



## کنترلگر مقاوم و تطبیقی دستگاه آزمون پره توربین بادی

سید حسن قرشی خلیل آبادی<sup>۱</sup> و بهنام معتکف ایمانی<sup>۲\*</sup><sup>۱</sup> دانشجوی دوره دکتری، دانشگاه فردوسی مشهد، گروه مهندسی مکانیک<sup>۲</sup> استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، گروه مهندسی مکانیک

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۲/۱۵؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۴/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۷/۱۴

## چکیده

پره توربین بادی از مواد کامپوزیتی ساخته می‌شود و در معرض بارهای تصادفی نوسانی قرار می‌گیرد. انجام آزمون‌های پره کامل توربین بادی به دلیل اهمیت پره، رفتار پیچیده مواد کامپوزیتی به کار رفته و بارگذاری نوسانی با دامنه متغیر، الزامی است. سازندگان برای اطمینان از تحمل بارهای وارده، باید آزمون‌های استاتیکی و خستگی پره کامل توربین بادی را مطابق با استانداردهای بین‌المللی انجام دهند. در این پژوهش، دستگاه آزمون پره توربین بادی کوچک، معرفی گردیده است که توانمندی انجام آزمون‌های استاتیکی و خستگی مطابق با استانداردهای بین‌المللی را دارد. واحد کنترل این دستگاه برای انجام آزمون خستگی با بارگذاری بلوکی در محدوده فرکانس ۱ تا ۳ هرتز ارتقا داده شده است. کنترل‌گرهای تناسبی-انتهجالی و مقاوم برای دستگاه، طراحی و تحلیل شده‌اند. به علت عدم کارایی مناسب کنترل‌گرهای طراحی شده در ردیابی سیگنال مرجع، کنترل‌گر تطبیقی پیشخور بر مبنای الگوریتم زمان‌بندی بهره، طراحی و به کنترل‌گر مقاوم اضافه شده است. کنترل‌گر مقاوم، سبب جبران عدم قطعیت ناشی از عدم مدل سازی دینامیک فرکانس بالای سیستم و حذف اثر نویز اندازه‌گیری می‌شود. کنترل‌گر تطبیقی، عدم قطعیت فرکانس پایین سیستم را جبران می‌کند. آزمایشات متعدد انجام شده در محدوده فرکانسی مورد نظر، موید صحت عملکردی واحد کنترل توسعه یافته است.

**کلمات کلیدی:** آزمون پره، خستگی، بارگذاری بلوکی، کنترل مقاوم، کنترل تطبیقی.

## Robust and Adaptive Controller for Wind Turbine Blade Testing Machine

Hassan Ghorashi<sup>1</sup> and Behnam Moetakef<sup>2</sup><sup>1</sup> Ph.D. Student, Mech. Eng., Ferdowsi University of Mashhad, Iran<sup>2</sup> Prof., Mech. Eng., Ferdowsi University of Mashhad, Iran

## Abstract

The wind turbine blades are made of composite materials and subjected to severe operational loadings. The complexity of composite materials behavior along with variable amplitude loadings dictates the need for experimental setups which can conduct real part test as close as possible to in service loadings. In this regard, wind turbine blade manufacturers are obliged to perform standard ultimate and fatigue tests on their products. In this research a cost effective Blade Testing Machine (BTM) is proposed which is capable of conducting ultimate static and fatigue tests according to wind turbine blade standards. A new control unit is designed and implemented to track fatigue block loading in the frequency range of 1 to 3Hz. The main focus is on designing a controller to perform desired block loading fatigue tests with proper performance. PI and robust feedback controllers are designed and analyzed. Due to the poor robust performance, an adaptive feed forward controller is proposed based on the gain scheduling algorithm. The proposed robust controller compensates un-modeled high frequency dynamics and rejects measurement noises while the adaptive controller compensates low frequency uncertainty and improves reference tracking. Extensive experimentations in the desired frequency range confirm proper performance of the developed controller.

**Keywords:** Blade Testing, Fatigue, Block Loading, Robust Control, Adaptive Control

\* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۵۱-۳۸۸۰۴۴۳۰

آدرس پست الکترونیک: imani@um.ac.ir

## ۱- مقدمه

پره از مهمترین اجزای توربین بادی است که خرابی آن می‌تواند سبب تخریب کل توربین بادی و حتی محیط اطراف آن گردد [۱]. لذا امروزه آزمون‌های پره کامل برای اطمینان از توانایی آن در تحمل بارهای ثابت و نوسانی وارده در طول مدت عمر توربین بادی الزامی است. این آزمون‌ها، قابلیت اطمینان لازم را برای سازنده و طراحان توربین تضمین می‌کنند.

پره‌های توربین بادی در طول مدت عمر خود در معرض بارهای نوسانی با تعداد تکرار فراوان قرار دارند. تعداد سیکل بارگذاری برای یک پره توربین بادی در طول مدت ۲۰ سال عمر آن حدود،  $10^8$  تا  $10^9$  است [۱]. به خرابی سازه پره در اثر این بارهای نوسانی، خرابی خستگی یا شکست خستگی گفته می‌شود. به مدت زمان یا تعداد سیکل بار نوسانی نیز، عمر خستگی اطلاق می‌شود.

تحلیل فرآیند خستگی و محاسبه عمر نمونه، بسیار پیچیده است و مدل‌های ریاضی ارائه شده در این زمینه، باید با نتایج آزمون‌های عملی مطابق با استانداردهای معتبر تایید شود [۲ و ۳].

روش‌های مختلفی در زمینه تخمین عمر پره توربین بادی بیان گردیده که رایج‌ترین آن‌ها، استفاده از رابطه ماینر<sup>۱</sup> و استحکام باقیمانده<sup>۲</sup> است [۴ و ۱]. برای محاسبه عمر پره باید خواص خستگی مواد کامپوزیتی به کار رفته، تاریخچه بارهای وارد بر پره و نحوه توزیع تنش و کرنش در نقاط مختلف پره مشخص باشد. تاریخچه بارگذاری با استفاده از شبیه‌سازی رفتار توربین بادی محاسبه می‌شود [۵ و ۶].

آزمون خستگی پره براساس بار معادل، انجام و در طول مدت چند هفته اجرا می‌شود [۱]. بار معادل با استفاده از روابط ریاضی مربوط به خرابی ایجاد شده بر اثر بارگذاری شبیه‌سازی شده، محاسبه می‌شود. تحلیل خستگی معمولاً بر اساس دامنه، میانگین و فرکانس بارگذاری انجام می‌گیرد. مجموع بارهای متغیر وارد شده بر پره، به تعدادی بار نوسانی سینوسی شکل با دامنه، میانگین و تکرار مشخص تبدیل می‌شود. تاثیر این بارها بر سازه پره، معادل با خرابی ایجاد

شده توسط بارگذاری متغیر است. به بارگذاری نوسانی حاصل از اعمال تعدادی نیروی نوسانی با دامنه و میانگین ثابت، بارگذاری بلوکی اطلاق می‌شود [۷].

تخمین دقیق عمر پره توربین بادی به دلیل ماهیت تصادفی بارگذاری و پیچیدگی سازه کامپوزیتی پره، بسیار مشکل است [۸] و طراحان پره نیاز به آزمون‌های پره کامل مشابه با شرایط بارگذاری حالت واقعی دارند [۹ و ۱۰]. در این راستا، استانداردها و آیین‌نامه‌های بین‌المللی مانند، IEC 61400-23 [۱۱] و GL-2010 [۱۲] تدوین شده‌اند.

برای انجام آزمون پره بهتر است، ابتدا آزمون بارگذاری استاتیکی تا حد بار طراحی انجام شده، سپس آزمون خستگی اجرا شود [۱]. در آزمون خستگی، دامنه بارگذاری می‌تواند در طول آزمون مطابق با برنامه بارگذاری طراحی شده، تغییر کند. به عنوان مثال J. Paquete و همکاران [۱۳]، در آزمون خستگی پره ۹ متری، بعد از یک میلیون سیکل اولیه، به ازای هر نیم میلیون سیکل، ۱۰٪ اندازه دامنه نیروی نوسانی را افزایش داده‌اند.

بیشتر آزمایشگاه‌های بین‌المللی آزمون پره، مجهز به تجهیزات آزمون تک محور پره توربین بوده که به دو محور ارتقا داده شده‌اند. مهمترین مزایای آزمون تک محور، هزینه کمتر تجهیزات، قابلیت توزیع بهتر ممان خمشی و فرکانس بارگذاری بالاتر است [۱۴].

W. Musial و S. Larwood [۹]، انجام آزمون خستگی تک محور و دو محور را مقایسه کرده‌اند. روش تک محور نسبت به دو محور در تخمین عمر خستگی، محافظه کارانه‌تر است. البته در این پژوهش، آزمون پره با بارگذاری نوسانی دامنه ثابت انجام شده است که این امر می‌تواند در تخمین عمر دقیق پره تاثیر گذار باشد. در این مقاله، گزارش شده که در ابتدای انجام آزمون سیستم کنترلی دستگاه، توانایی ردیابی مناسب سیگنال ورودی را نداشته، دینامیک فرکانس بالای پره تحریک گردیده است که برای رفع آن، دو متر انتهایی نوک پره بریده شده است.

برای انجام آزمون خستگی پره‌های توربین بادی کوچک نیز، تجهیزات ویژه‌ای ساخته شده که یک نمونه در مرجع [۱۵] ارائه شده است. در این دستگاه تحریک پایه (ریشه پره)، باعث ایجاد ارتعاشات پره می‌شود. توزیع کرنش و ممان خمشی در طول، با استفاده از جرم‌های اضافی پره تنظیم

<sup>1</sup>Miner<sup>2</sup>Residual Strength

گیربکس خورشیدی با نسبت تبدیل دور ۱۵ به ۱ به پولی منتقل می‌شود. دوران پولی، سبب ایجاد نیروی کشش در کابل متصل به پره و پولی می‌شود. نیروی وارد بر پره توسط نیروسنج بین کابل و نگهدارنده اندازه گیری می‌شود که روی پره نصب شده است. مشخصات اجزای مختلف این دستگاه، در جدول ۱ ارائه شده است.



شکل ۱- دستگاه آزمون پره توربین بادی کوچک

### ۳- مدل‌سازی و شناسایی سیستم دستگاه آزمون

#### پره

آزمون پره توربین بادی در فرکانس‌های کمتر از فرکانس طبیعی اول پره انجام می‌شود؛ لذا از اینرسی آن صرف‌نظر شده، به صورت فنر و میراکننده لزج مدل‌سازی شده است. مجموع سروموتور و درایور آن به صورت مدل درجه اول به همراه صفر در صورت در نظر گرفته شده است.

دستگاه آزمون پره، دارای حرکت خطی (کابل متصل به پره و پولی) و حرکت دورانی (پولی و گیربکس) است. مدل فیزیکی دستگاه بر مبنای حرکت خطی در شکل ۲، نشان داده شده است.

تابع تبدیل (در فضای لاپلاس) بین نیروی معادل وارد شده از طرف سروموتور و جابجایی پره در معادله (۱)، تابع تبدیل بین جابجایی پره و نیروی وارد شده بر پره در معادله (۲) و رابطه بین ورودی درایور سروموتور و نیروی معادل خروجی سروموتور در معادله (۳) ارائه شده است.

$$\frac{X}{F_{eq}} = \frac{1}{M_{eq}s^2 + (B_1 + B_2)s + K_{eq}} \quad (1)$$

شده است. در این دستگاه، امکان تنظیم نیروی میانگین وارد بر پره مطابق با نیروی معادل خستگی محاسبه شده هنگام انجام آزمون وجود ندارد.

موضوع محوری در این مقاله، طراحی و پیاده‌سازی کنترلگر مناسب برای دستگاه آزمون پره به منظور انجام آزمون‌های خستگی با بارگذاری بلوکی است. هدف کنترلی در دستگاه آزمون پره، ردیابی موج سینوسی شکل نیرو در بازه فرکانسی ۱ الی ۳ هرتز است. میانگین و دامنه نیرو هنگام انجام آزمون مطابق با برنامه آزمون پره، باید قابل تنظیم باشد. در بخش ۲، دستگاه آزمون پره کوچک معرفی شده است. در بخش ۳، تابع تبدیل سیستم شناسایی و اثر غیرخطی بودن سیستم به صورت عدم قطعیت ضرب شونده مدل گردیده است. روند طراحی کنترلگرهای مختلف در بخش ۴، شرح داده شده است. ابتدا کنترلگر تناسبی-انتگرالی، طراحی و به یک کنترلگر مقاوم پشخور به همراه کنترلگر پیشخور تطبیقی ارتقا داده شده است. سپس کنترلگر مقاوم و تطبیقی طراحی شده روی دستگاه آزمون خستگی پیاده‌سازی شده که نتایج تجربی عملکرد مطلوب واحد کنترل را تایید کرده‌اند. نتیجه این پژوهش، در بخش ۵ ارائه شده است.

### ۲- معرفی دستگاه آزمون پره

دستگاه آزمون پره توربین بادی کوچک طراحی شده، توانایی انجام انواع آزمون‌های استاتیکی و خستگی توربین بادی را مطابق با استاندارد IEC 61400-23 [۱۱] دارد. مهمترین قابلیت این دستگاه در مقایسه با سایر نمونه‌های طراحی شده، انجام آزمون‌های استاتیکی و خستگی با یک عملگر و امکان تنظیم میانگین و دامنه نیرو در طول انجام آزمون خستگی است.

الگوریتم کنترل نیرو، نقش تعیین کننده‌ای در اجرای آزمون‌های استاتیکی و خستگی دارد؛ به طوری که عدم کارایی مناسب آن در طول انجام آزمون‌ها، مخصوصاً آزمون خستگی، سبب عدم اعتبار نتایج آزمون می‌شود.

دستگاه آزمون پره توربین بادی کوچک در شکل ۱، نشان داده شده است. پره با زاویه ۱۵ درجه نسبت به سطح زمین به دستگاه متصل می‌شود. عملگر آن یک سروموتور باحالت کاری کنترل گشتاور است. گشتاور خروجی سروموتور، توسط

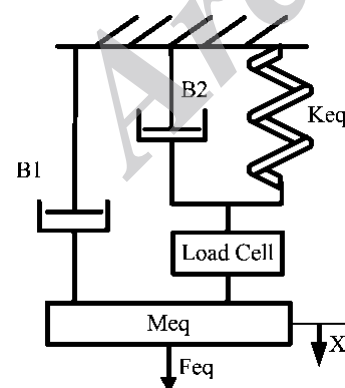
$$G_1(z) = \frac{-0.119(z - 1.287)(z - 0.968)}{(z - 0.992)(z^2 - 1.985z + 0.985)} \quad (5)$$

G

تابع تبدیل سیستم نامی (مقیاس نشده)

### جدول ۱: مشخصات اجزای دستگاه آزمون پره کوچک

مشخصات سروموتور و درایور	
Hangzhou MGE Electronics	سازنده
130ST-M15025	مدل
3.8kW	توان نامی
2500rpm	دور نامی
15 N.m	گشتاور نامی
EP100	مدل درایور
مشخصات سیستم انتقال توان	
Planetary Gearbox and Pulley	نوع سیستم
VGM	سازنده گیربکس
PG120L-15-22-110-S	مدل گیربکس
1:15	نسبت تبدیل گیربکس
80mm	شعاع پولی
مشخصات سیستم اکتساب داده	
Advantech PCI-1711	نوع کارت
16 Single Ended	تعداد ورودی آنالوگ
1000 Sample/sec	زمان نمونه برداری
MATLAB	نرم افزار
مشخصات نیرو سنج	
DACELL	سازنده
UU-T1	مدل
10 kN	حداکثر نیرو
DV-AM100	مدل درایور
10Hz	فرکانس فیلتر آنالوگ



شکل ۲- مدل فیزیکی پره، پولی و گیربکس

نیروی معادل وارد شده از سروموتور  
 $F_{eq}$   
 $X$   
 جابجایی پره  
 $M_{eq}$   
 جرم معادل پره  
 $B_1$   
 میرایی معادل گیربکس و پولی  
 $B_2$   
 میرایی معادل پره  
 $K_{eq}$   
 سختی معادل پره

$$\frac{F_{lc}}{X} = \frac{B_2s + K_{eq}}{1} \quad (2)$$

نیروی اندازه گیری شده توسط نیروسنج  
 $F_{lc}$

$$\frac{F_{eq}}{V} = C \frac{z_s + s}{p_s + s} \quad (3)$$

ورودی درایور سروموتور  
 $V$   
 ضریب استاتیک ولتاژ و نیروی معادل  
 $C$   
 صفر تابع تبدیل سروموتور  
 $z_s$   
 قطب تابع تبدیل سروموتور  
 $p_s$

بنابراین رابطه بین ورودی ولتاژ و خروجی نیروی وارد بر پره برابر است با:

$$\frac{F_{lc}}{V} = \frac{C(z_s + s)(B_2s + K_{eq})}{(p_s + s)(M_{eq}s^2 + (B_1 + B_2)s + K_{eq})} \quad (4)$$

ضرایب معرفی شده توسط مدل سازی، به روش شناسایی محاسبه شده‌اند. با توجه به این که هدف سیستم کنترلی، ردیابی سیگنال مرجع سینوسی در محدوده فرکانسی ۱ هرتز تا ۳ هرتز است، جهت شناسایی سیستم نامی از سیگنال تحریک از نوع چیرپ<sup>۱</sup> استفاده شده که در جدول ۲ معرفی گردیده است. با بهره‌گیری از این سیگنال، دینامیک‌های دستگاه آزمایش پره در محدوده فرکانس کاری به خوبی تحریک شده، سبب افزایش دقت در شناسایی سیستم می‌شود.

تابع تبدیل سیستم نامی با استفاده از مدل ریاضی ARMAX [۱۶] محاسبه شده است. درجه صورت و مخرج با توجه به مدل ریاضی محاسبه شده در معادله (۴)، برابر با دو و سه در نظر گرفته شده است. تابع تبدیل سیستم نامی در حوزه Z برابر است با:

<sup>۱</sup>Chirp

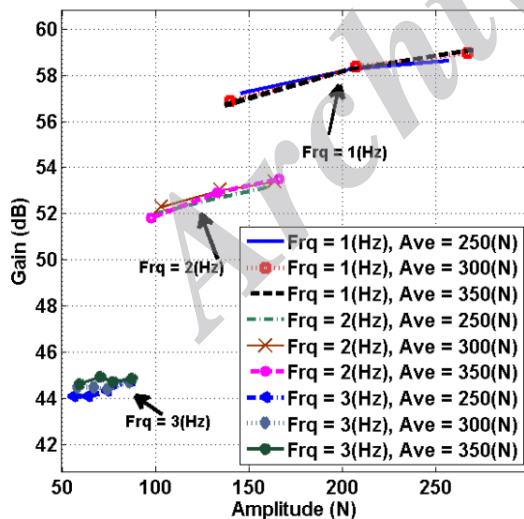
برای شناسایی عدم قطعیت دستگاه در قدم اول، رابطه بین دامنه و میانگین نیرو با انجام ۲۶ آزمون حلقه باز، بررسی شده است. ورودی سیستم حلقه باز ولتاژ و خروجی، نیروی اندازه گیری شده است. نتایج این آزمون‌ها، در شکل ۴ ارائه شده است. براساس تحلیل نتایج این آزمون‌ها، بهره سیستم علاوه بر فرکانس، به دامنه و میانگین نیرو وابسته است که مهمترین علت آن رفتار غیرخطی پره کامپوزیتی است. دلیل دیگر، غیرخطی بودن اصطکاک گیربکس بوده که سبب ایجاد ناحیه مرده به ازای سیگنال‌های تحریک کوچک شده است. عدم قطعیت ضرب شونده ارائه شده در معادله (۸) برای سیستم انتخاب شده است.

$$G_p = (1 + \Delta W_u) G_1 \quad (8)$$

تابع وزنی عدم قطعیت  $W_u$   
عدم قطعیت ( $\|\Delta\|_\infty < 1$ )  $\Delta$   
تابع تبدیل سیستم به همراه عدم قطعیت  $G_p$

عدم قطعیت سیستم نامی با استفاده از داده‌های تجربی ارائه شده در شکل ۴ محاسبه گردیده است [۱۸]. تابع وزنی عدم قطعیت در معادله (۹) ارائه شده است.

$$W_u = 3.33 \frac{(z - 0.975)}{(z - 0.670)} \quad (9)$$



شکل ۴- رابطه بین بهره و دامنه نیرو

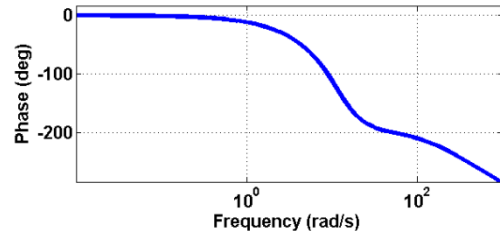
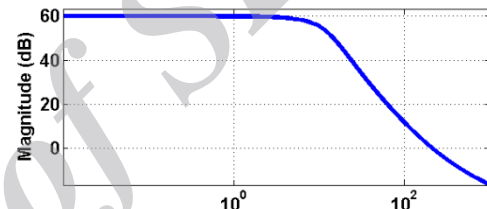
نمودار بود<sup>۱</sup> سیستم نامی در شکل ۳ رسم شده است. این سیستم پایدار بوده، دارای یک صفر سمت راست (در فضای لاپلاس) است.

$$Z_{RHP} = 252 \text{ rad/sec (S Domain)} \quad (6)$$

صفر سمت راست در فضای لاپلاس  $Z_{RHP}$

جدول ۲- مشخصات سیگنال شناسایی سیستم

۴-۱	محدوده فرکانسی (Hz)
۱	زمان نمونه برداری (msec)
۳۰	مدت زمان (sec)
۰/۳	میانگین ولتاژ (V)
۰/۲۸ تا ۰/۱۵ (افزایش خطی نسبت به زمان)	دامنه ولتاژ (V)



شکل ۳- نمودار بود تابع تبدیل حلقه باز سیستم

صفر سمت راست می‌تواند سبب ایجاد محدودیت در عملکرد سیستم کنترلی شود که با توجه به محدوده‌ی فرکانس کاری دستگاه آزمون پره در این پژوهش، این صفر محدودیتی ایجاد نمی‌کند. در مرجع [۱۷] توضیحات کامل‌تری در این باره آمده است.

$$W_c < \frac{Z_{RHP}}{2} \cong 20 \text{ Hz} \quad (7)$$

فرکانس عبور سیستم  $W_c$

<sup>۱</sup> Bode diagram

## ۴- طراحی کنترلگر

دقت نتایج آزمون‌های پره، به عملکرد دقیق سیستم کنترلی وابسته است. در آزمون خستگی، ردیابی نقاط حداقل و حداکثر موج نیروی سینوسی بسیار مهم است [۱] و اختلاف فاز سیگنال مرجع ورودی و سیگنال اندازه‌گیری شده، تأثیری در نتایج آزمون ندارد. لذا مهمترین هدف سیستم کنترلی، ردیابی نقاط حداقل و حداقل موج نیروی سینوسی با دامنه و میانگین متغیر، حداقل زمان نشست، عدم فراجش و فروجهش است. محدوده فرکانس کاری دستگاه، ۱ هرتز تا ۳ هرتز است که برای آزمون پره‌های توربین بادی کوچک مناسب است.

## ۴-۱- کنترلگر تناسبی-انتگرالی

در قدم اول، کنترلگر تناسبی-انتگرالی طراحی و پیاده سازی گردید. بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته در شکل ۵ ارائه شده است. رابطه بین ورودی و خروجی سیستم در این حالت برابر است با:

$$y = Tr + Sd - Tn \quad (10)$$

$$e = -Sr + Sd - Tn \quad (11)$$

$$u = Ksr - Ksd - Ksn \quad (12)$$

n نویز اندازه گیری

r سیگنال مرجع

d سیگنال اغتشاش

y خروجی

K کنترلگر با ضرایب ثابت

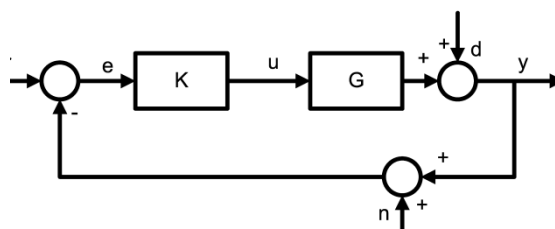
G تابع تبدیل نامی سیستم

L تابع تبدیل حلقه ( $L = GK$ )

S تابع حساسیت ( $S = \frac{1}{1+L}$ )

T تابع مکمل حساسیت ( $T = \frac{L}{1+L}$ )

T



شکل ۵- بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته

ضرایب کنترلگر تناسبی-انتگرالی با هدف حداقل سازی خطای دامنه و میانگین نیرو در شبیه‌سازی تابع تبدیل سیستم نامی در حوزه زمان به ازای ردیابی موج نیروی سینوسی با فرکانس ۲ هرتز، میانگین ۳۰۰ نیوتن و دامنه ۱۰۰ نیوتن محاسبه شده است. کنترلگر بدست آمده در حوزه Z برابر است با:

$$K_{PI} = 0.0015 \left( 1 + \frac{6.67 \times 10^{-4}}{z-1} \right) \quad (13)$$

کنترلگر تناسبی-انتگرالی

$K_{PI}$

جهت بررسی پایداری سیستم، محل قطب‌های سیستم حلقه بسته در فضای Z محاسبه و در معادله (۱۴) ارائه شده است. اندازه این قطب‌های کمتر از یک بوده، سیستم نامی پایداری است.

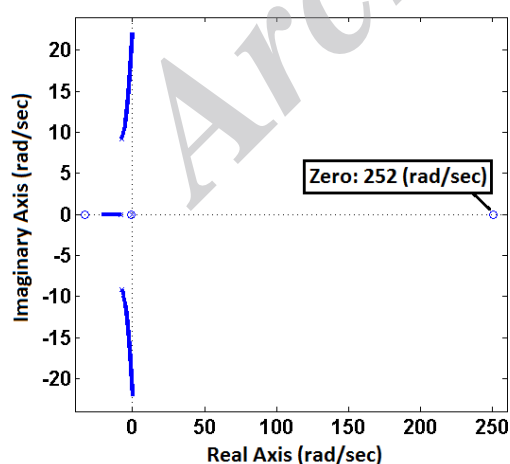
Poles

$$: 0.9961 \pm 0.0129i, 0.9996, 0.9853 \quad (14)$$

قطب‌های سیستم حلقه بسته

Poles

سیستم دستگاه آزمایش خستگی پره دارای صفر سمت راست بوده، افزایش بهره کنترلی (ضریب بهره تناسبی در معادله (۱۳)) باعث ناپایداری سیستم می‌شود. مکان هندسی ریشه‌های سیستم بازای تغییرات بهره تناسبی از صفر تا ۵/۶ در شکل ۶ رسم شده است. با افزایش بهره تناسبی به بیش از ۵/۶ محل قطب‌های حلقه بسته وارد ناحیه مثبت محور حقیقی شده که بیان‌کننده ناپایداری سیستم است.



شکل ۶- نمودار مکان هندسی ریشه‌های در محدوده پایداری سیستم

۱۰ نیوتن در نظر گرفته شده است؛ بنابراین تابع تبدیل مقیاس شده برابر است با:

$$G(z) = \frac{1}{|e_{max}|} G_1 |u_{max}| \quad (15)$$

$G$  تابع تبدیل سیستم نامی مقیاس شده

کارایی تابع تبدیل حلقه بسته در حوزه فرکانس توسط تابع وزنی مطابق معادله (۱۶) تعریف می‌شود [۱۷]:

$$\|W_p S\|_{\infty} < 1 \quad (16)$$

$W_p$  تابع وزنی کارایی

یکی از بهترین ابزارها جهت تعیین کارایی مقاوم سیستم دارای عدم قطعیت، محاسبه اندازه میو برای آن است. در این پژوهش، تحلیل سیستم‌های حلقه بسته با محاسبه اندازه میو انجام گرفته است. میو کمتر از یک نشان‌دهنده کارایی مقاوم برای سیستم است [۱۷]. برای سیستم تک ورودی-تک خروجی (مطابق شکل ۵) میو به صورت رابطه (۱۷) تعریف می‌شود [۱۷]:

$$Mu = |W_u T| + |W_p S| \quad (17)$$

میو  $Mu$

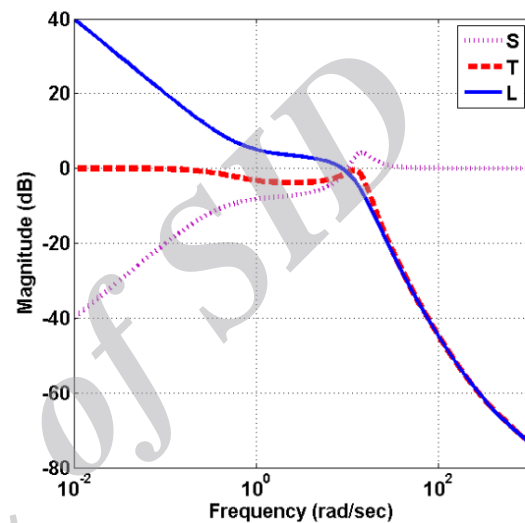
در این پژوهش برای محاسبه کنترلگر مقاوم از روش مخلوط حساسیت استفاده شده است. در این روش، تابع تبدیل سیستم حلقه بسته مطابق شکل ۸ تعریف می‌شود. تابع تبدیل کنترلگر به گونه‌ای محاسبه می‌شود که نرم بینهایت تابع تبدیل سیستم شکل ۸ (N در معادله (۱۸)) حداقل شود. توضیحات بیشتر در مرجع [۱۷] بیان شده است.

$$N = \left\| \begin{bmatrix} W_p S \\ W_u T \\ W_t K S \end{bmatrix} \right\|_{\infty} \quad (18)$$

N نرم بینهایت خروجی سیستم شکل ۸  
 $W_t$  تابع وزنی سیگنال کنترل

در روش، مخلوط حساسیت معمولاً برای حذف نویز از تابع وزنی  $W_u$  استفاده می‌شود، در حالی که در این پژوهش، این تابع به وسیله عدم قطعیت سیستم در بخش ۳ تعیین شده است. معیار تعیین تابع وزنی کارایی، کمتر از یک شدن اندازه میو است. معیار انتخاب  $W_t$ ، تعیین شکل تابع تبدیل

نمودار بود سیستم حلقه بسته به ازای کنترلگر تناسبی-انتگرالی، در شکل ۷ رسم شده است. تابع تبدیل حلقه بسته این سیستم (تابع تبدیل T) دارای بهره مناسب بازای فرکانس ۲ هرتز بوده، ولی در فرکانس‌های پایین‌تر و بالاتر از ۲ هرتز بهره آن کم است؛ بنابراین کنترلگر تناسبی-انتگرالی طراحی شده توانایی برآورده‌سازی نیازهای سیستم کنترلی، حتی بدون در نظر گرفتن عدم قطعیت سیستم را ندارد.



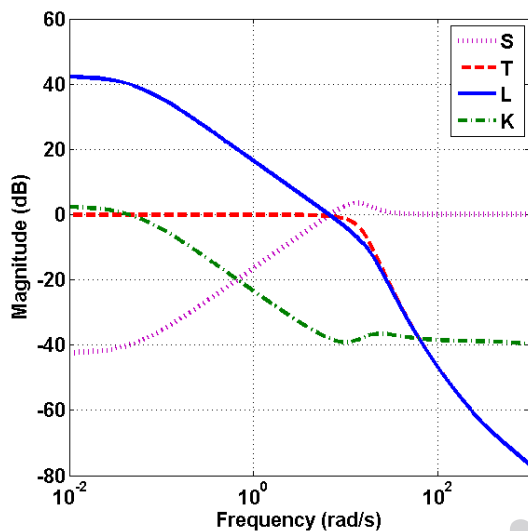
شکل ۷- نمودار بود سیستم حلقه بسته با کنترلگر تناسبی-انتگرالی

#### ۴-۲- کنترلگر مقاوم

کسب عملکرد مطلوب در حضور عدم قطعیت، نویز اندازه‌گیری و اغتشاشات سیستم، یکی از چالش‌های مهم طراحی کنترلگرها است. الگوریتم‌های ارائه شده برای کنترلگر مقاوم می‌تواند ابزار قدرتمندی برای تامین عملکرد مطلوب باشد؛ لذا در ادامه پژوهش، طراحی و پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم برای دستگاه آزمون پره در نظر گرفته شد.

برای طراحی کنترلگر مقاوم لازم است که قبل از طراحی، تابع تبدیل سیستم مقیاس شود [۱۷]. این امر با تقسیم متغیرها بر حداکثر اندازه قابل قبول برای تغییر آن‌ها بدست می‌آید. در این صورت اندازه سیگنال‌های ورودی و خروجی به سیستم، کمتر از یک می‌شود. اندازه سیگنال تحریک برای این دستگاه کمتر از یک بوده، حداکثر خطای سیستم برابر

سیستم دستگاه آزمون پره به ازای فرکانس‌های پایین (کمتر از ۱ هرتز) مناسب بوده، اما لازم است که اندازه بهره در محدوده فرکانس کاری دستگاه افزایش پیدا کند. کنترلگر پیشخور مطابق با معادله (۲۳)، برای مبنا طراحی شده است. بهره این کنترلگر در فرکانس‌های پایین برابر ۱۰ دسیبل است که به ۹ دسیبل در فرکانس ۲۰ رادیان بر ثانیه افزایش پیدا کرده است.

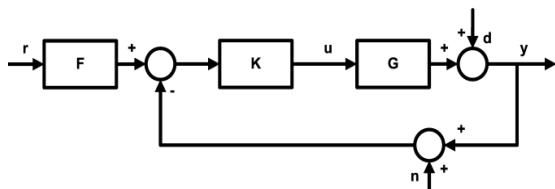


شکل ۹- نمودار بود سیستم حلقه بسته با کنترلگر مقاوم

اضافه نمودن کنترلگر پیشخور، باعث اصلاح بهره سیستم حلقه بسته نامی در محدوده فرکانس کاری و کاهش اختلاف فاز شده است. در این حالت، تابع تبدیل بین ورودی و خروجی برابر با F.T است.

$$F = 100 \frac{(z - 0.985)^2}{(z - 0.884)(z - 0.810)} \quad (23)$$

تابع پیشخور F

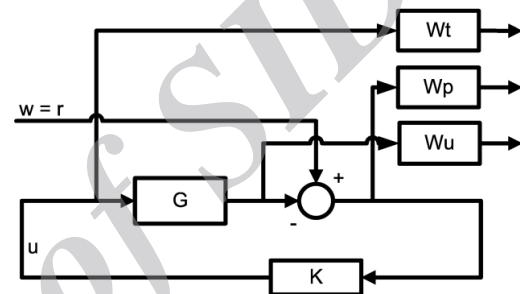


شکل ۱۰- بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته به همراه کنترلگر پیشخور

کنترلگر است. برای حذف اثر نویز اندازه گیری، تابع تبدیل کنترلگر باید تضعیف کننده سیگنال‌های فرکانس بالا باشد. برای محاسبه کنترلگر از جعبه ابزار Robust Control نرم افزار MATLAB [۱۹] استفاده شده است. متاسفانه برای تحقق شرط میو کمتر از یک، پهنای باند تابع وزنی کارایی به کمتر از محدوده کاری در نظر گرفته شده (۱ تا ۳ هرتز)، کاهش یافته است. تابع وزنی  $W_p$  و  $W_t$  برابرند با:

$$W_p = 0.01 \frac{(z - 0.95)}{(z - 0.999)} \quad (19)$$

$$W_t = 66.67 \frac{(z - 0.999)}{(z - 0.970)} \quad (20)$$



شکل ۸- بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته در روش حساسیت مخلوط

نمودار بود سیستم حلقه بسته به ازای کنترلگر طراحی شده در شکل ۹ ارائه شده است. اندازه میو و تابع کنترلگر بدست آمده، عبارتند از:

$$Mu = 0.96 \quad (21)$$

$$K = 4.26 \frac{(z + 0.99)(z - 0.992)}{(z + 0.93)(z - 0.97)} \times \frac{(z - 0.67)(z^2 - 1.98z - 0.98)}{(z - 0.99)(z - 0.76)(z - 0.06)} \quad (22)$$

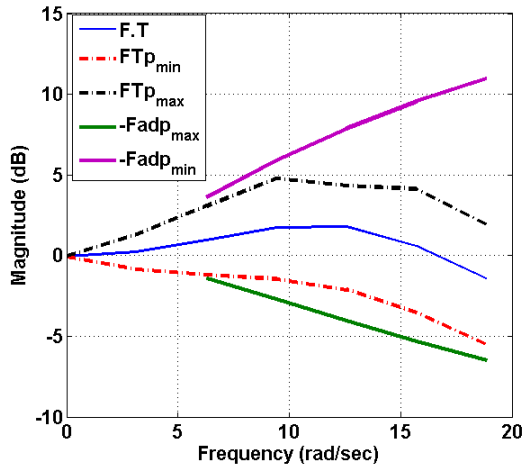
بهره سیستم حلقه بسته با کنترلگر مقاوم محاسبه شده (تابع تبدیل T) به ازای فرکانس‌های کمتر از ۱ هرتز، یک بوده و برای ردیابی سیگنال مرجع مناسب است، ولی به ازای فرکانس‌های بالاتر، کم است و توانایی ردیابی سیگنال مرجع ۳ هرتز را ندارد.

#### ۳-۴- کنترلگر پیشخور

استفاده از کنترلگر پیشخور مانند شکل ۱۰، می‌تواند قابلیت ردیابی سیستم را افزایش دهد [۱۷]. اندازه بهره حلقه بسته



[۲۰]. این متغیرها بر مبنای شناخت طراح کنترلگر از دینامیک سیستم قابل تعریف هستند.



شکل ۱۲- نمودار محدوده بهره تابع کنترلگر پیشخور تطبیقی و محدوده بهره تابع حلقه بسته

اگر دامنه نیروی اندازه‌گیری شده کمتر یا بیشتر از دامنه سیگنال مرجع باشد، باید بهره سیستم حلقه بسته افزایش یا کاهش پیدا کند. این تنظیم بهره با تغییر ضرایب کنترلگر پیشخور امکان‌پذیر است؛ بنابراین تابع جدیدی به کنترلگر پیشخور موجود اضافه می‌شود که ضرایب آن قابل تنظیم باشد. حاصل ضرب اندازه بهره این تابع و اندازه بهره تابع F.T باید برابر با یک باشد. محدوده تغییرات اندازه بهره کنترلگر تطبیقی برابر است:

$$|Fadp(w).FTp(w)| = 1 \quad (24)$$

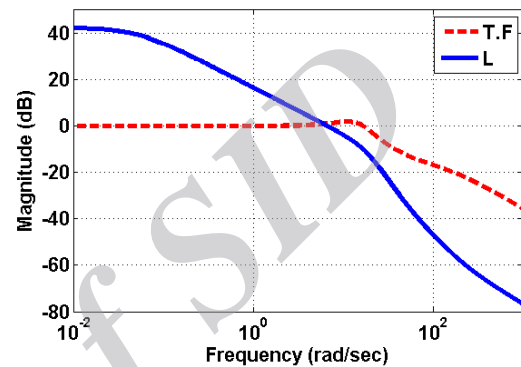
$$|\text{Min}(\log|Fadp(w)|)| > \text{Max}(\log|FTp(w)|) \quad (25)$$

$$\text{Max}(\log|Fadp(w)|) > |\text{Min}(\log|FTp(w)|)| \quad (26)$$

فرکانس  $w$   
تابع کنترلگر پیشخور تطبیقی  $Fadp$

تابع  $Fadp$  در معادله (۲۷) ارائه شده است. بهره آن بازای تغییر متغیر زمان‌بندی بهره، افزایش یا کاهش می‌یابد. با تنظیم این ضریب، بهره سیستم قابل تنظیم است. نمودار محدوده تغییرات بهره این تابع بازای مقادیر حدی متغیر زمان‌بندی در شکل ۱۲ ارائه شده است. بلوک دیاگرام سیستم کنترل پیشنهادی در شکل ۱۳ نشان داده شده است.

نمودار بود سیستم حلقه بسته با کنترلگر مقاوم و پیشخور در شکل ۱۱ رسم شده است. برای جبران عدم قطعیت باید اندازه تابع  $L$  در محدوده کاری، بزرگ باشد (اندازه  $L$  به دقت مورد انتظار از خروجی سیستم وابسته است). مطابق شکل ۱۱، اندازه  $L$  در محدوده فرکانس کاری کم بوده، استفاده از کنترلگر پیشخور، تاثیری در اندازه  $L$  ندارد و نمی‌تواند عدم قطعیت را جبران کند.



شکل ۱۱- نمودار بودسیستم حلقه بسته با کنترلگر مقاوم و پیشخور

محدوده عدم قطعیت تابع F.T در شکل ۱۲ رسم شده است.  $FTP_{max}$  و  $FTP_{min}$  حداقل و حداکثر بهره سیستم حلقه بسته به ازای عدم قطعیت محاسبه شده در معادله (۹) است. بهره سیستم حلقه بسته دستگاه آزمون پره به ازای فرکانس صفر هرتز که فرکانس نیروی میانگین است، دارای عدم قطعیت کمتر از ۰/۱ دسیبل بوده، بنابراین خطای نیروی میانگین قابل قبول است؛ اما در محدوده فرکانسی ۱ تا ۳ هرتز، سیستم دارای بیش از ۷ دسیبل عدم قطعیت است که برای ردیابی سیگنال مرجع ورودی مناسب نمی‌باشد.

#### ۴-۴- کنترلگر تطبیقی

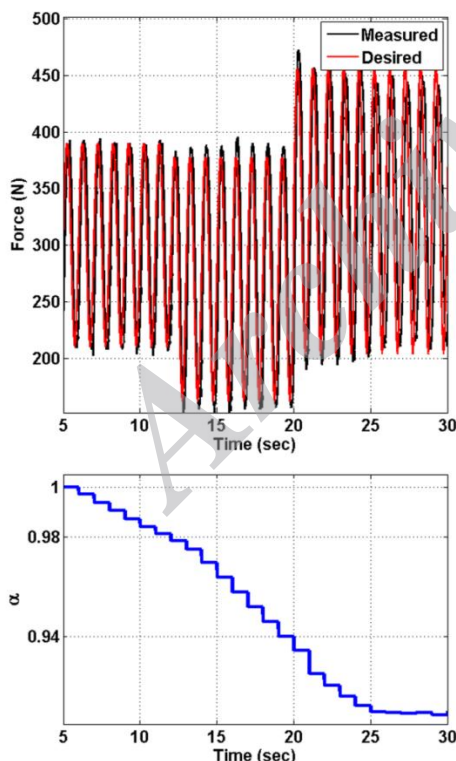
روش‌های کنترل تطبیقی، برای سیستم‌هایی با ضرایب نامعلوم یا متغیر با زمان مناسب است. کنترلگر تطبیقی، دارای پارامترهای قابل تنظیم و مکانیزم تعیین آن‌ها است. الگوریتم زمان‌بندی بهره بر مبنای اندازه‌گیری شرایط کاری سیستم، روشی قدرتمند برای جبران تغییر پارامترهای سیستم است. این کار با استفاده از تعریف متغیرهای کمکی انجام می‌شود که وابسته به دینامیک متغیر سیستم است

خستگی پره که معمولاً بیش از  $10^6$  است [۹، ۱]، خطایی در تعیین عمر پره ایجاد نمی‌کند.

جدول ۳: مشخصات سیگنال بارگذاری بلوکی

شماره بلوک	زمان بارگذاری (sec)	میانگین نیرو (N)	دامنه نیرو (N)		
			۱ (Hz)	۲ (Hz)	۳ (Hz)
۱	۵-۱۲	۳۰۰	۹۰	۸۰	۷۰
۲	۱۲-۲۰	۲۷۰	۱۰۸	۹۶	۸۴
۳	۲۰-۳۰	۳۳۰	۱۲۶	۱۱۲	۹۸

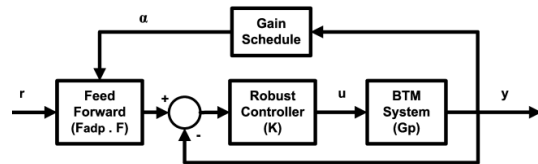
مطابق شکل ۱۲، بهره سیستم نامی در فرکانس ۱ هرتز بیش از یک است و برای ردیابی مطلوب باید اندازه آن کاهش یابد. نتیجه پیاده‌سازی کنترلگر طراحی شده در این فرکانس (شکل ۱۴) نیز نشان می‌دهد، اندازه متغیر زمان بندی به  $0.91$  کاهش یافته است. همچنین اندازه بهره سیستم نامی در فرکانس ۳ هرتز کمتر از یک بوده، مطابق شکل ۱۵ اندازه متغیر زمان بندی به  $1/0.8$  افزایش یافته و عدم قطعیت سیستم را جبران کرده است.



شکل ۱۴- نتایج تجربی پیاده سازی کنترلگر مقاوم و کنترلگر پیشخور تطبیقی به ازای فرکانس بارگذاری ۱ هرتز

$$F_{adp} = \frac{(z - 0.9\alpha)(z - \frac{0.9}{\alpha})}{(z - \frac{0.9}{\alpha})(1 - 0.9\alpha)} \quad (27)$$

$\alpha$  متغیر زمان بندی بهره ( $0.905 < \alpha < 1.1$ )



شکل ۱۳- بلوک دیاگرام سیستم کنترلی به همراه کنترلگر تطبیقی

کنترلگر طراحی شده در بخش ۴-۳ با ضرایب ثابت، توانایی ردیابی تغییرات دامنه سیگنال مرجع ورودی را نداشته ولی میانگین را به خوبی ردیابی می‌کند. بر این مبنا متغیر کمکی (نشان دهنده اختلاف بین دامنه سیگنال مرجع ورودی و نیروی اندازه‌گیری شده) در معادله (۲۸) تعریف شده است. متغیر زمان بندی با استفاده از معادله (۲۹) و استفاده از متغیر کمکی تنظیم می‌شود. مراحل الگوریتم تطبیقی (معادلات (۲۸) و (۲۹))، هر یک ثانیه به روز رسانی می‌شوند.

$$Err_{amp}(n) = \int_{T-1}^T (|F_{Damp}| - |F_M - F_{Dave}|) dt \quad (28)$$

$$\alpha(n) = \alpha(n-1) + K_a Err_{amp}(n), \alpha(0) = 1 \quad (29)$$

دامنه سیگنال ورودی مرجع  $F_{Damp}$   
نیروی اندازه گیری شده  $F_M$   
میانگین سیگنال ورودی مرجع  $F_{Dave}$   
ضریب کنترلگر پیشخور ( $5 \times 10^{-4} \times \text{Frequency}$ )  $K_a$   
متغیر کمکی نشان دهنده خطای دامنه  $Err_{amp}$

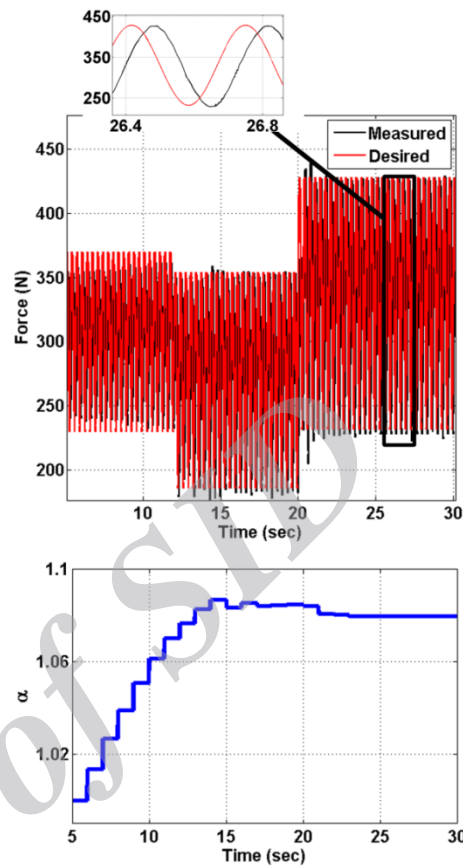
نتیجه پیاده‌سازی کنترلگر پیشنهادی در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ برای بارگذاری بلوکی معرفی شده در جدول ۳، ارائه شده است. مشاهده می‌شود که ردیابی سیگنال ورودی مرجع به خوبی انجام می‌شود. هنگام تغییر دامنه به ازای تعداد سیکل محدود (کمتر از ۱۰ سیکل)، خطای دامنه نیرو بیش از ۱۰ نیوتن است که در مقایسه با تعداد سیکل‌های آزمون

### ۵- نتیجه گیری

پره از مهمترین و گران قیمت‌ترین اجزای توربین بادی است که از مواد کامپوزیتی ساخته می‌شود. اهمیت عملکردی، پیچیدگی رفتار مواد کامپوزیتی و بارهای تصادفی و نوسانی وارده، سازندگان پره را ملزم به انجام آزمون‌های استاتیکی و خستگی مطابق با استانداردهای بین المللی کرده است.

پره توربین بادی در طول عمر ۲۰ ساله در معرض بیش از  $10^8$  سیکل بارگذاری قرار می‌گیرد. برای تحلیل عمر آن، بارگذاری طیفی پره به تعدادی بار نوسانی با دامنه و میانگین ثابت تبدیل می‌شود که سبب ایجاد همان خرابی در پره می‌شود. لذا انجام آزمون خستگی با دامنه ثابت می‌تواند سبب ایجاد خطا در تخمین عمر پره شود.

در این پژوهش، دستگاه آزمون پره توربین بادی که در پژوهشکده هواخورشید دانشگاه فردوسی مشهد طراحی و ساخته شده است، معرفی و واحد کنترل آن برای انجام آزمون‌های خستگی با بارگذاری بلوکی ارتقا داده شده است. این دستگاه، توانایی انجام آزمون‌های استاتیکی و خستگی مطابق با استانداردهای آزمون پره را دارد. با انجام آزمون‌های حلقه باز، مشاهده شد که بهره حلقه باز دستگاه علاوه بر فرکانس، تابعی از دامنه نوسان نیرو نیز است. سیستم نامی دستگاه با کمک مدل‌سازی فیزیکی و استفاده از روش شناسایی ARMAX محاسبه و با کمک داده‌های آزمون‌های حلقه باز، تابع وزنی عدم قطعیت ضرب شونده تعیین شد. در قدم اول، کنترلگر تناسبی-انتگرالی برای دستگاه، طراحی و تحلیل گردید که توانایی ردیابی سیگنال مرجع به ازای سیستم نامی را نداشت. سپس کنترلگر مقاوم با روش حساسیت مخلوط طراحی شد که برای ارتقای کارایی از تابع پیشخور نیز استفاده گردید. این کنترلگر، توانایی ردیابی مناسب به ازای سیستم نامی را داشته، ولی به علت عدم قطعیت بالا در محدوده فرکانس کاری دستگاه، فقط توانایی ردیابی نیروی میانگین را داشت. برای جبران عدم قطعیت، از کنترلگر تطبیقی از نوع زمان بندی بهره در تابع پیشخور استفاده گردید. نتایج پیاده سازی این کنترلگر، نشان دهنده کارایی آن در انجام آزمون خستگی با بارگذاری بلوکی است.



شکل ۱۵- نتایج تجربی پیاده سازی کنترلگر مقاوم و کنترلگر پیشخور تطبیقی به ازای فرکانس بارگذاری ۳ هرتز

برای پیاده سازی کنترلگرهای پیشنهادی روی دستگاه آزمون پره چندین نکته در نظر گرفته شده است که به اختصار بیان می‌شود:

- برای جلوگیری از فراجش یا فروجهش، در ۵ ثانیه شروع بارگذاری، دامنه و میانگین نیرو به صورت خطی از ۵۰ درصد مقدار نامی تا مقدار نامی افزایش می‌یابد. در این حالت اندازه متغیر زمان بندی برابر یک است.
- کنترلگر تطبیقی پیشنهادی به صورت تقویت کننده فرکانس بالا است، لذا تغییر اندازه نیرو در بارگذاری بلوکی سبب ایجاد فراجش ناخواسته‌ای در خروجی آن می‌شود. برای رفع این مشکل، خروجی این کنترلگر محدود به بازه ۱۰۰- تا ۱۰۰۰ نیوتن شده است.

- Response of Fiber-reinforced Composites, Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2002
- [8]. M. Grujicic, et al (2010) Structural-Response Analysis, Fatigue-Life Prediction and Material Selection for 1 MW Horizontal-Axis Wind-Turbine Blades , ASM International
- [9]. S. Larwood, W. Musial (2000) Comprehensive testing of Nedwind 12-meter wind turbine blades at NREL , National renewable energy laboratory, Report : NREL/CP-500-27497
- [10]. R.S. Court, S. Ridley, H. Jones, P.A Bonnet, A.G Dutton (2009) Fatigue Testing of wind turbine blades with computational verification , ICCM-17, Edinburg
- [11]. IEC 61400-23 (2005) Wind Turbine generator system- Part23: Full-scale structural testing of rotor blades
- [12]. Germanischer Lloyd (2010) Guideline for the Certification of Wind Turbines , Hamburg, Germany
- [13]. Joshua Paquette, Jeroen van Dam, Scott Hughes, Jay Johnson (2008) Fatigue Testing of 9 m Carbon Fiber Wind Turbine Research Blades , Sandia National Laboratories
- [14]. Tim Westphal (2010) Developments in wind turbine blade fatigue testing , Sandia blade workshops
- [15]. Feng-Min Lai, Shin-Han Yang, Jia-Hroung Wu, Chun-TengHsueh, Chao Chieh Yang, Bao-Hui Wang, Chun-Hsiang Lan (2011) Development of Fatigue Test System for Small composite wind turbine blades , Procedia Engineering
- [16]. LennartLjung (1999) System Identification Theory for the User , Second Edition, Prentice Hall publication
- [17]. SigurdSkogestad (2005) Ian Postlethwaite, Multivariable feedback control analysis and design , John wiley and Sons
- [18]. N. Niksefat, N. Sepehri (2000) Design and experimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory , Control Engineering Practice
- [19]. MATLAB and Robust Toolbox Release 2012b, MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.
- [20]. Karl Johan Astrom (1995) Bjorn Wittenmark, Adaptive Control , Second edition, Pearson Education Inc.
- مهمترین دستاورد این پژوهش، ارتقای واحد کنترل دستگاه آزمون پره توربین بادی است. کنترلگر پیشنهادی شامل، کنترلگر پسخور مقاوم و کنترلگر پیشخور تطبیقی است. کنترلگر مقاوم، باعث جبران عدم قطعیت ناشی از عدم مدل سازی دینامیک فرکانس بالای سیستم و حذف اثر نویز اندازه‌گیری می‌شود و کنترلگر تطبیقی، عدم قطعیت فرکانس پایین که در محدوده کاری سیستم قرار دارد را جبران می‌کند. نتایج پیاده سازی این سیستم کنترلی، عملکرد مناسب آن را در ردیابی موج سینوسی با محدوده فرکانس کاری ۳ تا ۱ هرتز و با وجود عدم قطعیت و نویز تایید می‌کند.
- ### ۶- قدردانی
- کلیه مراحل این پژوهش با حمایت مالی و تجهیزاتی پژوهشکده هواخوردانشگاه فردوسی مشهد در قالب پروژه توربین‌های بادی کوچک صورت پذیرفته است که بدین‌وسیله قدردانی می‌شود.
- ### ۷- مراجع
- [1]. Greaves, Peter, Robert(2013) Fatigue Analysis and Testing of Wind Turbine Blades , Durham thesis, Durham University
- [۲]. رضا نادری، عبدالغفور خادم الرسول (۱۳۹۰) مدل‌سازی خودکار رشد ترک در مود مرکب و رشد ترک خستگی بدون مش بندی مجدد، مجله عملی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها
- [۳]. امیر ملک زاده، خلیل فرهنگ دوست، سعید حدیدی مود (۱۳۹۲) بررسی اثر بارگذاری ضربه‌ای در فرایند رشد ترک در فولاد فورج (EA4T)، مجله عملی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها
- [4]. R. P. L. Nijssen (2007) Fatigue life prediction and strength degradation of wind turbine rotor blade , Sandia National Laboratory report: SAND2006-7810P
- [5]. Van Buren, K. L., Mollineaux, M. G., Hemez, F. M. and Atamturktur, S. (2013) Simulating the dynamics of wind turbine blades: part II, model validation and uncertainty quantification. Wind Energy
- [6]. Fleming, I. and Luscher, D.J.(2013) A model for the structural dynamic response of the CX-100 wind turbine blade. Wind Energy
- [7]. Van Paepegam, W. and Degrieck J. (2002) Effects of Load Sequence and Block loading on the Fatigue