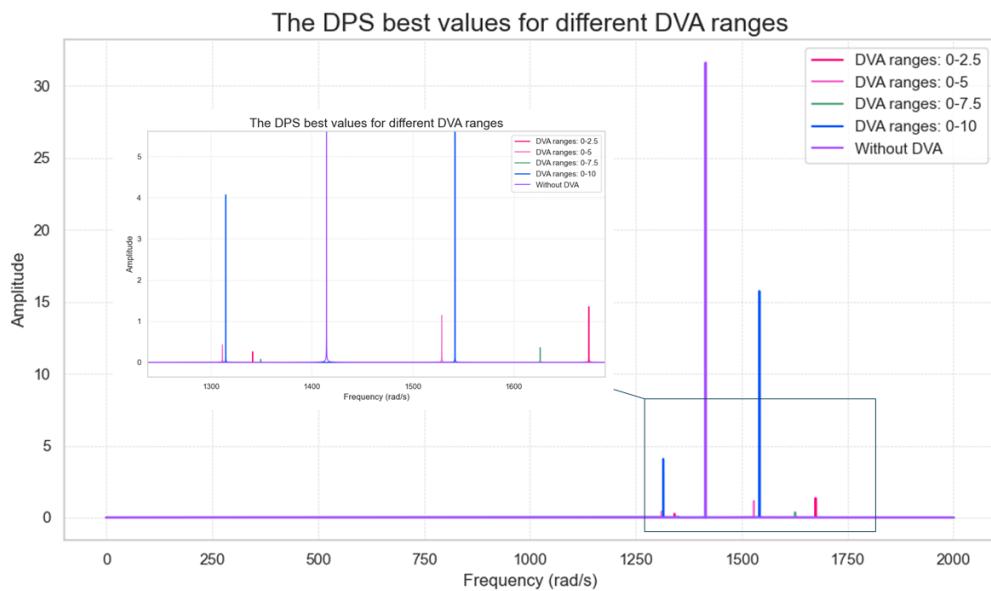
$a.$	a_1	a_2	a_3	a_4
$2,9101e - 0.8$	$-1,9060e - 0.8$	$3,8848e - 0.9$	$-3,3315e - 1.0$	$1,0580e - 1.1$
$-9,1548e - 0.9$	$2,2950e - 0.9$	$5,0191e - 1.0$	$-1,2374e - 1.0$	$6,9658e - 1.2$
$-3,0429e - 0.8$	$1,5790e - 0.8$	$-3,3189e - 0.9$	$3,0699e - 1.0$	$-1,1743e - 1.1$
$2,1408e - 0.8$	$-3,7722e - 0.9$	$4,8235e - 1.0$	$-5,2910e - 1.1$	$2,4462e - 1.2$
$1,0973e - 0.7$	$-4,3244e - 0.9$	$-4,7916e - 0.9$	$6,6586e - 1.0$	$-2,4987e - 1.1$
$-1,8442e - 0.7$	$4,5886e - 0.8$	$-3,6724e - 0.9$	$7,0,932e - 1.1$	$8,3603e - 1.3$
$3,5905e - 0.9$	$-1,0670e - 0.9$	$-1,6792e - 1.0$	$6,3649e - 1.1$	$-2,6664e - 1.2$
$5,2849e - 0.7$	$-1,9746e - 0.7$	$2,8876e - 0.8$	$-1,9031e - 0.9$	$4,9277e - 1.1$
$-2,9873e - 0.7$	$1,8158e - 0.7$	$-2,5352e - 0.8$	$1,9182e - 0.9$	$-4,292e - 1.1$
$3,2698e - 0.8$	$-2,0104e - 0.8$	$3,8118e - 0.9$	$-3,0220e - 1.0$	$9,2586e - 1.2$

۶-۳ کاتالوگ تعمیم‌یافته مبتنی بر DPS و تحلیل حساسیت سازه‌ای

هدف این بخش، یکپارچه‌سازی منطق کاتالوگ‌های طراحی مشتق شده از چارچوب DPS با ارزیابی حدود اعتبار آن در برابر تغییرات پارامترهای سازه‌ای است. ایده محوری DPS بر جداسازی فضای بهینه‌سازی است: هر پارامتر جاذب دینامیکی ارتعاش DVA به یکتابع جانشین تک‌متغیره نگاشت می‌شود که از مدل کاملاً کوپل شده استخراج می‌شود. چنین جداسازی‌ای اجازه می‌دهد معادلات حاصل، برای هر سیستمی که در بازه‌های پارامتری مدل‌سازی شده قرار دارد، به صورت عمومی به کار روند اگر برخی مؤلفه‌های مدل کامل (مانند المان Inerter) غایب باشند یا مقادیری ثابت داشته باشند. در این حالت، پارامتر متناظر یا صفر گذاشته می‌شود (در صورت نبود) یا به صورت ثابت جایگذاری می‌گردد. با این وجود، تابع جانشین مربوط به هر پارامتر اگر مقدارش صفر باشد باید همچنان ارزیابی و در جمع کل لحاظ شود تا اثرات پسماند مدل مرجع به درستی منعکس گردد. معیار بهینه‌سازی، کمینه‌سازی مجموع تمام توابع جانشین جداسازی شده است و پاسخ بهینه زمانی حاصل می‌شود که این مجموع به نزدیک صفر میل کند و بدین ترتیب اختلاف قله‌ها در FRF حداقل شود.

۱-۶-۳ دامنه و محدودیت‌ها

در این فصل، تغییرات ضرایب جانشین نسبت به پارامترهای سازه‌ای مطالعه نشده است. تعمیم کاتالوگ به حالتی که هم تنوع سازه و هم تنظیم‌پذیری جاذب را دربرگیرد، مستلزم گسترش فضای پارامتر، طراحی طرح‌نمونه‌برداری جدید، و



شکل ۳-۷: توابع پاسخ فرکانسی (FRF) سیستم ۱ پس از بهینه‌سازی با روش DPS در بازه‌های پارامتری مختلف.

احتمالاً استفاده از خانواده‌های متفاوتی از مدل‌های جانشین است. به منظور حفظ شفافیت دامنه و تمرکز بر اعتبارسنجی جداسازی « فقط-جاذب » در مقایسه با الگوریتم‌های ژنتیک تمام‌کوپله، این مسیر عمدتاً از حیطه کار خارج شده است. برای مواجهه جزئی با این محدودیت، تحلیلی از حساسیت نسبت به پارامترهای سازه‌ای در ضمیمه A ارائه شده است. در حالی که پارامترهای جاذب ثابت نگاه داشته می‌شوند و خطای نسبی بین DPS مبتنی بر جانشین و PS مدل کامل، بر روی بازه‌ای واقع گرایانه گزارش می‌گردد. هم‌خوانی قوی مشاهده شده، نشان می‌دهد که مدل جانشین تحت تغییرات سازه‌ای « میانه » همچنان دقیق باقی می‌ماند و از این رو، انگیزه‌ای برای توسعه چارچوب‌های تعمیم‌یافته‌تر (شامل سازه) فراهم می‌کند.

۴-۶-۳ روش تحلیل حساسیت سازه‌ای با DPS ثابت

در تحلیل حساسیت، اثر تغییرات پارامترهای سامانه اصلی در حالی بررسی می‌شود که مقادیر DPS ثابت هستند. هدف، درک وابستگی DPS به پارامترهای سازه‌ای در پیکربندی‌هایی است که DPS تغییر نمی‌کند. گام‌های اجرایی به صورت خلاصه عبارت‌اند از:

۱. تعیین مجموعه‌های ثابت DPS: چند مجموعه بعددار از پارامترهای جاذب انتخاب و ثابت می‌شوند تا رفتار DPS تنها نسبت به تغییرات سازه‌ای سنجیده شود.

۲. پوشش بازه‌های سازه‌ای: برای هر پارامتر سازه‌ای، پیمایش گسترده در محدوده‌های از پیش تعیین شده انجام می‌گیرد تا اثر آن بر DPS روی طیف وسیعی از حالات آشکار شود.

۳. محاسبه شاخص خطای نسبی: خطای نسبی بین PS مدل کامل و DPS جانشین به عنوان معیار عملکرد

اصلی محاسبه می‌شود. تعریف متعارف مورد استفاده:

$$\varepsilon_{\text{rel}} = \frac{|PS_{\text{full}} - PS_{\text{DPS}}|}{PS_{\text{full}}} \times 100\%. \quad (3-21)$$

۴. گزارش و تفکیک پذیری: نتایج به تفکیک پارامترهای سازه‌ای و برای مجموعه‌های مختلف DVA نمایش داده

می‌شوند تا الگوهای حساسیت به روشنی قابل مشاهده باشند.

۳-۶-۳ شاخص‌ها و نمادگذاری

حساسیت نسبت به مجموعه‌ای از شاخص‌های سازه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است؛ از جمله F ، پارامتر A_{Up} و A_{Low} ، پارامتر ω_{dc} و ω_{dc} . این کمیت‌ها به ترتیب در شکل‌های شمارنده مودهای مؤثر N ، ماتریس نگاشت Λ ، و پارامترهای مود غالب ω_{dc} و ω_{dc} نگاشت. این کمیت‌ها به ترتیب در شکل‌های ۸-۳ تا ۱۳-۳ (ضمیمه A) گزارش شده‌اند:

۱. شکل‌های ۸-۳ و ۱۰-۳: حساسیت N و F به تغییرات DVA

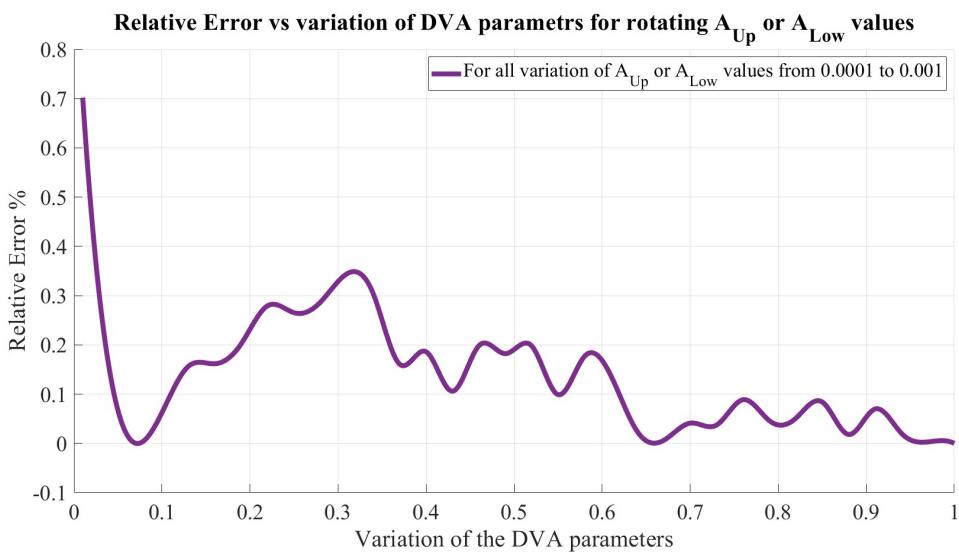
۲. شکل ۱۱-۳: حساسیت Λ .

۳. شکل ۱۲-۳: حساسیت ω_{dc} .

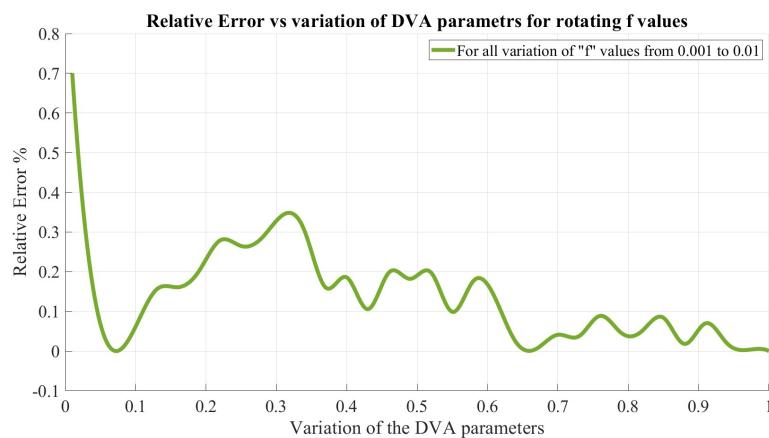
۴. شکل ۱۳-۳: حساسیت ω_{dc} در دو بازه (الف) ۰ تا ۰,۴ و (ب) ۰,۴ تا ۱.

۴-۶-۳ نتایج و برداشت‌های کلیدی

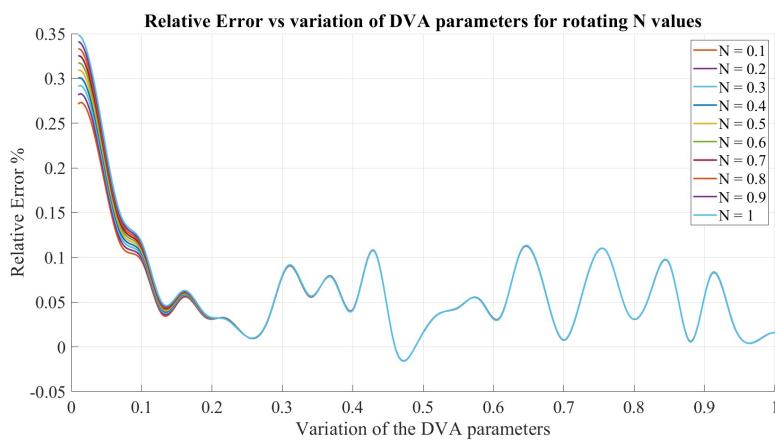
نتایج تحلیل حساسیت، استحکام صورت‌بندی DPS را تأیید می‌کنند. با تغییر سیستماتیک پارامترهای سازه‌ای و ثابت نگهداشتن Λ ، خطای نسبی بین پیش‌بینی DPS و پاسخ PS مدل کامل به طور پیوسته پایین باقی مانده است؛ در اغلب موارد کمتر از ۱٪ و معمولاً به مراتب کمتر از ۰,۵٪. حتی پارامترهایی که مشخصات مودال را به طور معنادار دگرگون می‌کنند نظریه ω_{dc} در بازه‌های آزموده شده تنها افت ناچیزی در عملکرد DPS ایجاد کرده‌اند. این رفتار نشان می‌دهد که در حدود عملی و واقع‌گرایانه، جانشین DPS تا حد زیادی مستقل از ریزه‌کاری‌های سازه میزبان عمل می‌کند؛ نتیجه‌ای که اعتبار استفاده مازولار و قابل استفاده مجدد از کاتالوگ‌های طراحی مبتنی بر DPS را تقویت می‌کند.



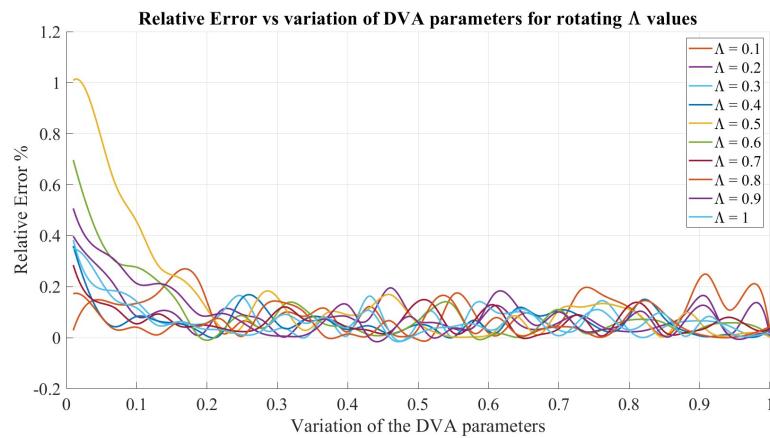
شکل ۳-۸: تحلیل حساسیت A_{Up} و A_{Low} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA



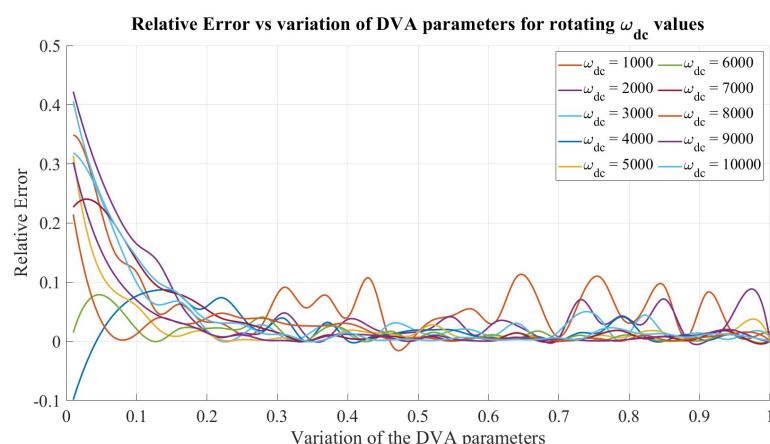
شکل ۳-۹: تحلیل حساسیت f برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA



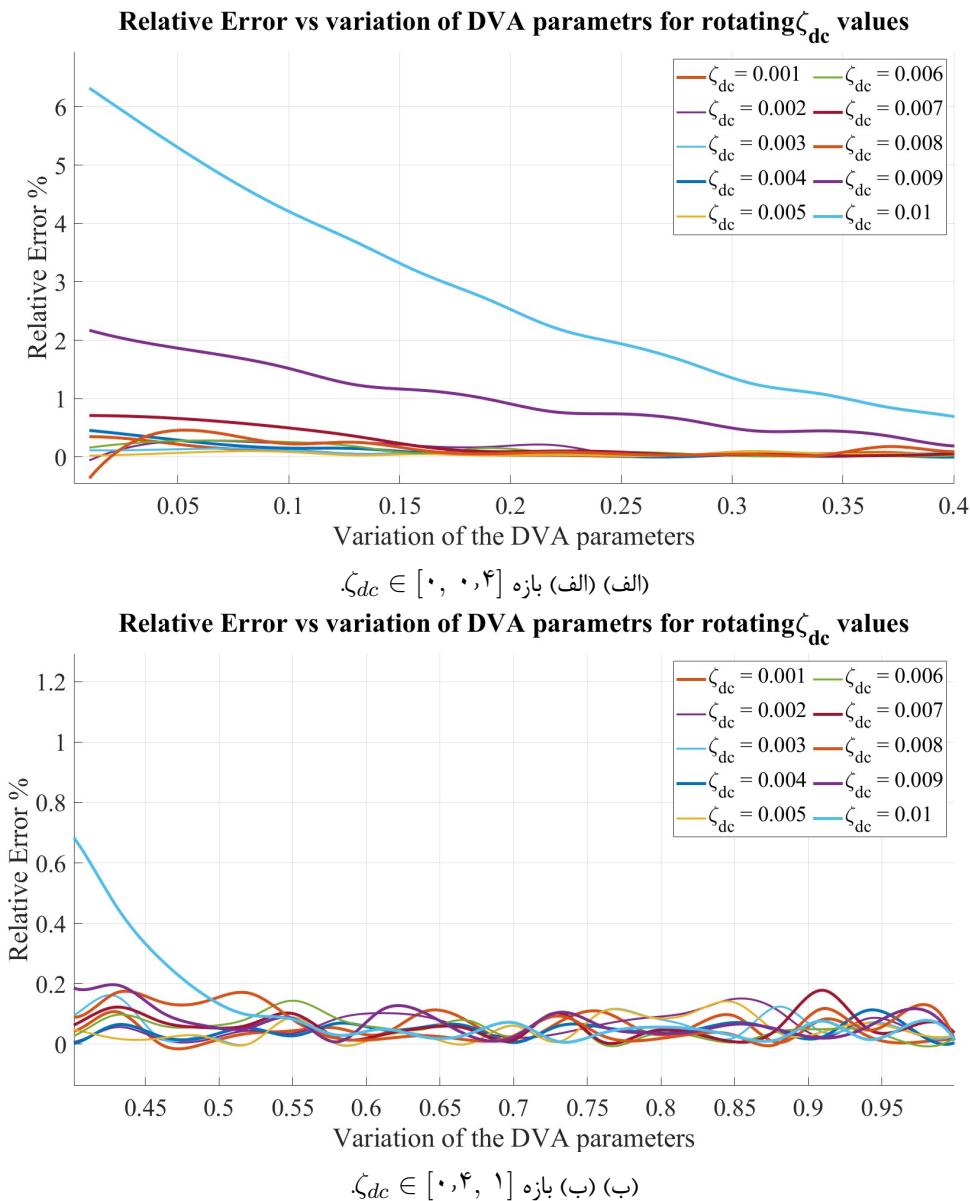
شکل ۳-۱۰: تحلیل حساسیت N برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA



شکل ۱۱-۳: تحلیل حساسیت Λ برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA



شکل ۱۲-۳: تحلیل حساسیت ω_{dc} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA



شکل ۳-۱۳: تحلیل حساسیت ζ_{dc} برای تغییرات مختلف پارامترهای DVA در دو بازه متمایز.

۷-۳ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

۱-۷-۳ دستاوردهای کلیدی

در این فصل، چارچوب نوآورانه Decoupled Peak-Slope (DPS) برای طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های دینامیکی ارتعاش معرفی و توسعه داده شد. این رویکرد با بهره‌گیری از معیار Peak-Slope و تکنیک‌های مدل‌سازی جانشین، امکان بهینه‌سازی سریع و کارآمد پارامترهای جاذب را در سیستم‌های پیچیده فراهم می‌آورد.

نوآوری‌های اصلی

۱. **معرفی معیار Peak-Slope:** ابزاری شهودی و کمی برای سنجش تعادل پاسخ فرکانسی سیستم

۲. **الگوریتم جداسازی پارامتری:** تبدیل مسائل چندبعدی به مجموعه‌ای از مسائل تک‌متغیره

۳. **پیاده‌سازی در نرم‌افزار DeVana:** امکان اجرای سریع و تحلیل پیشرفته

۴. **کاتالوگ‌های طراحی تعمیم‌یافته:** قابلیت اعمال در پیکربندی‌های مختلف سیستم

مزایای عملی

چارچوب پیشنهادی DPS مزایای قابل توجهی نسبت به روش‌های سنتی ارائه می‌دهد:

■ سرعت بالا: کاهش زمان بهینه‌سازی تا ۹۰٪ در مقایسه با الگوریتم‌های ژنتیک

■ دقیق قابل اطمینان: نتایج قطعی بدون وابستگی به شرایط اولیه

■ کاربرد پذیری گسترده: مناسب برای سیستم‌های ساده و پیچیده

■ قابلیت گسترش: امکان توسعه به کاربردهای نیمه‌فعال و هوشمند

۲-۷-۳ ارتباط با فصل‌های بعدی

دستاوردهای این فصل، پایه‌ای محکم برای فصل‌های بعدی فراهم می‌آورند:

۱. **فصل چهارم:** توسعه معیارهای تکین پیشرفته بر پایه چارچوب DPS

۲. **فصل پنجم:** تحلیل آماری عدم قطعیت در نتایج بهینه‌سازی

۳. فصل ششم: معرفی کامل نرم‌افزار DeVana و کاربردهای عملی

چارچوب DPS نه تنها یک ابزار محاسباتی کارآمد ارائه می‌دهد، بلکه دیدگاه جدیدی در زمینه طراحی جاذب‌های ارتعاش ایجاد می‌کند که می‌تواند منجر به توسعه سامانه‌های هوشمند و خودتنظیم شونده شود. این رویکرد با ترکیب نظریه پیشرفته، روش‌های عددی کارآمد و ابزارهای نرم‌افزاری مدرن، گامی مهم در جهت کاربردی‌تر کردن فناوری‌های کنترل ارتعاش برمی‌دارد.

فصل چهارم

طراحی جاذب دینامیکی ارتعاش سیستم کاهش
مرتبه یافته ۲ درجه آزادی به کمک الگوریتم ژنتیک

پارامترهای سامانه بنچمارک

به منظور ارزیابی اثربخشی الگوریتم GA معرفی شده بر روی معیار تکین (singular criterion)، یک تحلیل عددی با استفاده از مقادیر دلخواه برای سامانه کاهش یافته اصلی انجام شد. مقادیر به کاررفته در جدول ۴-۱ آمده‌اند.

جدول ۴-۱: مقادیر پارامترهای سامانه اصلی در مثال بنچمارک

پارامتر	مقدار
۱	Λ
۱	N
۰,۰۰۱	$A_{Up} = A_{Low}$
۱۰۰	F
۱۰۰	ω_{dc}
۰,۰۱	ζ_{dc}

مقادیر هدف و وزن‌های متناظر برای این مثال بنچمارک به صورت زیر در نظر گرفته شده‌اند: پهنای باند هدف برابر با ۱۰۰۰ با وزن $۰,۳۰$ ؛ موقعیت قله‌های سامانه اولیه در $s = ۱۰۰۰$ rad/s و ۲۰۰۰ rad/s با وزن‌های جداگانه $۰,۳۵$ برای هر یک. این تنظیمات فرایند بهینه‌سازی را به سوی تعادلی میان پاسخ فرکانسی و کاهش دامنه هدایت می‌کند. وزن جریمه تنکی برابر $\alpha = ۰,۰۰۰۲$ در نظر گرفته شده است؛ بدین معنا که امتیاز برازنده‌گی متناسب با مجموع پارامترهای DVA افزایش می‌یابد (همخوان با جزء L_1 در رابطه $(۲-۲۱)$). ترانس هدف نیز برابر با $۰,۰۰۱۲$ ثابت شده است تا اطمینان دهد که حتی در بهترین حالت، همگرایی راه حل با تعداد محدودی از پارامترهای DVA فعال رخ می‌دهد. اگرچه ممکن است به دلیل چالش‌های همگرایی یا عدم دسترس پذیری راه حل، این حالت دقیقاً حاصل نشود. با این حال، این راهبرد نشان می‌دهد چگونه می‌توان به بهترین بردار طراحی DVA با کمترین تعداد پارامتر دست یافت. به طور خلاصه، این روش کارآمدی تابع برازنده‌گی تعریف شده را تقویت می‌کند و موازن (تریداف) شفافی میان اهداف مختلف طراحی DVA برقرار می‌سازد.

پیکربندی الگوریتم ژنتیک

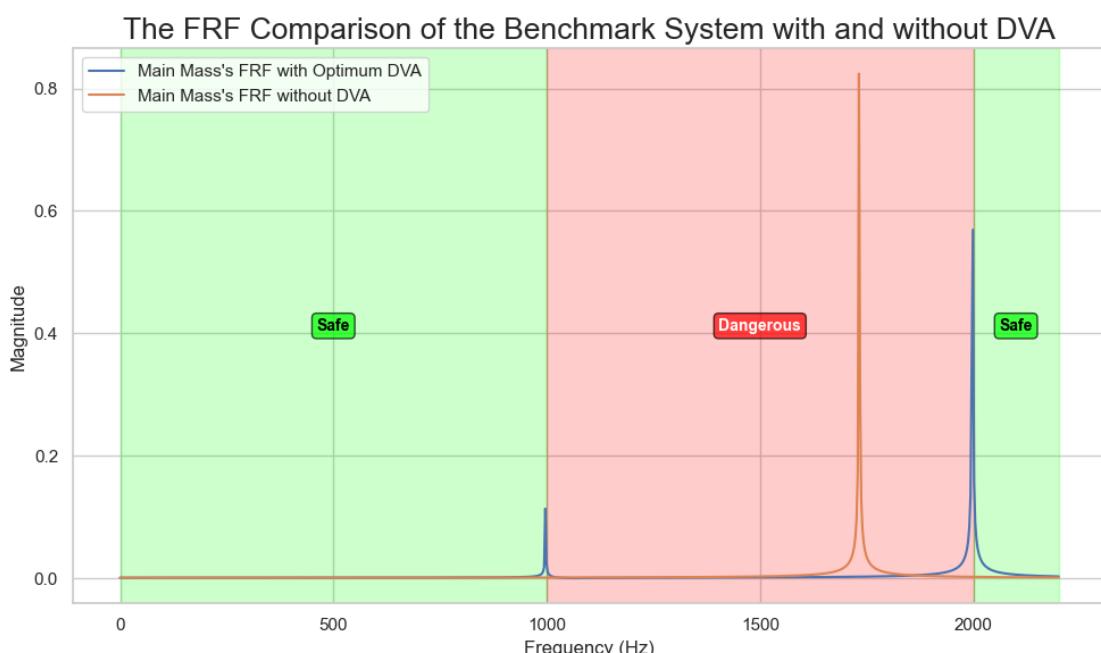
اهداف بهینه‌سازی به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که عملکرد مطلوب را پاداش دهند و در عین حال از استفاده بیش از حد مؤلفه‌های DVA جلوگیری کنند. پهنای باند هدف $s = ۱۰۰۰$ با وزن $۰,۳۰$ و موقعیت قله‌های سامانه اولیه در ۱۰۰۰ rad/s و ۲۰۰۰ rad/s با وزن‌های $۰,۳۵$ برای هر یک در نظر گرفته شده‌اند (مطابق با ضرایب وزن w_{ij} در $(۲-۲۰)$). برای ترغیب طرح‌های فشرده‌تر، جزء تنکی به تابع برازنده‌گی افزوده می‌شود که به‌ازای هر پارامتر فعال DVA (یا به‌طور کلی مجموع قدر مطلق پارامترها طبق $(۲-۲۱)$) جریمه‌ای اعمال می‌کند. این چینش، جستجو را به سمت بهترین پاسخ فرکانسی قابل حصول با کمترین تعداد پارامتر سوق می‌دهد، از اجزای غیرضروری می‌کاهد و قابلیت پیاده‌سازی را

بهبود می‌بخشد. در مواردی که قیود امکان‌پذیری یا مسائل همگرایی مانع رسیدن دقیق به مقادیر هدف شوند، چارچوب پیشنهادی همچنان «تنکترین» راه حل با کارایی بالا را ترجیح می‌دهد.

١-٤ نتایج و بحث

١-١-٤ پاسخ فرکانسی و پارامترهای بهینه DVA

پاسخ‌های FRF جرم اصلی در دو حالت «بدون DVA» و «با DVA بهینه‌شده» در شکل ١-٤ نشان داده شده است. بازه فرکانسی بررسی شده از ٠ تا ٢٠٠٠ Hz امتداد دارد. در غیاب DVA، یک قله رزونانس واحد در بازه ١٠٠٠ تا ٢٠٠٠ Hz مشاهده می‌شود که با الزامات «باند اجتناب» سازگار نیست. در مقابل، با افزودن DVA بهینه، دو قله در مجاورت ١٠٠٠ Hz و ٢٠٠٠ Hz قرار می‌گیرند و درون این باند، قله رزونانسی شکل نمی‌گیرد. بیرون از بازه ١٠٠٠ Hz مجاورت ٢٠٠٠ Hz، سطوح پاسخ در دو حالت مشابه و کوچک باقی می‌مانند.



شکل ٤-١: پاسخ فرکانسی جرم اصلی در حالت بدون DVA و با DVA بهینه‌شده در بازه ٠–٢٢٠٠ Hz. در حضور DVA بهینه، دو قله در مجاورت ١٠٠٠ Hz و ٢٠٠٠ Hz شکل می‌گیرد و درون باند اجتناب قله رزونانس مشاهده نمی‌شود.

برای این مطالعه، باند اجتناب ١٠٠٠ Hz تا ٢٠٠٠ Hz پیش‌پیش تعیین شده بود. با DVA بهینه، رزونانس‌ها درون این باند حذف شده‌اند و قله‌های غالب در لبه‌های باند مستقر شده‌اند؛ بدین‌ترتیب پهنای باند هدف حفاظت شده و نیازمندی طراحی با کمترین بزرگ‌نمایی درون‌باندی برآورده گردیده است. این جایگذاری قله‌ها در مرزهای باند، ضمن

حفظ رفتار خارج از باند، از برانگیختگی‌های ناخواسته در میانه باند جلوگیری می‌کند و نشان می‌دهد که سازوکار شکل دهی قله/ضدقله به صورت مؤثر به کار افتداده است.

بودار پارامترهای بهینه مجموعه پارامترهای بهینه DVA به صورت زیر به دست آمد:

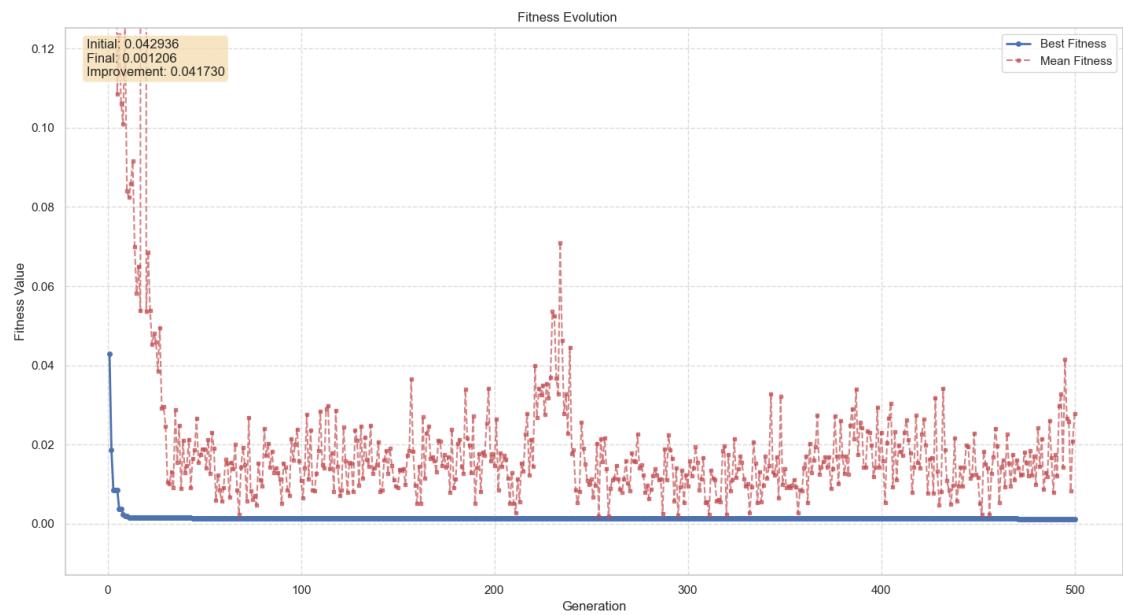
$$\begin{aligned}\beta_1 &= 0,0152, \quad \beta_7 = 0,5509, \quad \beta_8 = 0, \\ \lambda_1 &= 0,8235, \quad \lambda_7 = 0,2580, \quad \lambda_8 = 0,0789, \\ \mu_1 &= 0,3671, \quad \nu_1 = 0, \quad \nu_7 = 0, \quad \nu_8 = 0.\end{aligned}$$

صفر بودن مقادیر ν ‌ها بیانگر آن است که این کوپلینگ‌های میراکننده در راه حل بهینه لازم نبوده‌اند؛ در نتیجه پیکربندی تنک و کارآمدی حاصل شده که تنها مؤلفه‌های ضروری را فعال نگاه می‌دارد. از منظر پیاده‌سازی، این امر به معنای کاهش اجزای لازم، ساده‌تر شدن مونتاژ و نگهداری، و کاهش حساسیت به عدم قطعیت‌های عملی است؛ در حالی که معیارهای عملکردی هدف نیز تأمین می‌شوند.

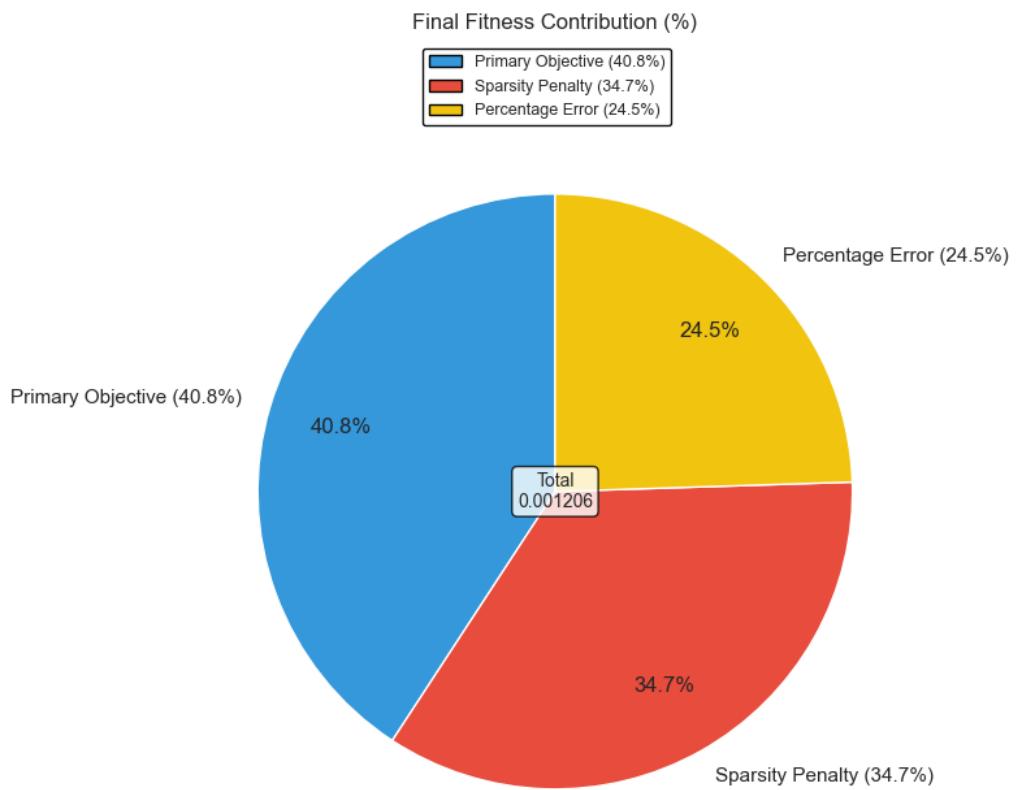
همگرایی GA و تحلیل برازنده‌گی در شکل ۲-۴، بهترین و میانگین مقادیر برازنده‌گی در طول ۵۰۰ نسل گزارش شده‌اند. مقدار «بهترین اولیه» برابر با ۰,۰۴۲۹۳۶ و «بهترین نهایی» برابر با ۰,۰۰۱۲۰۶ است که بهبود مطلق ۰,۰۴۱۷۳۰ را نشان می‌دهد. میانگین برازنده‌گی کاهش سریعی در نسل‌های نخست دارد و سپس پیرامون بازه ۰,۰۱۰۲ با نوسانات گهگاه (spikes) نوسان می‌کند؛ در عین حال «بهترین برازنده‌گی» پس از چند ده نسل به پوش پایینی نزدیک می‌ماند. این افت تند آغازین، با اکتشاف خشن مؤثر GA سازگار است و شکاف پایدار میان «میانگین» و «بهترین» نشان می‌دهد که تنوع جمعیت در طول جستجو حفظ شده است؛ هر دو ویژگی برای اجتناب از گیر افتادن در کمینه‌های محلی اهمیت دارند.

مقدار کل تابع هدف در حالت نهایی $f = 0,001206$ است که به صورت سهم‌های زیر ترکیب شده است: ۴۰٪ از مؤلفه هدف اصلی، ۳۴,۷٪ از جریمه تنکی، و ۲۴,۵٪ از مؤلفه خطای درصدی (مطابق شکل ۳-۴). این تجزیه وزنی نشان می‌دهد که ضمن تحقق معیار اولیه عملکرد (شکل دهی قله‌ها و کنترل درون‌باند)، سازوکار تنک‌سازی نقش قابل توجهی در هدایت راه حل به سوی پیکربندی‌های کم‌ماهیه‌تر ایفا کرده و مؤلفه خطای درصدی نیز به ریز تنظیم معیارهای جزئی (نظیر پهنانی باند مؤثر، شیب محلی و مساحت زیر منحنی) کمک کرده است.

در مجموع، نتایج نشان می‌دهند که چارچوب بهینه‌سازی مبتنی بر GA و تابع هدف تعریف شده قادر است باند اجتناب ۱۰۰۰ Hz تا ۲۰۰۰ Hz را بدون قله درون‌باندی حفظ کند، قله‌های اصلی را در لبه‌های باند جای دهد، و در عین حال با تکیه بر جریمه تنکی، به راه حل‌هایی با حداقل مؤلفه‌های فعال دست یابد. این توازن، همخوان با نیازهای



شکل ۴-۲: روند همگرایی الگوریتم ژنتیک: بهترین و میانگین برازنده‌گی در طول ۵۰۰ نسل. بهترین برازنده‌گی از ۰.۰۴۲۹۳۶ به ۰.۰۰۱۲۰۶ کاهش یافته است و شکاف پایدار میان «میانگین» و «بهترین» نشان‌دهنده حفظ تنوع جمعیت است.



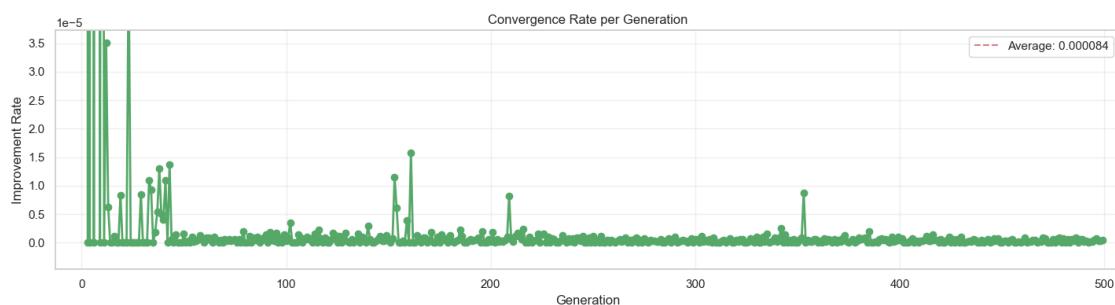
شکل ۴-۳: تفکیک سهم مؤلفه‌های تابع هدف در مقدار نهایی $f = 0,001206$: مؤلفه هدف اصلی ۴۰.۸٪، جریمه تنکی ۳۴.۷٪، و مؤلفه خطای درصدی ۲۴.۵٪.

طراحی عملی DVA، میان «عملکرد فرکانسی مطلوب» و «پیاده‌سازی ساده و پایا» برقرار می‌کند.

۲-۱-۴ نقش جریمه تنکی و تحلیل روندها

سهم قابل توجه جزء جریمه تنکی در طول بهینه‌سازی مشهود است، با این حال مقدار نهایی کوچک باقی می‌ماند؛ این موضوع نشان می‌دهد که هدف اصلی بدون اتکا به تعداد زیادی متغیر تنظیم به دست آمده است. مقادیر نزدیک به صفر مناسب به اکثر پارامترها دلالت دارد که تنها یک زیرمجموعه حداقلی برای برآوردن اهداف کافی بوده است؛ امری که با پیکربندی کم‌ماهی و پارسیمون DVA — با پرهیز از مؤلفه‌های غیرضروری — سازگار است.

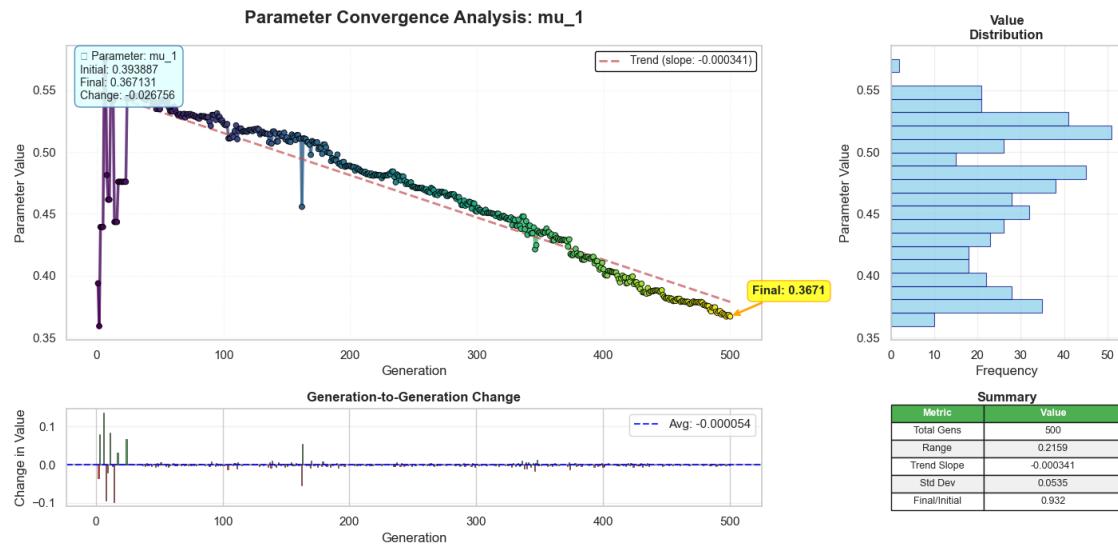
نرخ بهبود بهازای هر نسل در شکل ۴-۴، نرخ بهبود بهازای هر نسل برای تمام ۵۰۰ نسل ترسیم شده است. قله‌های بزرگ به فاز آغازین محدود می‌شوند و پس از آن نرخ به سمت صفر میل می‌کند و تنها افزایش‌های کوچک و پراکنده مشاهده می‌شود. میانگین نرخ بهبود، برابر با $8,4 \times 10^{-5}$ بهازای هر نسل نشانه‌گذاری شده است. بهبودهای سریع در نسل‌های ابتدایی متوجه شوند و سپس تغییرات رو به کاهش می‌گذارند؛ رفتاری که با همگرایی به یک بهینه پایدار سازگار است. نرخ‌های نزدیک به صفر در بخش پایانی اجرا نشان می‌دهد که صرفاً اصلاحات محلی کوچک رخ داده و راه حل عملاً پایدار شده است.



شکل ۴-۴: نرخ بهبود بهازای هر نسل در طول ۵۰۰ نسل. قله‌های بزرگ در فاز آغازین مشاهده می‌شوند و سپس نرخ بهبود به مقادیر نزدیک به صفر می‌رسد؛ میانگین نرخ بهبود $8,4 \times 10^{-5}$ بهازای هر نسل است.

روندهمگرایی μ_1 در شکل ۴-۵، پارامتر μ_1 طی ۵۰۰ نسل رهگیری شده است. مقدار آغازین $\mu_1 = 0,393887$ و مقدار نهایی در نسل پایانی $\mu_1 = 0,367131$ ثبت شده است؛ یعنی کاهش خالص $0,026756$. یک روند خطی با شیب $-3,41 \times 10^{-4}$ بهازای هر نسل برآش داده شده است. متوسط افزایش نسل به نسل $-5,4 \times 10^{-5}$ بوده است. گستره مشاهده شده $0,2159$ و انحراف معیار $0,0535$ گزارش شده‌اند. الگوی مشاهده شده نشان‌دهنده یک رانش کاهشی تدریجی با گام‌های کوچک و سپس پایدارسازی در نسل‌های متاخر است. همگرایی عمدتاً با رانش یکنواخت

کاهشی و کاهش اندازه گام‌ها کنترل شده است؛ نوسانات پایدار مشاهده نشد و مقدار نهایی به خوبی درون بازه مجاز قرار دارد، بنابراین μ_1 پارامتری فعال باقی می‌ماند.

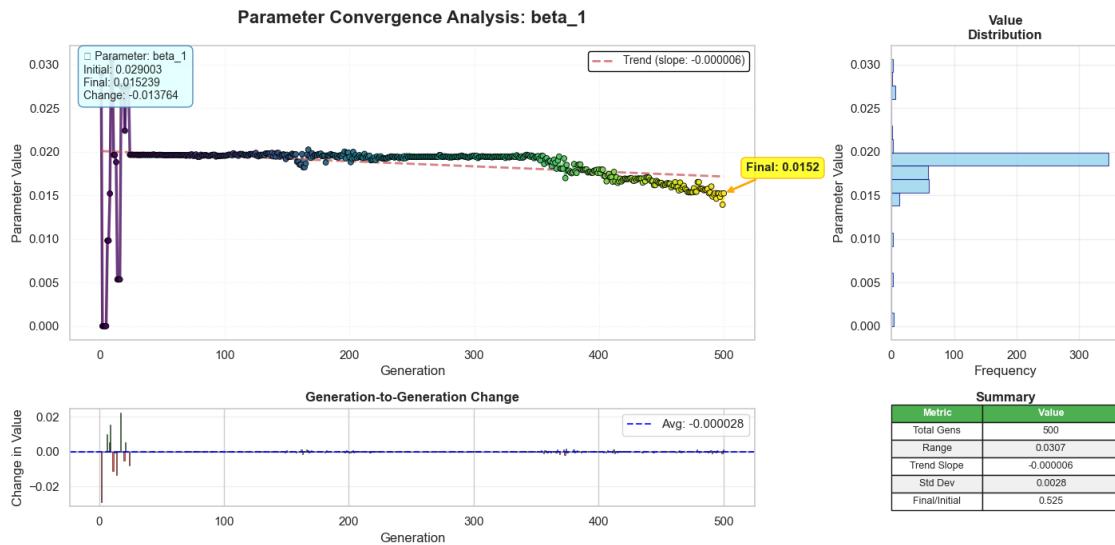


شکل ۴-۵: همگرایی μ_1 در طول ۵۰۰ نسل: مقدار آغازین $0,393887 \times 10^{-3}$ ، مقدار نهایی $0,367131 \times 10^{-3}$ ، کاهش خالص $-0,026756 \times 10^{-3}$ ، شیب روند خطی $-0,000341 \times 10^{-3}$ بهازای هر نسل، میانگین افزایش نسل به نسل $0,00535 \times 10^{-5}$ و انحراف معیار $0,0535 \times 10^{-5}$.

همگرایی پارامترها به تفکیک جمع‌بندی همگرایی پارامترها در شکل‌های ۶-۴ تا ۸-۴ آمده است: پارامترهای β در شکل ۶-۴، پارامترهای λ در شکل ۷-۴ و پارامترهای ν در شکل ۸-۴. برای هر پارامتر، مسیرِ تکاملی در طول نسل‌ها همراه با توزیع مقدار و سنجه‌های خلاصه نمایش داده شده است. بهمنظور چیدمان عمودی پنل‌ها و امکان شکستِ خودکارِ محتوا روی چند صفحه، از چند ContinuedFloat figure با \ContinuedFloat بازه شماره‌شکل استفاده شده است.

تحلیل پارامترهای β در شکل ۶-۴ بخش (۱) در بخش (۱) از شکل ۶-۴، β_1 طی ۵۰۰ نسل رهگیری شده است. مقدار آغازین $0,029003 = \beta_1$ و مقدار نهایی $0,015239 = \beta_1$ ثبت شده که کاهش خالص $0,013764 \times 10^{-5}$ را نشان می‌دهد. روند خطی برآششده دارای شیب $-0,00028 \times 10^{-6}$ بهازای هر نسل است و میانگین افزایش نسل به نسل $-0,00028 \times 10^{-5}$ گزارش شده است. بازه مشاهده شده دارای شیب $-0,00028 \times 10^{-5}$ و انحراف معیار $0,00028 \times 10^{-5}$ است؛ توزیع مقادیر باریک و حول $0,015239$ متتمرکز است. مسیر تقریباً ثابت در ابتدا و سپس افت ملایم در مراحل انتهایی مشاهده می‌شود. پایدارسازی درون ناحیه مجاز رخ داده است؛ از این‌رو β_1 در نقطه بهینه به عنوان یک متغیر تنظیم کوچک اما «فعال» باقی مانده که با تنظیمات دقیق (نه رفتار مرزی) سازگار است.

بخش (۲) در بخش (۲) از شکل ۶-۴، β_7 از $0,591281 = \beta_7$ به $0,550909 = \beta_7$ تغییر کرده و تغییر خالص را نشان می‌دهد. روند خطی برآششده دارای شیب $-0,040372 \times 10^{-4}$ بهازای هر نسل و میانگین

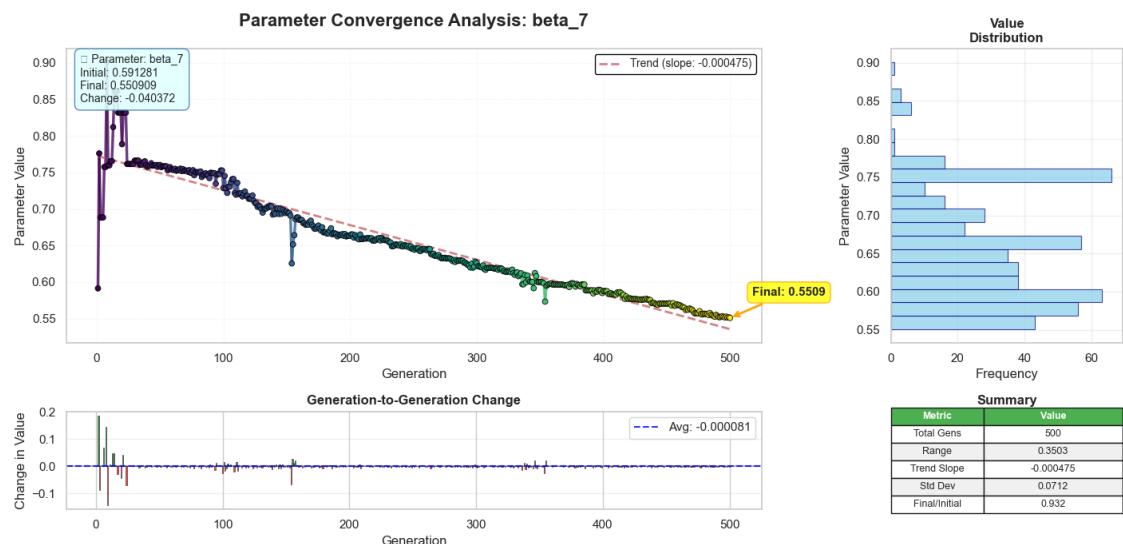


شکل ۴-۶: همگرایی پارامترهای β : β_1 .

افزایش نسل به نسل $10^{-5} \times 1,1 \times 10^{-8}$ است. بازه اندازه گیری شده ۰,۳۵۰۳ و انحراف معیار ۰,۷۱۲ گزارش شده اند. یک رانش نزولی یکنواخت با کوچک شدن تدریجی گام ها مشاهده می شود که به پایدار سازی پایدار ختم می گردد. اندازه نسبتاً بزرگ β_7 نسبت به β_1 حاکی از نقش اولیه β_7 در شکل دهی پاسخ FRF است.

بخش (۷) در بخش (۷) از شکل ۴-۶، β_8 طی ۵۰۰ نسل پایش شده است. مقدار آن از ۰,۷۷۱۶۵۸ به ۰,۰۰۰۱۰۶ رسیده و کاهش ۰,۷۷۱۵۵۳ را نشان می دهد. روند خطی برآش شده دارای شیب $-2,93 \times 10^{-4}$ به ازای هر نسل و میانگین افزایش نسل به نسل $0,001546 \times 10^{-4}$ است. بازه مشاهده شده ۰,۷۷۱۷ و انحراف معیار ۰,۰۶۲۱ گزارش شده اند. هیستوگرام نشان دهنده تراکم بالا در مقادیر نزدیک به صفر پس از نسل های ابتدایی است. یک فروپاشی سریع آغازین به سوی صفر مشاهده می شود و پس از آن فقط اصلاحات ناچیز رخ می دهد. مقدار نهایی نزدیک به صفر بیان می کند که β_8 عملأً توسط بهینه سازی هرس شده است؛ امری سازگار با هدف تنکی و پرهیز از متغیرهای تنظیم غیر ضروری.

تحلیل پارامترهای λ در شکل ۷-۴ بخش (۷) از شکل ۷-۴ در بخش (۷) از شکل ۷-۴ مقدار λ_1 طی ۵۰۰ نسل رهگیری شده است. مقدار آغازین $0,772152 = \lambda_1$ و مقدار نهایی $0,823493 = \lambda_1$ گزارش شده است؛ افزایش خالص برابر با $0,051342 \times 10^{-4}$ است. روند خطی برآش شده شیب $-1,47 \times 10^{-4}$ به ازای هر نسل دارد، در حالی که میانگین تغییر نسل به نسل $1,03 \times 10^{-4} + 1,03 \times 10^{-4}$ اندازه گیری شده است. بازه مشاهده شده $0,1695 \times 10^{-4}$ و انحراف معیار $0,0257 \times 10^{-4}$ است. توزیع مقادیر عمدتاً بین ۰,۸۴ تا ۰,۹۰ متمرکز است. پس از یک تنظیم کوتاه اولیه، مسیر آرام و کمنوسانی دنبال شده و درون ناحیه مجاز مستقر می شود. مقدار نهایی درونی نشان می دهد λ_1 به عنوان یک متغیر تنظیم فعلی باقی مانده است.

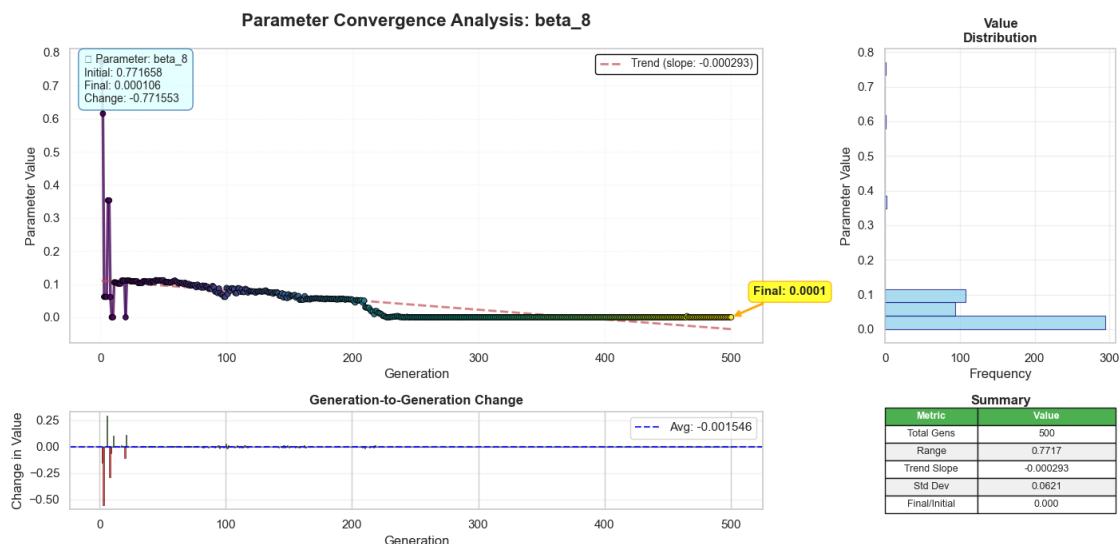


شکل ٤-٦: (٢) β_7 .

بخش (٢) λ_7 : در بخش (٢) از شکل ٤-٧، λ_7 از ٢٥٧٩٩٠ به ٣٨٨٧٠٧ کاهش یافته است؛ کاهش خالص برابر با ١٣٠٧١٧ است. شبیه روند خطی برآش شده $4,43 \times 10^{-4}$ به ازای هر نسل و میانگین تغییر نسل به نسل $10^{-4} \times 2,62$ گزارش شده است. گستره در طول اجرا ٣٥٦٥ و انحراف معیار ٠٧١٩ است. یک رانش نزولی پیوسته با کوچک شدن تدریجی گامها مشاهده می‌شود. مقدار نهایی نشان می‌دهد λ_7 در کارایی DVA نقش داشته است.

بخش (٢) λ_8 : در بخش (٢) از شکل ٤-٧، λ_8 طی ٥٠٠ نسل پایش شده است. مقدار آن از ٩٤٨٥٠٠ به ٧٨٨٧٦ رسیده است؛ تغییر خالص 869625×10^{-4} به ازای هر نسل و میانگین تغییر نسل به نسل $10^{-3} \times 1,743$ است. بازه مشاهده شده ٩١١٠ و انحراف معیار ٠٠٩٩٣ گزارش شده‌اند. توزیع مقادیر در نسل‌های پایانی جرم قابل توجهی نزدیک به مقادیر کوچک نشان می‌دهد. یک افت سریع به سمت کران پایین بازه کاوش شده مشاهده می‌شود و پس از آن تنها اصلاحات جزئی رخ می‌دهد. مقدار نهایی کوچک دلالت دارد که λ_8 عمل توسط فرایند بهینه‌سازی کم‌اهمیت شده است؛ همسو با هدف تنکی و پرهیز از اثرگذاری تنظیمی غیرضروری.

تحلیل پارامترهای ٧ در شکل‌های ٤-٤ (٢) در شکل‌های ٤-٤ (٢) و ٤-٤ (٢) همگرایی ٧/٧ و ٧/٨ در بازه‌ای به طول ٥٠٠ نسل گزارش شده است. مقادیر آغازین به ترتیب ٠,٨٢٧٢٩٨، ١,٠٠٠٠٠٠، ٠,٨٠٣٦٢ و ٠,٠٨٠٣٦٢ ثبت شده و مقادیر نهایی متناظر ١١٠، ٠,٠٠٠١٣، ٠,٠٠٠٠٩ و ٠,٠٠٠٠٩ به دست آمده است؛ کاهش خالص به ترتیب ٠,٩٩٩٨٩، ٠,٨٢٧٢٨٥ و ٠,٠٨٠٣٥٣ می‌باشد. گستره‌های مشاهده شده برای ٧/٧ و ٧/٨ به ترتیب ١,٠٠٠٠ و ٥١٧١ و ٠,٩٤١ و ٠,٠٨١٤ و ٠,٠٨٩٦ و ٠,٠٧٩٦ و ٠,٠٨٩٦ گزارش شده است. خطوط روند خطی با

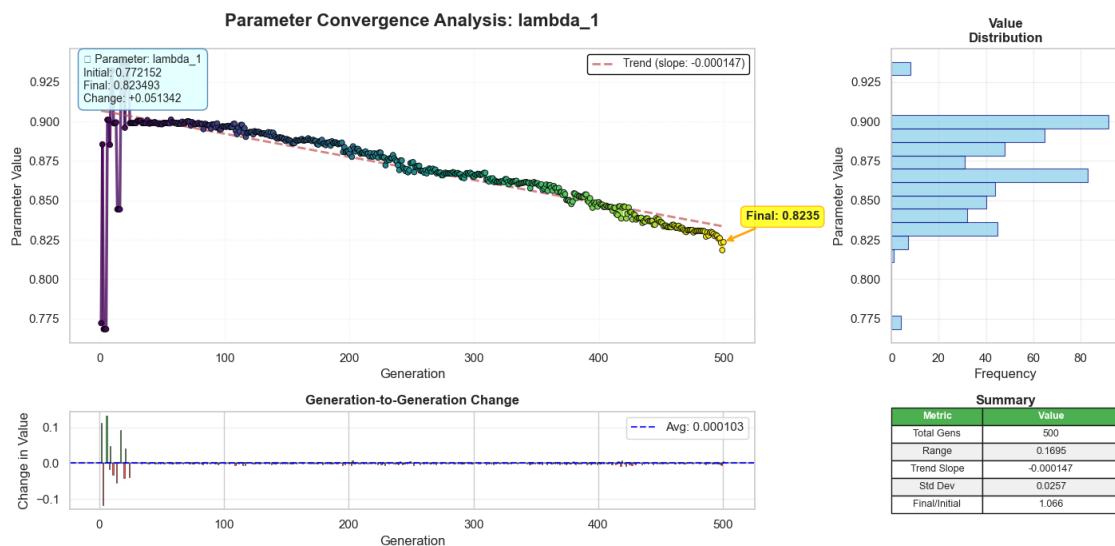


شکل ۴-۶: (۱) β_8 (۲)

شبیه‌های $10^{-4} \times 10^{-4}$, $10^{-4} \times 1,72 \times 10^{-4}$, $10^{-4} \times 1,73 \times 10^{-4}$ و $10^{-4} \times 2,28 \times 10^{-4}$ بهزای هر نسل برآش داده شده‌اند و میانگین تغییرات نسل به نسل به ترتیب $10^{-3} \times 10^{-3}$, $10^{-3} \times 2,004 \times 10^{-3}$, $10^{-3} \times 1,658 \times 10^{-3}$ و $10^{-3} \times 1,61 \times 10^{-3}$ اندازه‌گیری شده است. در هر پنل، پله‌های نزولی بزرگ در ابتدای اجرا در نمودار افزایش‌ها دیده می‌شود و در ادامه تغییرات در نزدیکی صفر خوشبندی می‌شوند. هیستوگرام مقادیر عمده‌ای در کمترین بین متمرکز است و سکوی‌های طولانی نزدیک به صفر در مسیرها مشاهده می‌شود. در مجموع، این الگوهای نشان می‌دهند که پارامترهای ۷ به صورت منسجم به سمت بی‌اثری رانده شده و عملأً توسط بهینه‌سازی هرس شده‌اند؛ این رفتار با هدف تنکی و کاهش تعداد پارامترهای فعال DVA سازگار است. خلاصه‌ی همگرایی پارامتر-به-پارامتر در جدول ۲-۴ ارائه شده است.

جدول ۲-۴: خلاصه همگرایی همه پارامترهای تنظیم شده در ۵۰۰ نسل

پارامتر	آغازین	نهایی	Δ	شیب روند	میانگین Δ /نسل	گستره	SD	نتیجه همگرایی
β_1	۰,۰۲۹۰۳	۰,۰۱۵۲۳۹	$-0,013764$	$-6,0 \times 10^{-6}$	$-2,8 \times 10^{-5}$	$0,0307$	$0,0028$	پایدار درونی؛ به عنوان تنظیم‌گر کوچک فعال باقی ماند
β_7	۰,۵۹۱۲۸۱	۰,۵۵۰۹۰۹	$-0,040372$	$-4,75 \times 10^{-4}$	$-8,1 \times 10^{-5}$	$0,3503$	$0,012$	پایدار درونی؛ نقش غالب در پاسخ
β_8	۰,۷۷۱۶۵۸	۰,۰۰۰۱۰۶	$-0,771553$	$-2,93 \times 10^{-4}$	$-1,546 \times 10^{-3}$	$0,7717$	$0,0621$	نزدیک صفر رانده شد؛ عملأً هرس شد
λ_1	۰,۷۷۲۱۵۲	۰,۸۲۳۴۹۳	$+0,051242$	$-1,47 \times 10^{-4}$	$+1,03 \times 10^{-3}$	$0,1695$	$0,0257$	پایدار درونی؛ پارامتر فعال باقی ماند
λ_7	۰,۳۸۸۷۰۷	۰,۲۵۷۹۹۰	$-0,130717$	$-4,43 \times 10^{-4}$	$-2,62 \times 10^{-4}$	$0,3565$	$0,0719$	پایدار درونی؛ بدون رسیدن به کران‌ها مؤثر بود
λ_8	۰,۹۴۸۵۰۰	۰,۰۷۸۸۷۶	$-0,869625$	$-6,04 \times 10^{-4}$	$-1,743 \times 10^{-3}$	$0,9110$	$0,0993$	به مقدار کوچک کاهش یافت؛ اثرگذاری کم وزن شد
μ_1	۰,۳۹۳۸۸۷	۰,۳۶۷۱۰۰	$-0,026756$	$-3,41 \times 10^{-4}$	$-5,4 \times 10^{-5}$	$0,2159$	$0,0525$	کاهش تدریجی و پایدارسازی درونی
ν_1	۱,۰۰۰۰۰۰	۰,۰۰۰۱۱۰	$-0,999890$	$-1,72 \times 10^{-4}$	$-2,004 \times 10^{-3}$	$1,0000$	$0,0796$	فروپاشی به صفر؛ هرس شده توسط تنکی
ν_7	۰,۸۲۷۲۹۸	۰,۰۰۰۱۳	$-0,872285$	$-1,73 \times 10^{-4}$	$-1,658 \times 10^{-3}$	$0,9410$	$0,0896$	فروپاشی به صفر؛ هرس شده توسط تنکی
ν_8	۰,۰۸۰۴۶۲	۰,۰۰۰۰۹	$-0,080353$	$-2,28 \times 10^{-4}$	$-1,61 \times 10^{-4}$	$0,5171$	$0,0814$	فروپاشی به صفر؛ هرس شده توسط تنکی

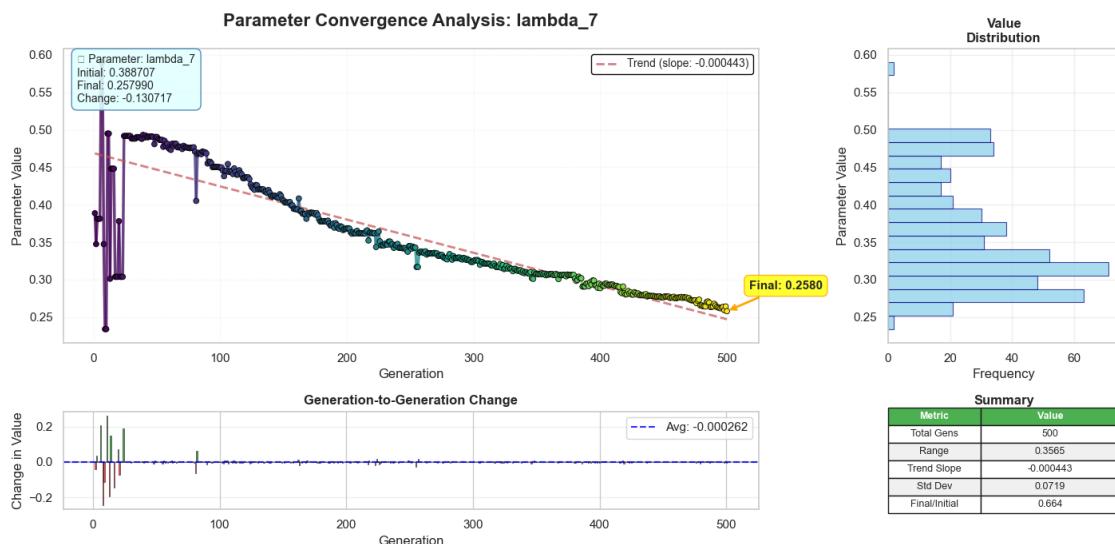
شکل ٤-٧: همگرایی پارامترهای λ .

٤-٢ جمع‌بندی

برای دگرگون کردن پاسخ سازه میزبان در DVA، FRF ها ادوات پسیوی‌اند که به سازه میزبان متصل می‌شوند. کارایی آن‌ها به چیدمان و تنظیم جرم‌ها، فترها، میراگرها و innerterها وابسته است؛ ترکیبی که فضای طراحی پربعد و غالباً نامحدب پدید می‌آورد. در رویه‌های مرسوم، یک شکاف شناسایی شد: معیار تکمیلی قابل تنظیم برای دیکته کردن شکل FRF وجود نداشت؛ از تعیین جایگاه قله‌ها و پهنهای باند اجتناب گرفته تا دامنه قله‌ها و شاخص‌های مشابه. نتیجه آن بود که طراحی‌ها بیش از نیاز، از مؤلفه‌ها و متغیرهای تنظیم بهره می‌گرفتند؛ چرا که چارچوب‌های بهینه‌سازی به ندرت از پیچیدگی غیرضروری می‌کاستند.

برای رفع این نیاز، هدف اصلی تعریف یک مقیاس امتیازی واحد به نام معیار تکین C_s بود. در ساخت این مقیاس، سنجه‌های عملکرد ابتدا نرمال می‌شوند و سپس با وزن‌هایی که مستقیماً توسط کاربر انتخاب می‌گردد ترکیب می‌شوند. امتیاز برآزندگی از سه جزء تشکیل می‌شود: جزء انحراف C_s که FRF را به سمت اهداف اعلام شده می‌کشاند؛ جزء خطای هدف که میزان نزدیکی پاسخ حاصل به اهداف را می‌سنجد؛ و جریمه تنکی که پارامترهای غیرضروری را می‌کاهد و طرح‌های ساده را ترجیح می‌دهد.

سپس از یک GA برای جستجوی فضای طراحی و یافتن راه حل بهینه برای تابع برآزندگی استفاده شد. مدل‌سازی، تحلیل FRF، بهینه‌سازی و پس‌پردازش تا سقف پنج درجه آزادی در نرم‌افزار DeVana (توسعه دهی نویسنده‌گان) یکپارچه شد و کل جریان کار با آن پیاده‌سازی گردید. روش‌شناسی با یک بنچمارک کاملاً کوپل 1DOF-1DOF ارزیابی شد؛ در این بنچمارک، سامانه اصلی و جذب‌کننده هر دو به دو پایه متحرک از طریق فر، میراگر و innerter متصل

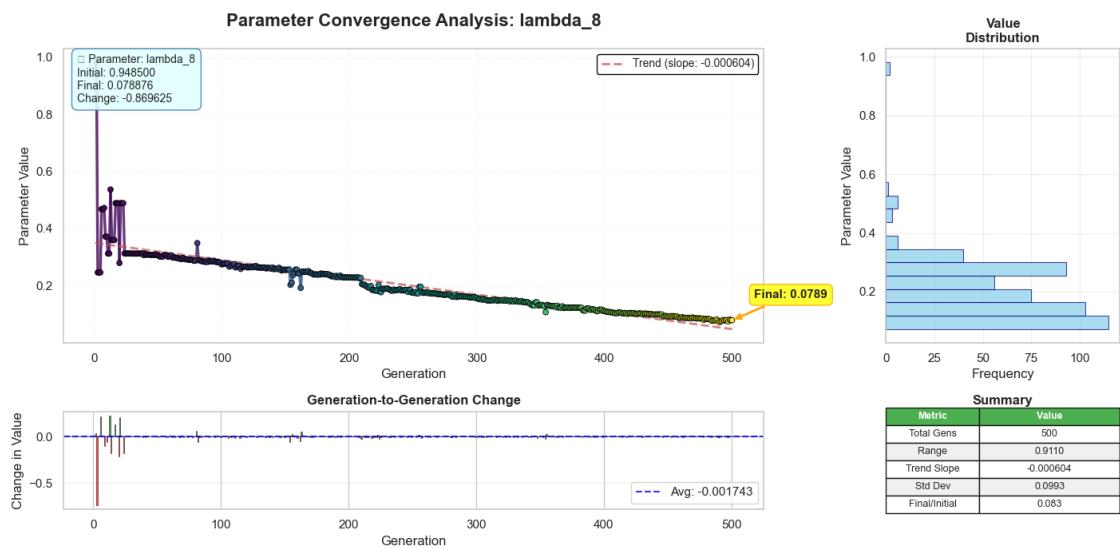


شکل ۴-۷: λ_7 (□).

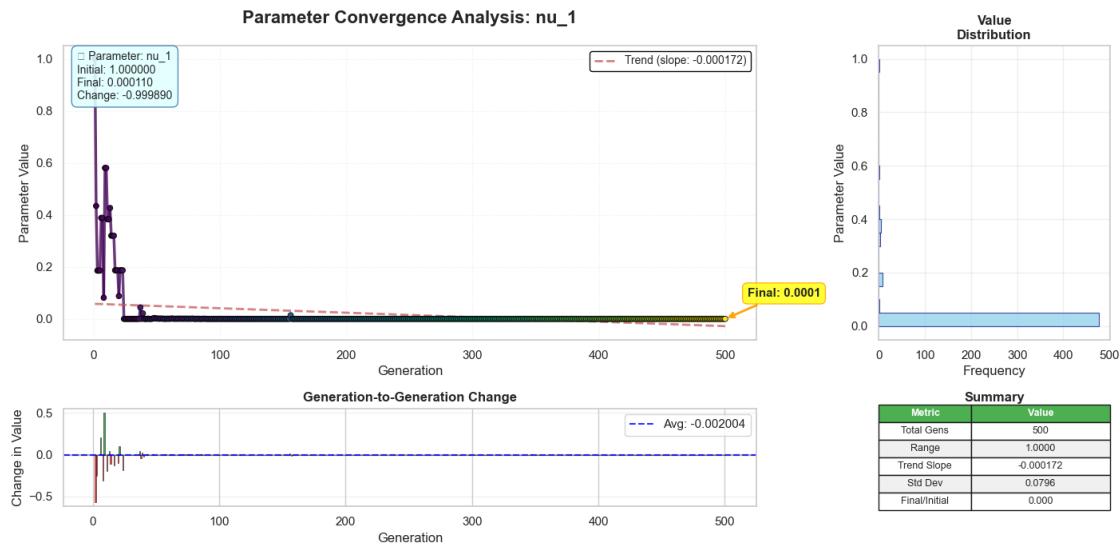
بودند. بازه 1000 Hz تا 2000 Hz به عنوان باند اجتناب تعیین شد؛ پاسخ درون باند توسط DVA بهینه سرکوب گردید و دو قله باریک در نزدیکی لبه‌های باند شکل گرفت. پاسخ خارج از باند نزدیک به خط مینا باقی ماند. تاریخچه‌های برازنده‌گی بهبود سریع ابتدایی را نشان دادند و سپس در مقادیری نزدیک به ترانس همگرایی پایدار شدند. با تفکیک برازنده‌گی به مؤلفه‌ها، روشن شد کنترل جایگاه قله و پهنهای باند محقق شده و جزء تنکی مانع تنظیم‌های زائد گردیده است. تحلیل همگرایی تک‌تک پارامترها نشان داد تنها زیرمجموعه‌ای کوچک در نقطه بهینه فعال باقی می‌ماند: همه پارامترهای λ_7 به مقادیر نزدیک صفر رسیدند و عملاً هرس شدند؛ β_1 ، μ_1 ، λ_1 و λ_7 در نقاط درونی پایدار شدند که نشانگر وجود بهینه قابل شناسایی (نه رفتار محدودشده به مرز) است؛ و β_8 و λ_8 به مقادیر کوچک فروکاستند که با هدف جلوگیری از استفاده بیش از حد از مؤلفه‌های جذب‌کننده سازگار است.

پیامدهای کاربردی چندی از این چارچوب حاصل می‌شود. نخست، C_s روشی مستقیم و قابل تفسیر برای گذگزاری نیت طراحی فراهم می‌کند: اهداف مربوط به دامنه قله‌ها، جایگاه قله‌ها و پهنهای باند را می‌توان به صراحت بیان کرد و بهینه‌ساز آن‌ها را برآورده می‌کند. دوم، گنجاندن تنکی درتابع هدف به راه حل‌های کم‌پیچیدگی می‌انجامد؛ امری که جرم، هزینه و نگهداشت را کاهش می‌دهد و حساسیت نسبت به detuning و تولرانس‌های ساخت را کم می‌کند. سوم، GA بدون بازنظمی دستی پارامترهای الگوریتمی همگرایی پایدار ارائه داد و به کارگیری در سامانه‌های جدید را ساده کرد. چهارم، پیاده‌سازی در DeVana مسیر تکرارپذیری از تعریف مدل تا مشخصات سختافزاری تنظیم شده فراهم می‌کند و امکان مطالعه‌های what-if سریع را در خانواده‌های جذب‌کننده □ از جمله چیدمان‌های تقویت شده با inerter □ می‌سر می‌سازد.

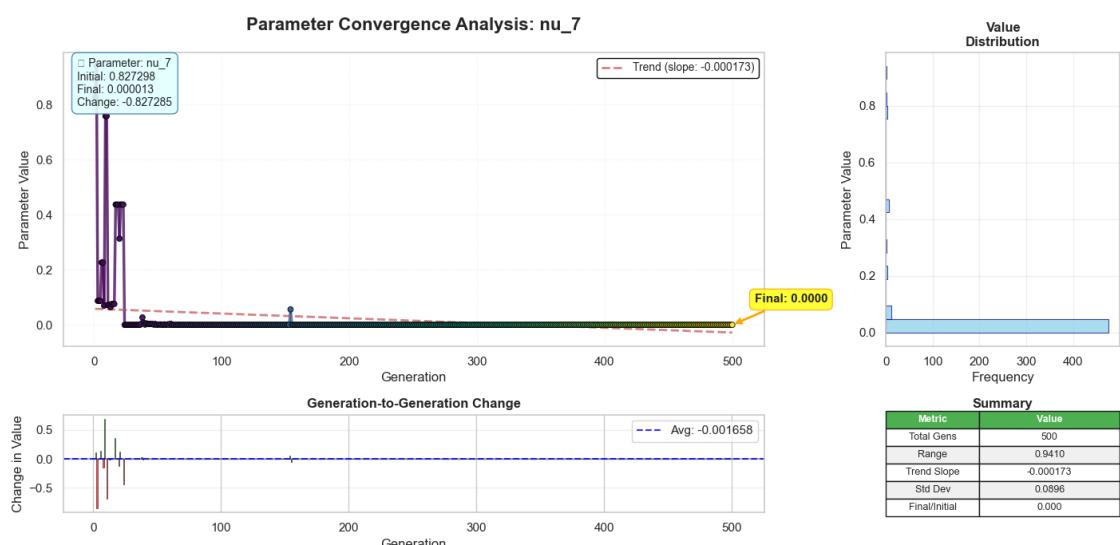
در جمع‌بندی، چارچوبی یکپارچه برای طراحی DVA ارائه شد که معیار تکین قابل تنظیم و نرمال شده را با یک GA تطبیقی در محیط DeVana ترکیب می‌کند. این رویکرد، شکل‌دهی مستقیم FRF را ممکن می‌سازد و هم‌زمان از

شکل ۴-۷: (۱) λ_8

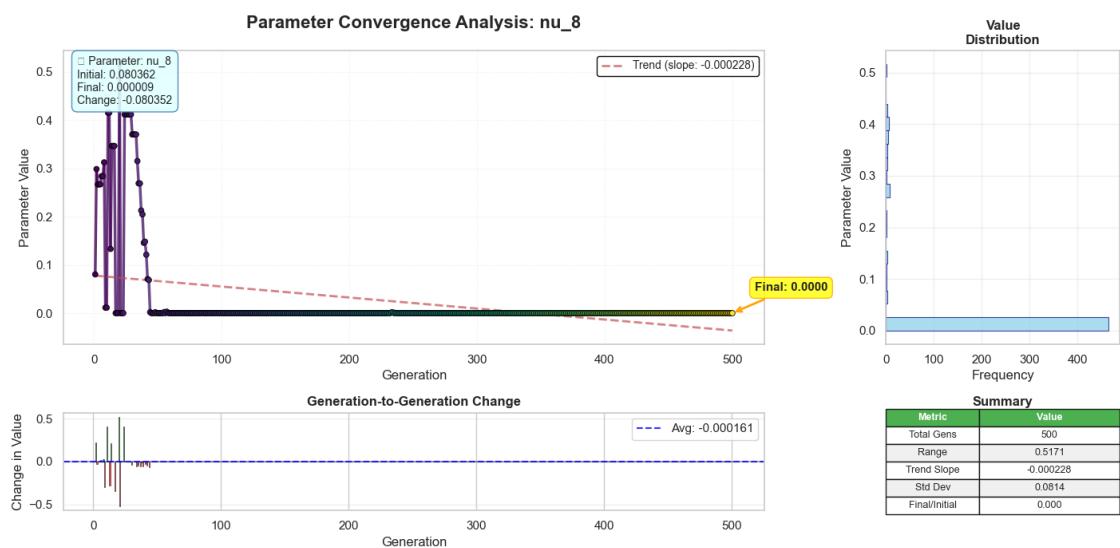
افراط در تعداد پارامترهای جذب‌کننده جلوگیری می‌کند. مطالعه بنچمارک نشان داد که باند اجتناب مشخص قابل حفاظت است و طرح نهایی تنک و قابل تفسیر باقی می‌ماند. این نتایج پایه‌ای عملی برای طراحی کارآمد جذب‌کننده‌های هدف محور فراهم می‌کند و مسیر روشی به سمت راه حل‌های مقاوم، بلادرنگ و قابل راستی‌آزمایی تجربی می‌گشاید.



شکل ۴-۸: همگرایی پارامترهای ν (۱)



شکل ۴-۹: (۷)



شكل ٤-٨ (١)

فصل پنجم

معرفی نرم افزار نوآورانه DeVana

۱-۵ چالش عدم تکرارپذیری نتایج بهینه‌سازی

در فرآیند بهینه‌سازی پارامترهای جاذب‌های دینامیکی ارتعاشات (Dynamic Vibration Absorbers - DVAs) یکی از چالش‌های اساسی که طراحان با آن مواجه هستند، عدم تکرارپذیری نتایج است. به عبارت دیگر، فارغ از روش بهینه‌سازی انتخاب شده و اجرای موفق فرآیند بهینه‌سازی، مجموعه پارامترهای بهینه به دست آمده در هر اجرا متفاوت است و نمی‌توان به یک جواب منحصر به فرد دست یافت.

این مسئله نه تنها ناشی از ماهیت تصادفی الگوریتم‌های بهینه‌سازی است، بلکه ریشه در پیچیدگی فضای طراحی، وجود چندین مینیمم محلی، و تأثیر پارامترهای مختلف سیستم دارد. در شرایط عملیاتی واقعی، این عدم قطعیت می‌تواند منجر به تصمیم‌گیری‌های نادرست شود و نیاز به رویکردی جامع‌تر برای تحلیل و اعتبارسنجی نتایج دارد.

۲-۵ نیاز به مفهوم «زمین بازی» برای طراحان

چالش عدم تکرارپذیری نتایج، ضرورت وجود یک محیط انعطاف‌پذیر را برای طراحان برجسته می‌کند که بتوانند آزادانه در فضای طراحی حرکت کنند و از روش‌های مختلف تحلیل استفاده نمایند. این مفهوم که ما آن را «زمین بازی» می‌نامیم، به طراحان اجازه می‌دهد تا:

۱. روش‌های بهینه‌سازی مختلف را با تنظیمات متفاوت مقایسه کنند

۲. تحلیل آماری بر روی نتایج چند اجرای مختلف انجام دهند

۳. فضای طراحی را تغییر داده و تأثیر آن را بررسی کنند

۴. روش‌های تحلیل حساسیت را برای درک بهتر روابط بین پارامترها اعمال کنند

۵. تصمیم‌گیری آگاهانه بر اساس مجموعه کاملی از تحلیل‌ها انجام دهند

این رویکرد نه تنها به حل مسئله عدم تکرارپذیری کمک می‌کند، بلکه قدرت تصمیم‌گیری طراحان را در شرایط پیچیده عملیاتی افزایش می‌دهد.

۳-۵ معرفی DeVana: اولین نرمافزار از نوع خود

برای پاسخ به این نیازها، نرمافزار نوآورانه DeVana توسط نویسنده‌گان این پایان‌نامه توسعه یافته است. اولین نرمافزار از نوع خود در جهان است که به صورت متن‌باز ارائه شده و محیط کاملی برای طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های

دینامیکی ارتعاشات فراهم می‌آورد.

این نرمافزار با رویکردی جامع، تمامی روش‌های توسعه‌یافته در این پژوهش را پیاده‌سازی کرده و زمین بازی نهایی برای طراحان محسوب می‌شود. DeVana نه تنها امکان اجرای الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشرفته را فراهم می‌آورد، بلکه ابزارهای متنوعی برای تحلیل و مقایسه نتایج در اختیار طراحان قرار می‌دهد.

۴-۵ قابلیت‌های بهینه‌سازی در DeVana

مجموعه کاملی از الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشرفته را ارائه می‌دهد که هر کدام با ویژگی‌های منحصر به فرد خود، پاسخگوی نیازهای مختلف طراحان هستند:

۴-۱-۱ الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm - GA)

این الگوریتم که پایه بسیاری از روش‌های بهینه‌سازی هوشمند است، با قابلیت کنترل تطبیقی پارامترها ارائه شده است. طراحان می‌توانند نرخ جهش، اندازه جمعیت، و استراتژی انتخاب را به صورت دینامیکی تنظیم کنند تا بهترین عملکرد را در فضای طراحی پیچیده به دست آورند.

۴-۲-۱ بهینه‌سازی ازدحام ذرات (Particle Swarm Optimization - PSO)

روش PSO با قابلیت پشتیبانی از توپولوژی‌های مختلف (حلقه‌ای، ستاره‌ای، و تصادفی) پیاده‌سازی شده است. این روش امکان تنظیم پارامترهای یادگیری اجتماعی و فردی را فراهم می‌آورد و برای مسائل با فضای جستجوی پیوسته بسیار کارآمد است.

۴-۳-۱ تفاوت‌گیری (Differential Evolution - DE)

الگوریتم DE با استراتژی‌های مختلف جهش و ترکیب، امکان کاوش کارآمد فضای طراحی را فراهم می‌آورد. این روش به ویژه برای مسائل با محدودیت‌های غیرخطی مناسب است و قابلیت تنظیم پارامترهای جهش و متقطع را ارائه می‌دهد.

۴-۴-۱ شبیه‌سازی آنیلینگ (Simulated Annealing - SA)

روش SA با قابلیت کنترل دینامیکی دما و استراتژی‌های پذیرشی مختلف، امکان فرار از مینیمم‌های محلی را فراهم می‌آورد. این روش برای مسائل ترکیبی و پیوسته کاربرد دارد.

۴-۴-۵ استراتژی‌های تکاملی (Covariance Matrix Adaptation Evolution) (Strategy - CMA-ES)

این روش پیشرفتی با قابلیت تطبیق ماتریس کوواریانس، امکان مدل‌سازی توزیع احتمالاتی فضای جستجو را فراهم می‌آورد و برای مسائل با وابستگی پیچیده بین پارامترها بسیار کارآمد است.

۴-۴-۶ یادگیری تقویتی (Reinforcement Learning - RL)

روش RL با قابلیت یادگیری از تعامل با محیط، امکان توسعه استراتژی‌های بهینه‌سازی تطبیقی را فراهم می‌آورد که می‌تواند با شرایط مسئله سازگار شود.

۵-۱ قابلیت‌های تحلیل حساسیت

DeVana ابزارهای پیشرفتی برای تحلیل حساسیت ارائه می‌دهد که به طراحان کمک می‌کنند تا تأثیر هر پارامتر بر عملکرد سیستم را درک کنند:

۵-۱-۱ تحلیل حساسیت سوبول (Sobol Sensitivity Analysis)

این روش امکان محاسبه شاخص‌های حساسیت کلی و جزئی را فراهم می‌آورد و به طراحان کمک می‌کند تا پارامترهای کلیدی که بیشترین تأثیر را بر عملکرد سیستم دارند، شناسایی کنند.

۵-۱-۲ تحلیل حساسیت امگا (Omega Sensitivity Analysis)

روش امگا با قابلیت تحلیل حساسیت بر حسب دامنه تغییرات پارامترها، امکان ارزیابی تأثیر نسبی هر پارامتر را در شرایط عملیاتی مختلف فراهم می‌آورد.

۶-۱ قابلیت‌های تحلیل آماری

یکی از ویژگی‌های منحصر به فرد DeVana، قابلیت انجام تحلیل آماری بر روی نتایج چند اجرای مختلف است:

۱-۶-۵ آمار توصیفی نتایج

نرمافزار امکان محاسبه میانگین، واریانس، و سایر آمار توصیفی برای مجموعه نتایج چند اجرا را فراهم می‌آورد.

۲-۶-۵ تحلیل توزیع احتمالاتی

با استفاده از تکنیک‌های آماری پیشرفته، طراحان می‌توانند توزیع احتمالاتی پارامترهای بهینه را تحلیل کرده و اطمینان‌پذیری نتایج را ارزیابی کنند.

۳-۶-۵ مقایسه روش‌های مختلف

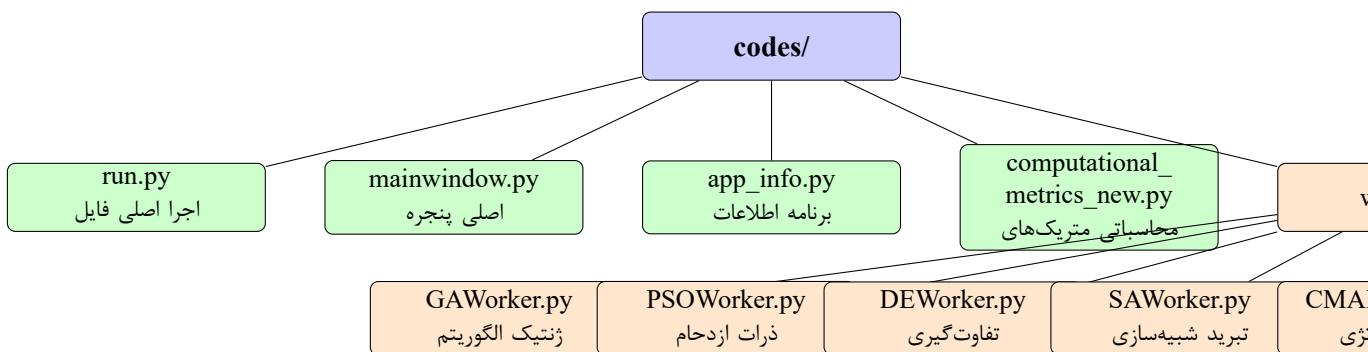
امکان مقایسه آماری عملکرد روش‌های بهینه‌سازی مختلف را فراهم می‌آورد و به طراحان کمک می‌کند تا بهترین روش را برای مسئله خاص خود انتخاب کنند.

۷-۵ ساختار نرمافزاری DeVana

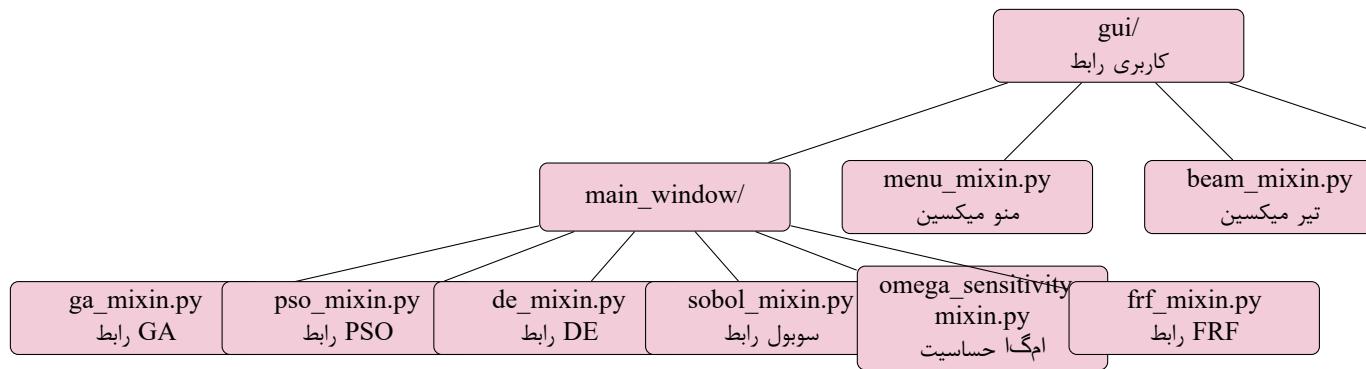
۱-۷-۵ معماری کلی

نرمافزار DeVana با معماری ماژولار و انعطاف‌پذیر طراحی شده است که امکان توسعه و افزودن قابلیت‌های جدید را فراهم می‌آورد. ساختار اصلی نرمافزار شامل بخش‌های زیر است:

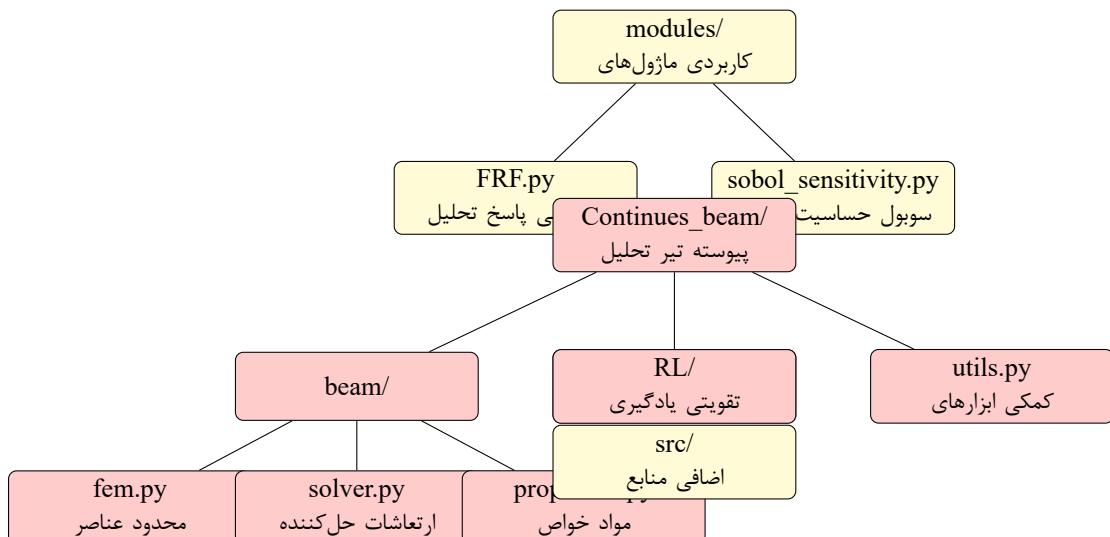
۲-۷-۵ شاخص‌بندی ساختار نرمافزار



شکل ۵-۱: ساختار اصلی نرمافزار DeVana - بخش اول



شکل ۵-۲: ساختار رابط کاربری نرم افزار DeVana



شکل ۵-۳: مازول های کاربردی و دامنه ای نرم افزار DeVana

جدول ۵-۱: راهنمای رنگ بندی ساختار نرم افزار

رنگ	نوع مازول	توضیحات
آبی	هسته اصلی	فایل های اصلی اجرا و مدیریت برنامه
سبز	فایل های اجرایی	فایل های مسئول راه اندازی و کنترل کلی
نارنجی	کارگران	مازول های پردازش موازی و الگوریتم ها
بنفش	رابط کاربری	اجزای مربوط به تعامل با کاربر
زرد	مازول های کاربردی	ابزارهای تحلیلی و محاسباتی
قرمز	دامنه ای	مازول های تخصصی و کاربردهای خاص

۳-۷-۵ توضیح ساختار

لایه اجرایی (Execution Layer)

این لایه شامل فایل‌های اصلی `mainwindow.py` و `run.py` است که مسئولیت راهاندازی برنامه و مدیریت رابط کاربری اصلی را بر عهده دارند.

لایه کارگران (Workers Layer)

لایه `workers` شامل کلاس‌های پردازش موازی است که هر کدام مسئول اجرای یک الگوریتم بهینه‌سازی یا تحلیل خاص هستند. این طراحی امکان اجرای همزمان چند روش را فراهم می‌آورد.

لایه رابط کاربری (GUI Layer)

لایه `gui` با معماری میکسین، امکان ترکیب قابلیت‌های مختلف را فراهم می‌آورد. هر میکسین مسئول مدیریت یک جنبه خاص از رابط کاربری است.

لایه کاربردی (Modules Layer)

این لایه شامل مژول‌های کاربردی مانند تحلیل پاسخ فرکانسی و تحلیل حساسیت است که توسط چندین قسمت برنامه استفاده می‌شوند.

لایه دامنه (Domain Layer)

لایه `RL` و `Continues_beam` به ترتیب مسئول تحلیل تیرهای پیوسته و یادگیری تقویتی هستند و قابلیت‌های تخصصی نرمافزار را ارائه می‌دهند.

۸-۵ نتیجه‌گیری

نرمافزار `DeVana` با ارائه محیطی جامع و انعطاف‌پذیر، پاسخ کاملی به چالش‌های طراحی جاذبهای دینامیکی ارتعاشات ارائه می‌دهد. این نرمافزار نه تنها تمامی روش‌های توسعه‌یافته در این پژوهش را پیاده‌سازی کرده، بلکه با معماری مژول‌لار خود، امکان توسعه آینده و افزودن قابلیت‌های جدید را فراهم می‌آورد.

به عنوان اولین نرم‌افزار از نوع خود، زمین بازی نهایی برای طراحان محسوب می‌شود که در آن می‌توانند آزادانه روش‌های مختلف را مقایسه کرده، تحلیل‌های متنوعی انجام دهند، و تصمیم‌گیری‌های آگاهانه‌تری اتخاذ کنند. این نرم‌افزار گامی بزرگ در جهت کاربردی‌سازی نتایج پژوهشی و تسهیل فرآیند طراحی در مهندسی مکانیک برمی‌دارد.

فصل ششم

نتیجه‌گیری و چشم‌اندازهای آینده

۱-۶ مرور کلی پژوهش و دستاوردهای اصلی

پژوهش حاضر با رویکردی جامع و بین‌رشته‌ای به مسئله طراحی و بهینه‌سازی جاذب‌های دینامیکی ارتعاش پرداخته است. این پایان‌نامه فراتر از یک مطالعه فنی محدود، چارچوبی نوین برای حل چالش‌های طراحی DVA در سیستم‌های پیچیده ارائه نموده که از روش‌شناسی علمی پیشرفته، تکنیک‌های عددی نوآورانه و ابزارهای نرم‌افزاری مدرن بهره می‌گیرد. رویکرد این پژوهش از شناسایی چالش‌های اساسی در طراحی DVA آغاز شد و با یک مسیر سلسله‌مراتبی به توسعه راهکارهای جامع پرداخت. ابتدا محدودیت‌های روش‌های کلاسیک تحلیل و بهینه‌سازی مورد بررسی قرار گرفت، سپس معیارهای نوین ارزیابی عملکرد معرفی شد، الگوریتم‌های بهینه‌سازی پیشرفته توسعه یافت، نتایج در شرایط واقعی آزمایش و اعتبارسنجی شد و در نهایت ابزارهای نرم‌افزاری کاربردی پیاده‌سازی گردید.

این پژوهش نشان می‌دهد که با ترکیب رویکردهای علمی پیشرفته، روش‌های عددی کارآمد و ابزارهای نرم‌افزاری مدرن، می‌توان چالش‌های پیچیده مهندسی را به شیوه‌ای مؤثر و کارآمد حل نمود. نرم‌افزار DeVana به عنوان یک دستاوردهای کلیدی، نه تنها ابزاری برای حل مسائل فعلی است، بلکه بستری برای نوآوری و توسعه آینده در حوزه طراحی فراهم می‌آورد.

۲-۶ نوآوری‌های کلیدی و دستاوردهای علمی

یکی از نوآوری‌های بنیادین این پژوهش، معرفی معیار Peak-Slope (PS) به عنوان جایگزینی کارآمد برای معیارهای کلاسیک است. این معیار با سنجش شبیب بین قله‌های پاسخ فرکانسی، ابزاری شهودی و ریاضیاتی برای ارزیابی عملکرد DVA فراهم می‌آورد. مزیت اصلی این معیار در سادگی محاسباتی آن نهفته است که باعث کاهش پیچیدگی در مقایسه با معیار H_{∞} می‌شود. همچنین، قابلیت تفسیر فیزیکی این معیار امکان ارتباط مستقیم با مکانیسم جذب ارتعاش را فراهم می‌آورد و سازگاری آن با مدل‌سازی جانشین، امکان استفاده در چارچوب‌های پیشرفته را ممکن می‌سازد. این معیار برای سیستم‌های تک‌درجه و چند‌درجه آزادی مناسب است و کاربرد گستره‌های در طراحی سیستم‌های ارتعاشی دارد.

نوآوری اصلی پژوهش در توسعه چارچوب Decoupled Peak-Slope (DPS) نهفته است که با جداسازی پارامترهای طراحی، امکان بهینه‌سازی کارآمد را در فضای پارامتری پیچیده فراهم می‌آورد. چارچوب DPS بر پایه اصول ریاضیاتی محکم استوار است و از تقریب خطی برای مدل‌سازی پاسخ PS به صورت تابعی از پارامترها استفاده می‌کند. این رویکرد فضای چندبعدی را به مجموعه‌ای از مسائل تک‌متغیره تبدیل می‌کند و با استفاده از رگرسیون چندجمله‌ای درجه چهارم، دقت بالایی را تضمین می‌کند. مزیت اصلی این چارچوب در سرعت بالای محاسبات است که زمان بهینه‌سازی را تا ۹۰٪ نسبت به روش‌های سنتی کاهش می‌دهد. همچنین، دقت قابل اطمینان این روش نتایج قطعی بدون وابستگی به

شرایط اولیه فراهم می‌آورد و قابلیت تعمیم آن امکان اعمال در پیکربندی‌های مختلف سیستم را ممکن می‌سازد. سازگاری این چارچوب با کنترل پیشرفته نیز امکان توسعه به سامانه‌های نیمه‌فعال را فراهم می‌آورد.

علاوه بر این نوآوری‌ها، پژوهش حاضر کاتالوگ‌های طراحی تعمیم‌یافته را توسعه داده که امکان اعمال چارچوب DPS در پیکربندی‌های مختلف سیستم را فراهم می‌آورد. این کاتالوگ‌ها با داشتن انعطاف‌پذیری ساختاری، سازگاری با تغییرات پارامترهای سیستم را ممکن می‌سازند و کتابخانه جامعی از شرایط عملیاتی مختلف را پوشش می‌دهند. قابلیت بهروزرسانی آسان این کاتالوگ‌ها امکان گسترش با داده‌های جدید را فراهم می‌آورد و کارایی محاسباتی بالا نیاز به محاسبات تکراری را کاهش می‌دهد.

پژوهش حاضر همچنین با تحلیل آماری عدم قطعیت، به چالش عدم تکرارپذیری نتایج بهینه‌سازی پاسخ داده و روشی نوین برای مدیریت عدم قطعیت ارائه نموده است. این رویکرد از توزیع احتمالاتی برای مدل‌سازی نتایج، آمار توصیفی برای تحلیل میانگین و واریانس، و تست فرضیه برای ارزیابی معنی‌داری تفاوت‌ها استفاده می‌کند. همچنین، امکان پیش‌بینی اطمینان با تعیین محدوده‌های بهینه با سطح اطمینان مشخص فراهم می‌آورد.

۳-۶ نرم‌افزار DeVana: دستاوردهای انقلابی در طراحی

نرم‌افزار DeVana که توسط نویسنده‌گان این پژوهش توسعه یافته، یکی از دستاوردهای کلیدی و انقلابی این پایان‌نامه است. این نرم‌افزار به عنوان یک ابزار جامع و پیشرفته برای طراحی، تحلیل و بهینه‌سازی DVA معرفی می‌شود که فراتر از یک ابزار محاسباتی ساده، بستری برای نوآوری در این حوزه فراهم می‌آورد. DeVana با معماری مازولار طراحی شده که امکان گسترش آسان و افزون قابلیت‌های جدید را فراهم می‌آورد. این معماری شامل مازول‌های مستقل برای جداسازی عملکردهای مختلف مانند مدل‌سازی، بهینه‌سازی و تحلیل است. رابطه‌ای برنامه‌نویسی پیشرفته امکان اتصال به سایر نرم‌افزارهای مهندسی را فراهم می‌آورد و سیستم پلاگین اجازه می‌دهد تا قابلیت‌های جدید بدون تغییر هسته اصلی اضافه شوند. پایگاه داده یکپارچه نیز امکان ذخیره و مدیریت کاتالوگ‌های طراحی را فراهم می‌آورد.

از نظر قابلیت‌های پیشرفته، DeVana مجموعه کاملی از ابزارها را ارائه می‌دهد. این نرم‌افزار امکان شبیه‌سازی سیستم‌های پیچیده با عناصر پیشرفته مکانیکی مانند Inerter را فراهم می‌آورد. الگوریتم‌های بهینه‌سازی متنوعی از روش‌های کلاسیک تا پیشرفته در این نرم‌افزار پیاده‌سازی شده‌اند. قابلیت تحلیل حساسیت امکان ارزیابی تأثیر پارامترها بر عملکرد سیستم را فراهم می‌آورد و ابزارهای بصری‌سازی پیشرفته نمایش گرافیکی نتایج و تحلیل‌ها را ممکن می‌سازند. همچنین، سیستم گزارش‌دهی هوشمند امکان تولید گزارش‌های فنی جامع و حرفه‌ای را فراهم می‌آورد.

یکی از ویژگی‌های منحصر به فرد DeVana، انتشار به صورت کاملاً منبع باز است که اهمیت ویژه‌ای در توسعه علمی و فنی این حوزه دارد. این رویکرد منبع باز امکان دسترسی جهانی برای پژوهشگران و مهندسان در سراسر جهان را فراهم

می‌آورد و شفافیت علمی کاملی را تضمین می‌کند. هر پژوهشگر می‌تواند کد منبع را بررسی و اعتبارسنجی کند، که این امر به افزایش اعتماد به نتایج و روش‌های به کار رفته کمک می‌کند. رویکرد منبع باز همچنین تسهیل کننده همکاری بین تیم‌های پژوهشی مختلف است و امکان توسعه پایدار توسط جامعه علمی را فراهم می‌آورد. علاوه بر این، DeVana به عنوان یک منبع آموزشی ارزشمند برای دانشجویان و پژوهشگران عمل می‌کند که می‌توانند از طریق بررسی کد منبع، مفاهیم پیشرفته مهندسی را بیاموزند.

انتشار منبع باز DeVana می‌تواند تأثیرات گسترده‌ای بر جامعه علمی داشته باشد. مشارکت جامعه در بهبود و گسترش قابلیت‌ها منجر به توسعه سریع تر نرم‌افزار می‌شود. این رویکرد امکان ایجاد استانداردهای مشترک در طراحی DVA را فراهم می‌آورد و با فراهم آوردن ابزارهای عملی برای آموزش، به پیشرفت آموزشی در این حوزه کمک می‌کند. همچنین، امکان توسعه روش‌های جدید توسط تیم‌های مختلف از طریق همکاری‌های علمی، نوآوری مشارکتی را تقویت می‌کند و به پیشبرد دانش در حوزه کنترل ارتعاش کمک می‌کند.

فراتر از یک ابزار، نماینده تغییر پارادایم در طراحی DVA است. این نرم‌افزار انتقال از طراحی تجربی به طراحی مبتنی بر شبیه‌سازی را ممکن می‌سازد و فرآیند طراحی را از پیچیده به ساده تبدیل می‌کند. با پوشش طیف وسیعی از شرایط عملیاتی، رویکردهای محدود را به جامع تبدیل می‌کند و امکان طراحی تطبیقی و هوشمند را فراهم می‌آورد. این تغییر پارادایم نه تنها روش کار مهندسان را تغییر می‌دهد، بلکه استانداردهای طراحی را نیز متحول می‌کند. تأثیر DeVana بر صنعت و کاربردهای عملی نیز بسیار گسترده است. در صنایع خودروسازی، امکان طراحی سیستم‌های تعليق پیشرفته با استفاده از این نرم‌افزار فراهم می‌شود. صنایع دریایی می‌توانند از آن برای کنترل ارتعاش سازه‌های دریایی استفاده کنند و صنایع هوایی امکان بهینه‌سازی ساختارهای هوایی را خواهند داشت. در ساختمان‌سازی نیز این نرم‌افزار برای کنترل ارتعاش سازه‌های بلند کاربرد دارد و صنایع ماشین‌آلات می‌توانند از آن برای بهبود عملکرد ماشین‌آلات صنعتی بهره ببرند. این کاربردهای گسترده نشان‌دهنده اهمیت استراتژیک این نرم‌افزار در توسعه فناوری‌های صنعتی است.

۴-۶ چشم‌اندازهای آینده و مسیرهای پژوهشی

جهت‌گیری‌های پژوهشی آینده می‌تواند در چندین مسیر توسعه یابد. توسعه روش‌شناسی چندمعیاره امکان ارزیابی جامع‌تر عملکرد سیستم‌ها را فراهم می‌آورد و استفاده از الگوریتم‌های هوشمند مبتنی بر هوش مصنوعی می‌تواند فرآیند طراحی خودکار را متحول کند. روش‌های آماری پیشرفته نیز امکان مدیریت بهتر عدم قطعیت در نتایج بهینه‌سازی را فراهم می‌آورد و تحلیل چندفیزیکی امکان مدل‌سازی همزمان ارتعاش با سایر پدیده‌های فیزیکی مانند حرارت و جریان سیالات را ممکن می‌سازد.

از نظر کاربردهای پیشرفته، توسعه سیستم‌های هوشمند و تطبیقی امکان ایجاد DVA‌های خودتنظیم شونده را فراهم می‌آورد. کاربردهای پژوهشی می‌توانند از کنترل ارتعاش در تجهیزات پژوهشی پیشرفته بهره ببرند و انرژی‌های تجدیدپذیر مانند توربین‌های بادی و خورشیدی نیز می‌توانند از این فناوری برای کنترل ارتعاش بهره گیرند. حتی در حوزه نوتكنولوژی، امکان کاربرد این روش‌ها در نانوساختارها و مواد هوشمند وجود دارد که می‌تواند مرزهای دانش مهندسی را گسترش دهد.

توسعه نرم‌افزار DeVana نیز مسیرهای متنوعی پیش رو دارد. گسترش قابلیت‌ها شامل ادغام با سیستم‌های کنترل نیمه‌فعال و سنسورهای پیشرفته است که امکان نظارت و کنترل بلادرنگ ارتعاش را فراهم می‌آورد. توسعه قابلیت‌های یادگیری ماشین امکان پیش‌بینی و خودآموزی سیستم را ممکن می‌سازد و تحلیل بزرگ‌داده امکان پردازش داده‌های تجربی بزرگ‌مقیاس را فراهم می‌آورد. همچنین، توسعه محیط‌های طراحی تعاملی مبتنی بر واقعیت مجازی می‌تواند تجربه کاربری را متحول کند.

توسعه جامعه کاربری نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. توسعه آموزش‌های جامع و راهنمایها امکان یادگیری بهتر روش‌ها را فراهم می‌آورد و ایجاد انجمان کاربری فعال می‌تواند جامعه توسعه‌دهنگان و کاربران را تقویت کند. همکاری‌های بین‌المللی با دانشگاه‌ها و شرکت‌های جهانی نیز امکان گسترش جهانی این فناوری را فراهم می‌آورد و برنامه‌های حمایتی می‌توانند پشتیبانی فنی و آموزشی کاملی ارائه دهند.

۵-۶ تأثیر علمی و مهندسی پژوهش

این پژوهش با معرفی چارچوب DPS و معیار PS، روش‌شناسی جدیدی در حوزه کنترل ارتعاش ارائه نموده که تأثیرات گسترده‌ای بر دانش مهندسی مکانیک دارد. توسعه نظریه کنترل ارتعاش از طریق گسترش مفاهیم نظری، پیشرفت روش‌های عددی با معرفی تکنیک‌های جدید بهینه‌سازی، بهبود مدل‌سازی با توسعه مدل‌های پیشرفته دینامیکی و نوین‌سازی طراحی با ایجاد رویکردهای جدید طراحی سیستم از جمله دستاوردهای این پژوهش است.

تأثیر این پژوهش بر آموزش مهندسی نیز بسیار چشمگیر است. فراهم آوردن ابزارهای عملی برای دانشجویان امکان یادگیری عملی مفاهیم پیشرفته را فراهم می‌آورد. امکان انجام آزمایش‌های مجازی پیچیده به دانشجویان اجازه می‌دهد تا بدون نیاز به تجهیزات گران‌قیمت، مفاهیم پیچیده را تجربه کنند. توسعه مهارت‌های مدرن تحلیل و طراحی نیز دانشجویان را برای چالش‌های مهندسی آینده آماده می‌کند و ایجاد زمینه برای پژوهش‌های پیشرفته‌تر انگیزشی برای ادامه مسیر پژوهشی فراهم می‌آورد.

از نظر تأثیر اقتصادی، این پژوهش مزایای قابل توجهی ارائه می‌دهد. کاهش هزینه‌های طراحی از طریق کاهش زمان و هزینه توسعه محصولات، افزایش بهره‌وری با بهبود عملکرد ماشین‌آلات صنعتی، کاهش هزینه‌های نگهداری با

کاهش خرابی‌ها و نیاز به تعمیر، و بازگشت سریع سرمایه‌گذاری در توسعه از جمله این مزایا هستند. این مزایای اقتصادی می‌توانند تأثیرات گسترده‌ای بر صنعت داشته باشند و رقابت‌پذیری شرکت‌ها را افزایش دهند.

تأثیر اجتماعی این پژوهش نیز بسیار مهم است. کاهش خطر حوادث ناشی از ارتعاش از طریق بهبود اینمی عمومی، بهبود شرایط کاری در محیط‌های صنعتی از طریق کاهش بهداشت محیط کار، کاهش آلودگی صوتی و ارتعاشی که به کیفیت زندگی کمک می‌کند، و پیشرفت فناوری‌های ملی در حوزه کنترل ارتعاش از جمله این تأثیرات اجتماعی هستند. این پژوهش نشان می‌دهد که پیشرفت‌های علمی می‌توانند هم‌زمان به توسعه اقتصادی و بهبود کیفیت زندگی جامعه کمک کنند.

۶-۶ بازتاب نهایی و توصیه‌های کاربردی

این پژوهش با ارائه چارچوب DPS و نرم‌افزار DeVana گامی مهم در جهت توسعه فناوری‌های ملی در حوزه کنترل ارتعاش برداشته است. نوآوری‌های ارائه شده نه تنها از نظر علمی ارزشمند هستند، بلکه قابلیت تبدیل به فناوری‌های کاربردی را نیز دارا می‌باشند. معرفی چارچوب DPS به عنوان روشی کارآمد و دقیق، ارائه نرم‌افزار DeVana به عنوان ابزار طراحی پیشرفته، توسعه معیار PS و روش‌های تحلیل آماری، و ارائه راهکارهای عملی برای چالش‌های صنعتی از جمله دستاوردهای کلیدی این پژوهش هستند.

برای پژوهشگران، گسترش چارچوب DPS برای کاربردهای پیشرفته‌تر، انجام آزمایش‌های گسترده برای تأیید مدل‌ها، ارزیابی در برابر روش‌های نوظهور، و گسترش پایه‌های نظری ارائه شده توصیه می‌شود. این رویکردها می‌توانند به توسعه دانش در این حوزه کمک کنند و زمینه‌ساز پژوهش‌های پیشرفته‌تر باشند.

برای مهندسان و طراحان، بهره‌گیری از قابلیت‌های نرم‌افزار DeVana در طراحی، فرآگیری روش‌های پیشرفته طراحی DVA، پیاده‌سازی نتایج در پروژه‌های صنعتی، و مشارکت در توسعه و بهبود ابزارها توصیه می‌شود. این اقدامات می‌توانند به بهبود کیفیت طراحی و افزایش کارایی فرآیندهای مهندسی کمک کنند.

برای صنعتگران و مدیران، حمایت از توسعه ابزارهای طراحی پیشرفته از طریق سرمایه‌گذاری در فناوری، توسعه مهارت‌های تخصصی نیروی انسانی در کنترل ارتعاش، بهره‌گیری از DeVana در فرآیند تولید، و ایجاد partnerships با دانشگاه‌ها برای توسعه فناوری توصیه می‌شود. این رویکردها می‌توانند به افزایش رقابت‌پذیری و بهره‌وری صنعتی کمک کنند.

این پژوهش نشان می‌دهد که با ترکیب رویکردهای علمی پیشرفته، روش‌های عددی کارآمد و ابزارهای نرم‌افزاری مدرن، می‌توان چالش‌های پیچیده مهندسی را به شیوه‌ای مؤثر و کارآمد حل نمود. نرم‌افزار DeVana به عنوان یک دستاوردهای کلیدی، نه تنها ابزاری برای حل مسائل فعلی است، بلکه بستری برای نوآوری و توسعه آینده در حوزه طراحی

DVA فراهم می‌آورد.

آینده روش این حوزه، در توسعه مستمر ابزارها، گسترش روش‌ها و همکاری گسترده علمی و صنعتی نهفته است.

پژوهش حاضر امیدوار است که با ارائه این چارچوب نوین، زمینه‌ساز پیشرفت‌های بیشتری در حوزه کنترل ارتعاش و مهندسی مکانیک باشد و به توسعه فناوری‌های ملی در این زمینه کمک کند.

با تأکید ویژه بر اهمیت نرم‌افزار DeVana به عنوان یک ابزار منبع‌باز و قابل گسترش، این پژوهش فراخوانی است برای همکاری گسترده علمی و توسعه مستمر فناوری‌های کنترل ارتعاش در کشور و جهان. DeVana نه تنها یک نرم‌افزار است، بلکه نماینده آینده طراحی هوشمند و کارآمد DVA در جهان مدرن مهندسی است. این ابزار منبع‌باز با قابلیت گسترش فراوان، می‌تواند استانداردهای طراحی را متحول کند و بسترهای نوآوری‌های آینده فراهم آورد. توسعه پایدار این نرم‌افزار توسط جامعه علمی جهانی می‌تواند به پیشرفت‌های چشمگیری در حوزه کنترل ارتعاش منجر شود و مزهای دانش مهندسی را گسترش دهد.

کتاب نامہ

- [1] Semi-actively controlled suspension system of railway vehicle. 12
- [2] Metaheuristic-based structural control methods and comparison of applications. *Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms for Engineering Optimization Applications*, pages 251–276, 2021. 11
- [3] Ahmad, Mohamad Faiz, Isa, Nor Ashidi Mat, Lim, Wei Hong, and Ang, Koon Meng. Differential evolution: A recent review based on state-of-the-art works. *Alexandria Engineering Journal*, 61(5):3831–3872, 2022. 13
- [4] AL-Shudeifat, Mohammad A and Saeed, Adnan S. Comparison of a modified vibro-impact nonlinear energy sink with other kinds of ness. *Meccanica*, 56:735–752, 2021. 9
- [5] Aladwani, A and Nouh, M. Mechanics of metadamping in flexural dissipative metamaterials: analysis and design in frequency and time domains. *International journal of mechanical sciences*, 173:105459, 2020. 7
- [6] Ali, Shaikh Faruque. *Semi-active control of earthquake induced vibrations in structures using MR dampers: algorithm development, experimental verification and benchmark applications*. PhD thesis, 2008. 12
- [7] Ali, Sk Faruque and Ramaswamy, Ananth. Optimal fuzzy logic control for mdof structural systems using evolutionary algorithms. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 22(3):407–419, 2009. 12
- [8] Alotta, Gioacchino and Failla, Giuseppe. Improved inerter-based vibration absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 192:106087, 2021. 9
- [9] Asami, Toshihiko and Nishihara, Osamu. H 2 optimization of the three-element type dynamic vibration absorbers. *J. Vib. Acoust.*, 124(4):583–592, 2002. 5

- [10] Asami, Toshihiko, Nishihara, Osamu, and Baz, Amr M. Analytical solutions to $h\infty$ and h^2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems. *J. Vib. Acoust.*, 124(2):284–295, 2002. [ج](#), [5](#), [49](#), [50](#)
- [11] Bab, S, Khadem, SE, Mahdiabadi, MK, and Shahgholi, M. Vibration mitigation of a rotating beam under external periodic force using a nonlinear energy sink (nes). *Journal of Vibration and Control*, 23(6):1001–1025, 2017. [8](#)
- [12] Balaji, Palani Selvaraj and Karthik SelvaKumar, K. Applications of nonlinearity in passive vibration control: a review. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 9:183–213, 2021. [13](#)
- [13] Bishop, RED and Welbourn, DB. The problem of the dynamic vibration absorber. *Engineering, London*, 174:769, 1952. [3](#), [5](#)
- [14] Brock, John E. A note on the damped vibration absorber. 1946. [3](#)
- [15] Carter, WJ and Liu, FC. Steady-state behavior of nonlinear dynamic vibration absorber. 1961. [4](#)
- [16] Casciati, Fabio, Rodellar, Jose, and Yildirim, Umut. Active and semi-active control of structures—theory and applications: A review of recent advances. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 23(11):1181–1195, 2012. [11](#), [12](#)
- [17] Chang, James CH and Soong, Tsu T. Structural control using active tuned mass dampers. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 106(6):1091–1098, 1980. [11](#), [34](#), [35](#)
- [18] Chaudhary, AS, Nandanwar, YN, and Mungale, NG. A review on optimization of design of tuned mass dampers. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 1913, page 012003, 2021. [13](#)
- [19] Chavan, Shantanu H. *Programming the Bistable Dynamic Vibration Absorbers of a 1D-Metastructure for Adaptive Broadband Vibration Absorption*. PhD thesis, 2023. [7](#)
- [20] Chen, Michael ZQ and Hu, Yinlong. *Inerter and its application in vibration control systems*. Springer, 2019. [10](#)

- [21] Chesne, Simon, Inquieté, G, Cranga, P, Legrand, F, and Petitjean, B. Innovative hybrid mass damper for dual-loop controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 115:514–523, 2019. 11
- [22] Chey, Min Ho. Passive and semi-active tuned mass damper building systems. 2007. 11
- [23] Chowdhury, Sudip, Banerjee, Arnab, and Adhikari, Sondipon. A critical review on inertially-amplified passive vibration control devices. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 31(4):2139–2175, 2024. 10
- [24] Christenson, Richard Edward. *Semiactive control of civil structures for natural hazard mitigation: analytical and experimental studies*. University of Notre Dame, 2002. 11
- [25] Chun, Semin, Lee, Youngil, and Kim, Tae-Hyoung. H^∞ optimization of dynamic vibration absorber variant for vibration control of damped linear systems. *Journal of sound and vibration*, 335:55–65, 2015. 7
- [26] Clark, Allen J et al. Multiple passive tuned mass dampers for reducing earthquake induced building motion. In *Proceedings of the 9th world conference on earthquake engineering*, volume 5, pages 779–784, 1988. 5, 7
- [27] Colherinhos, Gino B, de Moraes, Marcus VG, Shzu, Maura AM, and Avila, Suzana M. Optimal pendulum tuned mass damper design applied to high towers using genetic algorithms: Two-dof modeling. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 19(10):1950125, 2019. 13
- [28] Demetriou, Demetris and Nikitas, Nikolaos. A novel hybrid semi-active mass damper configuration for structural applications. *Applied Sciences*, 6(12):397, 2016. 12
- [29] Den Hartog, Jacob Pieter. *Mechanical vibrations*. Courier Corporation, 1985. 3
- [30] El-Khoury, Omar and Adeli, Hojjat. Recent advances on vibration control of structures under dynamic loading. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 20:353–360, 2013. 11
- [31] Eroglu, Mehmet Ali. *Observer based control of an magnetorheological damper*. PhD thesis, 2013. 12

- [32] Etedali, Sadegh and Rakhshani, Hojjat. Optimum design of tuned mass dampers using multi-objective cuckoo search for buildings under seismic excitations. *Alexandria engineering journal*, 57(4):3205–3218, 2018. 13
- [33] Fahimi Farzam, Maziar, Ajori, Shahram, Hojat Jalali, Himan, and Najmeddine, Rim. Seismic performance assessment of optimal tandem-based tuned mass damper inerters. *Buildings*, 15(9):1441, 2025. 9
- [34] Falcon, KC, Stone, BJ, Simcock, WD, and Andrew, C. Optimization of vibration absorbers: a graphical method for use on idealized systems with restricted damping. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 9(5):374–381, 1967. 5
- [35] Frahm, Hermann. Device for damping vibrations of bodies. 1911. 2, 3
- [36] Frandsen, JB. Numerical predictions of tuned liquid tank structural systems. *Journal of Fluids and Structures*, 20(3):309–329, 2005. 6
- [37] Geng, Xiao-Feng, Ding, Hu, Ji, Jin-Chen, Wei, Ke-Xiang, Jing, Xing-Jian, and Chen, Li-Qun. A state-of-the-art review on the dynamic design of nonlinear energy sinks. *Engineering Structures*, 313:118228, 2024. 9
- [38] Georgiades, Fotios and Vakakis, Alexander F. Passive targeted energy transfers and strong modal interactions in the dynamics of a thin plate with strongly nonlinear attachments. *International Journal of Solids and Structures*, 46(11-12):2330–2353, 2009. 8
- [39] Georgiades, Fotios, Vakakis, Alexander F, and Kerschen, Gaetan. Broadband passive targeted energy pumping from a linear dispersive rod to a lightweight essentially non-linear end attachment. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 42(5):773–788, 2007. 8
- [40] Ghaedi, Khaled, Ibrahim, Zainah, Adeli, Hojjat, and Javanmardi, Ahad. Invited review: Recent developments in vibration control of building and bridge structures. *Journal of Vibroengineering*, 19(5):3564–3580, 2017. 9
- [41] Guo, Muxuan, Tang, Lihua, Mace, Brian, and Inman, Daniel J. Vibration suppression performance of parallel magnetic nonlinear energy sinks under impulse excitations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 222:111810, 2025. 9

- [42] Gzal, Majdi O, Gendelman, Oleg V, Bergman, Lawrence A, and Vakakis, Alexander F. Enhanced seismic mitigation through energy management using nonlinear energy sinks with clearance–contacts. *Nonlinear Dynamics*, pages 1–22, 2024. 9
- [43] Habib, Giuseppe, Kádár, Fanni, and Papp, Bálint. Impulsive vibration mitigation through a nonlinear tuned vibration absorber. *Nonlinear Dynamics*, 98:2115–2130, 2019. 8
- [44] Habib, Giuseppe and Romeo, Francesco. Tracking modal interactions in nonlinear energy sink dynamics via high-dimensional invariant manifold. *Nonlinear Dynamics*, 103(4):3187–3208, 2021. 8
- [45] Hasheminejad, Seyyed M, Lissek, Hervé, and Vesal, Rahim. Energy harvesting and inter-floor impact noise control using an optimally tuned hybrid damping system. *Acta Acustica*, 8:42, 2024. 10
- [46] Housner, GWea, Bergman, Lawrence A, Caughey, T Kf, Chassiakos, Anastasios G, Claus, Richard O, Masri, Sami F, Skelton, Robert E, Soong, TT, Spencer, BF, and Yao, James TP. Structural control: past, present, and future. *Journal of engineering mechanics*, 123(9):897–971, 1997. 11, 34, 35
- [47] Huang, Xingbao and Yang, Bintang. Towards novel energy shunt inspired vibration suppression techniques: principles, designs and applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 182:109496, 2023. 10
- [48] Igusa, Takeru and Xu, Kangming. Vibration control using multiple tuned mass dampers. *Journal of sound and vibration*, 175(4):491–503, 1994. 5, 7
- [49] Jangid, RS. Optimum tuned inerter damper for base-isolated structures. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 9(7):1483–1497, 2021. 9
- [50] Jia, Yu. Review of nonlinear vibration energy harvesting: Duffing, bistability, parametric, stochastic and others. *Journal of intelligent material systems and structures*, 31(7):921–944, 2020. 8
- [51] Jiang, Junqi, Weng, Shun, Luo, Hao, and Zhu, Hongping. Optimal design of a novel tuned mass rate-independent damper for structural vibration suppression. *Meccanica*, pages 1–16, 2025. 9

- [52] Kashani, Armin Hajighasem, Halabian, Amir Mahdi, and Asghari, Keyvan. A numerical study of tuned liquid damper based on incompressible sph method combined with tmd analogy. *Journal of Fluids and Structures*, 82:394–411, 2018. 6
- [53] Kecik, Krzysztof. Nonlinear dynamics and energy recovery of a vibration absorber/harvester system with an adaptive suspension. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 10(6):2241–2250, 2022. 8
- [54] Kim, Hyun-Su, Chang, Chunho, and Kang, Joo-Won. Control performance evaluation of semi-active tmd subjected to various types of loads. *International Journal of Steel Structures*, 15:581–594, 2015. 12
- [55] Kim, Hyun-Su and Kang, Joo-Won. Semi-active fuzzy control of a wind-excited tall building using multi-objective genetic algorithm. *Engineering Structures*, 41:242–257, 2012. 12
- [56] Koutsoloukas, Lefteris, Nikitas, Nikolaos, and Aristidou, Petros. Passive, semi-active, active and hybrid mass dampers: A literature review with associated applications on building-like structures. *Developments in the Built Environment*, 12:100094, 2022. 7
- [57] Lavan, Oren. Multi-objective optimal design of tuned mass dampers. *Structural Control and Health Monitoring*, 24(11):e2008, 2017. 13
- [58] Lee, Sung-Kyung, Park, Eun Churn, Min, Kyung-Won, Lee, Sang-Hyun, Chung, Lan, and Park, Ji-Hun. Real-time hybrid shaking table testing method for the performance evaluation of a tuned liquid damper controlling seismic response of building structures. *Journal of Sound and Vibration*, 302(3):596–612, 2007. 6
- [59] Li, Haiqin, Li, Shaohua, Zhang, Zhiyong, Xiong, Huai, and Ding, Qian. Effectiveness of vibro-impact nonlinear energy sinks for vibration suppression of beams under traveling loads. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 223:111861, 2025. 8
- [60] Li, Hong-Nan and Zhao, Dahai. Fuzzy control of structure for semi-active friction damper using ga. In *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, volume 47594, pages 277–283, 2006. 12

- [61] Li, Ming, Yu, Dong, Li, Yanqi, Liu, Xiaohui, and Dai, Fuhong. A bi-stable device for simultaneous vibration absorption and energy harvesting using bi-stable piezoelectric composite laminate. *Composite Structures*, 314:116971, 2023. 10
- [62] Li, Xiang, Mojahed, Alireza, Wang, Chongan, Chen, Li-Qun, Bergman, Lawrence A, and Vakakis, Alexander F. Irreversible energy transfers in systems with particle impact dampers. *Nonlinear Dynamics*, 112(1):35–58, 2024. 8
- [63] Liedes, Toni. Improving the performance of the semi-active tuned mass damper. 2009. 12
- [64] Lizunov, Petro, Pogorelova, Olga, and Postnikova, Tetyana. Comparison of the performance and dynamics of the asymmetric single-sided and symmetric double-sided vibro-impact nonlinear energy sinks with optimized designs. *International Journal of Mechanical System Dynamics*, 4(3):303–316, 2024. 9
- [65] Lu, Ze-Qi, Chen, Xing-Yu, Tan, Dong-Dong, Zhang, Fei-Yang, Ding, Hu, and Chen, Li-Qun. A hybrid linear dynamic absorber and nonlinear energy sink for broadband absorption of a circular ring. *Nonlinear Dynamics*, 112(2):903–923, 2024. 9
- [66] Marian, Laurentiu and Giaralis, Agathoklis. Optimal design of a novel tuned mass-damper–inerter (tmdi) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 38:156–164, 2014. 9
- [67] Masa’id, Aji, Lenggana, Bhre Wangsa, Ubaidillah, U, Susilo, Didik Djoko, and Choi, Seung-Bok. A review on vibration control strategies using magnetorheological materials actuators: Application perspective. In *Actuators*, volume 12, page 113, 2023. 12
- [68] Mayer, Dirk, Herold, Sven, Kauba, Michael, and Koch, Thorsten. Approaches for distributed active and passive vibration compensation. In *Proceedings of ISMA*, volume 24, pages 22–09, 2010. 7
- [69] Mohebbi, Mohtasham, Shakeri, Kazem, Ghanbarpour, Yavar, and Majzoub, Hossein. Designing optimal multiple tuned mass dampers using genetic algorithms (gas) for mitigating the seismic response of structures. *Journal of Vibration and Control*, 19(4):605–625, 2013. 13

- [70] Morales-Beltran, Mauricio and Paul, Joop. Active and semi-active strategies to control building structures under large earthquake motion. *Journal of Earthquake Engineering*, 19(7):1086–1111, 2015. 11
- [71] Nagarajaiah, S. Adaptive passive, semiactive, smart tuned mass dampers: identification and control using empirical mode decomposition, hilbert transform, and short-term fourier transform. *Structural Control and Health Monitoring: The Official Journal of the International Association for Structural Control and Monitoring and of the European Association for the Control of Structures*, 16(7-8):800–841, 2009. 12
- [72] Nagarajaiah, Satish and Varadarajan, Nadathur. Short time fourier transform algorithm for wind response control of buildings with variable stiffness tmd. *Engineering Structures*, 27(3):431–441, 2005. 12
- [73] Nguyen, Xuan Bao. *MODELING AND SEMI-ACTIVE VIBRATION CONTROL OF STRUCTURES USING MAGNETORHEOLOGICAL ELASTOMERS*. PhD thesis, 2018. 12
- [74] Nishihara, Osamu and Asami, Toshihiko. Closed-form solutions to the exact optimizations of dynamic vibration absorbers (minimizations of the maximum amplitude magnification factors). *J. Vib. Acoust.*, 124(4):576–582, 2002. 4
- [75] Nouh, M, Aldraihem, O, and Baz, A. Vibration characteristics of metamaterial beams with periodic local resonances. *Journal of Vibration and Acoustics*, 136(6):061012, 2014. 7
- [76] Ormondroyd, J and Den Hartog, JP. The theory of the dynamic vibration absorber. *Journal of Fluids Engineering*, 49(2), 1928. 2, 3
- [77] Pai, P Frank, Peng, Hao, and Jiang, Shuyi. Acoustic metamaterial beams based on multi-frequency vibration absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 79:195–205, 2014. 7
- [78] Parseh, Masoumeh, Dardel, Morteza, and Ghasemi, Mohammad Hassan. Performance comparison of nonlinear energy sink and linear tuned mass damper in steady-state dynamics of a linear beam. *Nonlinear Dynamics*, 81:1981–2002, 2015. 9

- [79] Pastia, Cristian and Luca, Septimiu-George. Vibration control of a frame structure using semi-active tuned mass damper. *Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Sectia Constructii, Arhitectura*, 59(4):31, 2013. 12
- [80] Peng, GangRou. *Development of MR fluid damper for motorcycle steering*. PhD thesis, 2011. 12
- [81] Qiu, Donghai. *Theoretical and experimental study of tuned nonlinear energy sink: application to passive vibration control*. PhD thesis, 2018. 9, 10
- [82] Quinn, D Dane, Vakakis, Alexander F, and Bergman, Lawrence A. Effective stiffening and damping enhancement of structures with strongly nonlinear local attachments.”. 2013. 8
- [83] Rahimi, Fatemeh, Aghayari, Reza, and Samali, Bijan. Application of tuned mass dampers for structural vibration control: a state-of-the-art review. *Civil Engineering Journal*, 6(8):1622–1651, 2020. 11
- [84] Raze, Ghislain and Kerschen, Gaëtan. Multimodal vibration damping of nonlinear structures using multiple nonlinear absorbers. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 119:103308, 2020. 8
- [85] Sadek, Fahim, Mohraz, Bijan, Taylor, Andrew W, and Chung, Riley M. A method of estimating the parameters of tuned mass dampers for seismic applications. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 26(6):617–635, 1997. 5
- [86] Saeed, Adnan S, Abdul Nasar, Rafath, and AL-Shudeifat, Mohammad A. A review on nonlinear energy sinks: designs, analysis and applications of impact and rotary types. *Nonlinear Dynamics*, 111(1):1–37, 2023. 6, 8
- [87] Shami, Tareq M, El-Saleh, Ayman A, Alswaitti, Mohammed, Al-Tashi, Qasem, Summakieh, Mhd Amen, and Mirjalili, Seyedali. Particle swarm optimization: A comprehensive survey. *Ieee Access*, 10:10031–10061, 2022. 13
- [88] Shamseldin, Ahmed, Abido, Mohammad A, and Alofi, Abdulrahman. Ai-driven optimization of dynamic vibration absorbers with hydraulic amplifier and mechanical inerter integration. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 10:1464692, 2024. 13

- [89] Smith, Malcolm C. The inerter: a retrospective. *Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems*, 3(1):361–391, 2020. 9, 10
- [90] Soong, TT, Reinhorn, AM, Wang, Yen-Po, and Lin, RC. Full-scale implementation of active control. i: Design and simulation. *Journal of Structural Engineering*, 117(11):3516–3536, 1991. 11
- [91] Stanikzai, Mohammad H, Elias, Said, and Chae, Yunbyeong. Recent advances in hybrid vibration-control systems. *Practice Periodical on Structural Design and Construction*, 27(3):03122003, 2022. 11
- [92] Su, Ning, Bian, Jing, Peng, Shitao, Chen, Zhaoqing, and Xia, Yi. Analytical optimal design of inerter-based vibration absorbers with negative stiffness balancing static amplification and dynamic reduction effects. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 192:110235, 2023. 10
- [93] Sun, Chao and Jahangiri, VJMS. Bi-directional vibration control of offshore wind turbines using a 3d pendulum tuned mass damper. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 105:338–360, 2018. 6
- [94] Sun, LM, Fujino, Y, Chaiseri, P, and Pacheco, BM. The properties of tuned liquid dampers using a tmd analogy. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 24(7):967–976, 1995. 6
- [95] Thompson, AG. Optimum tuning and damping of a dynamic vibration absorber applied to a force excited and damped primary system. *Journal of Sound and Vibration*, 77(3):403–415, 1981. 4
- [96] Treacy, Collin, Stein, Dalton, and Chelidze, David. Irrational nonlinearity enhances the targeted energy transfer in a rotary nonlinear energy sink. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 19(6), 2024. 9
- [97] Tsai, Hsiang-Chuan and Lin, Guan-Cheng. Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 22(11):957–973, 1993. 5
- [98] Vakakis, Alexander F. Inducing passive nonlinear energy sinks in vibrating systems. *J. Vib. Acoust.*, 123(3):324–332, 2001. 8

- [99] Vakakis, Alexander F, Gendelman, Oleg V, Bergman, Lawrence A, Mojahed, Alireza, and Gzal, Majdi. Nonlinear targeted energy transfer: state of the art and new perspectives. *Nonlinear Dynamics*, 108(2):711–741, 2022. 8
- [100] Wang, Jingjing, Wierschem, Nicholas, Spencer Jr, Billie F, and Lu, Xilin. Numerical and experimental study of the performance of a single-sided vibro-impact track nonlinear energy sink. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 45(4):635–652, 2016. 8
- [101] Wang, Qiang, Zhou, Jiaxi, Wang, Kai, Gao, Jinghang, Lin, Qida, Chang, Yaopeng, Xu, Daolin, and Wen, Guilin. Dual-function quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber: low-frequency vibration mitigation and energy harvesting. *Applied Mathematical Modelling*, 116:636–654, 2023. 10
- [102] Wang, Xiaoran, He, Tian, Shen, Yongjun, Shan, Yingchun, and Liu, Xiandong. Parameters optimization and performance evaluation for the novel inerter-based dynamic vibration absorbers with negative stiffness. *Journal of sound and Vibration*, 463:114941, 2019. 10
- [103] Wei, Shuaiqiang, Wang, Xinwei, Huang, Chunxin, and Wang, Zhihao. Comparative analysis of seismic-induced vibration response control in multi-inerter-negative stiffness damped outrigger systems. *Buildings*, 15(3):441, 2025. 9
- [104] Wierschem, Nicholas E, Luo, Jie, Al-Shudeifat, Mohammad, Hubbard, Sean, Ott, Richard, Fahnestock, Larry A, Quinn, D Dane, McFarland, D Michael, Spencer Jr, BF, Vakakis, Alexander, et al. Experimental testing and numerical simulation of a six-story structure incorporating two-degree-of-freedom nonlinear energy sink. *Journal of Structural Engineering*, 140(6):04014027, 2014. 8
- [105] Wierschem, Nicholas Edward. *Targeted energy transfer using nonlinear energy sinks for the attenuation of transient loads on building structures*. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2014. 8
- [106] Wu, Zhenhang. *Improved design of nonlinear energy sink: application to passive vibration control*. PhD thesis, 2022. 9
- [107] Wu, Zhenhang, Seguy, Sébastien, and Paredes, Manuel. Estimation of energy pumping time in bistable nonlinear energy sink and experimental validation. *Journal of Vibration and Acoustics*, 144(5):051004, 2022. 9

- [108] Yamaguchi, Hiroki and Harnpornchai, Napat. Fundamental characteristics of multiple tuned mass dampers for suppressing harmonically forced oscillations. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 22(1):51–62, 1993. 12
- [109] Yan, Luyue, Li, Yi, Chang, Wen-Shao, and Huang, Haoyu. Seismic control of cross laminated timber (clt) structure with shape memory alloy-based semi-active tuned mass damper (sma-stmd). In *Structures*, volume 57, page 105093, 2023. 12
- [110] Yang, Fan, Sedaghati, Ramin, and Esmailzadeh, Ebrahim. Optimal design of distributed tuned mass dampers for passive vibration control of structures. *Structural Control and Health Monitoring*, 22(2):221–236, 2015. 7
- [111] Yang, Haixu, Yang, Baolei, Wang, Haibiao, Zhang, Maohua, and Ni, Songyuan. Research on dynamic characteristics of joint of rc frame structure with nes. *Sustainability*, 14(18):11229, 2022. 9
- [112] Yao, Hongliang, Cao, Yanbo, Wang, Yuwei, and Wen, Bangchun. A tri-stable nonlinear energy sink with piecewise stiffness. *Journal of Sound and Vibration*, 463:114971, 2019. 8
- [113] Yao, Hongliang, Wang, Yuwei, Cao, Yanbo, and Wen, Bangchun. Multi-stable nonlinear energy sink for rotor system. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 118:103273, 2020. 8
- [114] Yu, Wen and Thenozhi, Suresh. *Active structural control with stable fuzzy PID techniques*. Springer, 2016. 11
- [115] Yuan, Miao, Liu, Kefu, and Sadhu, Ayan. Simultaneous vibration suppression and energy harvesting with a non-traditional vibration absorber. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 29(8):1748–1763, 2018. 10
- [116] Zhang, Han, Wang, Liangkun, and Shi, Weixing. Seismic control of adaptive variable stiffness intelligent structures using fuzzy control strategy combined with lstm. *Journal of Building Engineering*, 78:107549, 2023. 12
- [117] Zhang, Yu, Tang, Lihua, and Liu, Kefu. Piezoelectric energy harvesting with a nonlinear energy sink. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 28(3):307–322, 2017. 8

- [118] Zhang, Zili. Understanding and exploiting the nonlinear behavior of tuned liquid dampers (tlds) for structural vibration control by means of a nonlinear reduced-order model (rom). *Engineering Structures*, 251:113524, 2022. 6
- [119] Zhang, Zili, Nielsen, Søren RK, Basu, Biswajit, and Li, Jie. Nonlinear modeling of tuned liquid dampers (tlds) in rotating wind turbine blades for damping edgewise vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 59:252–269, 2015. 6
- [120] Zhe-ming, Chen, Peng, Wang, Jiang-hua, Fu, and Bao, Chen. Application of sa-pso algorithm in parameter optimization of dynamic vibration absorber. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, volume 267, page 042174, 2019. 14
- [121] Zheng, Yi-Lin, Li, Lu-Yu, and Zhang, Tian-Jiao. Energy analysis and optimization of inerter-based systems. *Journal of Vibration and Control*, 28(9-10):985–997, 2022. 10
- [122] Zheng, Zhiwei, Huang, Xiuchang, Su, Zhiwei, and Yang, Yong. $H\infty$ optimization of cubic stiffness nonlinear energy sink attached to a linear system. *Nonlinear Dynamics*, 111(17):15653–15673, 2023. 9
- [123] Zoka, Hooman and Afsharfard, Aref. Double stiffness vibration suppressor and energy harvester: an experimental study. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 121:1–13, 2019. 8, 10
- [124] Zuo, Lei and Nayfeh, Samir A. Optimization of the individual stiffness and damping parameters in multiple-tuned-mass-damper systems. *J. Vib. Acoust.*, 127(1):77–83, 2005. 7

واژه‌نامه فارسی به انگلیسی

الف

Hyperplane	ابر صفحه
Affine	آفین
.....	این یک لغت طولانی است
.....	This is a very long word

ق

Qaher Marufiazar	قاهر
Cairo	قاهره

و

First word	واژه‌ی اول
Second word	واژه‌ی دوم
Third word	واژه‌ی سوم
Forth word	واژه‌ی چهارم

واژه‌نامه‌ی انگلیسی به فارسی

C

Cairo قاهره

F

First word واژه‌ی اول

Forth word واژه‌ی چهارم

Q

Qaher Marufiazar قاهر

T

This is a very long word

..... این یک لغت طولانی است

پیوست الف

عنوان بخش پیوست وارد شود

محتوای بخش پیوست اول در اینجا قرار می‌گیرد.

چکیده

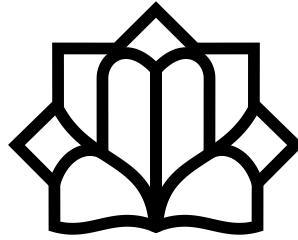
دیجیتالیزه شده (DVAs) میتوانند این روش را پذیرفته باشند. میتوانند همچنان
که در مقاله ایشان نوشته اند که این روش را برای این دسته از DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'DVA' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'DeVana' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'FRF' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.

برای این دسته از DVAs این روش را 'Decoupling Approach' میگویند.

برای این دسته از DVAs این روش را 'Singular Criteria' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'Meta Catalogue' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'DeVana' میگویند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.

برای این دسته از DVAs این روش را 'DeVana' معرفی کنند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'DVA' معرفی کنند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'FRF' معرفی کنند. این روش را برای DVAs معرفی کنند.
برای این دسته از DVAs این روش را 'Decoupling Approach' معرفی کنند.

متن مقاله اینجا قرار نمی‌گیرد. متن مقاله در فایل های دیجیتالی آنلاین در سایت اینجا قرار می‌گیرد.



University
of Kashan

Faculty of Mechanical Engineering
Department of Solid Mechanics - Applied Design

**M.Sc Thesis in
Mechanical Engineering–Solid Mechanics- Applied Design**

Thesis Title:

**Optimization of Dynamic Vibration
Absorber Parameters for
Multi-Degree-of-Freedom Systems**

Supervisors:

Dr. Mehdi Mohammadimehr

By

Mahan Dashti Gohari

September 2025