

## پیاده‌سازی الگوریتم‌های تطبیقی و تناسبی - انتگرالی در دستگاه

### آزمایش خستگی سروهیدرولیک

بهنام معتکف ایمانی<sup>۱</sup> سید حسن قرشی خلیل آبادی<sup>۲</sup>

گروه مهندسی مکانیک گروه مهندسی مکانیک  
دانشگاه فردوسی مشهد دانشگاه فردوسی مشهد  
(تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۶/۱۰)

#### چکیده

به فرآیند خرابی ناشی از نیروی نوسانی، خستگی اطلاق می‌شود و حداقل نیمی از خرابی‌های مکانیکی، ناشی از این فرآیند است. پژوهش تجربی در این زمینه و صحت‌گذاری نتایج تئوری، نیازمند دستگاه‌های آزمایش خستگی کششی - فشاری با قابلیت‌های ویژه می‌باشد. کنترل ساختاریافته نیرو تاثیر زیادی بر روی صحت نتایج آزمون‌ها داشته و از مهم‌ترین قسمت‌های دستگاه آزمایش خستگی می‌باشد. هدف اصلی این مقاله، ارتقای واحد کنترل دستگاه آزمایش خستگی کششی - فشاری از نوع سروهیدرولیک به منظور کاهش زمان نشست می‌باشد. مهم‌ترین مسأله پیش رو، عدم قطعیت در اندازه سختی قطعه کار مورد آزمایش می‌باشد. در این پژوهش پارامترهای مدل ریاضی دستگاه آزمایش خستگی شناسایی و کنترل‌گر تناسبی - انتگرالی طراحی و پیاده‌سازی شده است. بررسی نتایج تجربی به دست آمده از پیاده‌سازی این کنترل‌گر بر روی نمونه‌های مختلف نشان می‌دهد که زمان نشست در هنگام آزمون خستگی قطعات با سختی کم، بیش از حد انتظار است. لذا برای حل این مسأله، الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهاد و پیاده‌سازی شده است. جهت تامین پاسخ مناسب سامانه به اغتشاشات، الگوریتم کنترل تطبیقی پیشنهادی با کنترل‌گر تناسبی - انتگرالی ترکیب شد. نتایج پیاده‌سازی این کنترل‌گر جدید بر روی دستگاه آزمایش خستگی، نشان‌دهنده کاهش ۲۵ درصدی زمان نشست و پاسخ مناسب سامانه به نویز اندازه‌گیری و اغتشاشات سامانه می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** کنترل تطبیقی، آزمون خستگی، کنترل‌گر تناسبی - انتگرالی، کنترل نیرو، دستگاه آزمایش خستگی کششی - فشاری

## Implementation of Adaptive and Proportional-Integral Algorithms in Servo Hydraulic Fatigue Testing Machines

B. Moetakef Imani

S.H. Ghorashi KhalilAbadi

Mechanical Engineering Department

Mechanical Engineering Department

Ferdowsi University of Mashhad

Ferdowsi University of Mashhad

(Received: 15/April/2014; Accepted: 1/September/2014)

#### ABSTRACT

The process of failure due to oscillating forces is referred as fatigue, which is the main cause of mechanical failures. Experimental research in this area for validation of theoretical results requires a tension-compression fatigue testing machine equipped with special capabilities. The organized control of force plays an important role in the validity of test results and is an essential part of fatigue testing machines. The main aim of this paper is to enhance the control unit of servo-hydraulic fatigue testing machines in order to reduce settling time. The most important issue is uncertainties in the measurement of the specimen's stiffness. In this study, the parameters related to mathematical model of fatigue testing machines are detected and the proportional-integral controller is designed and implemented. The obtained results of implementation of this controller shows that the settling time related to the fatigue testing of parts with low stiffness is more than what is expected. Thus, an adaptive controller is proposed and implemented in order to reduce the settling time. So as to obtain more appropriate response to disturbance, the proposed algorithm is combined with the proportional-integral controller. Using this novel controller decreases settling time by 25 % and makes the system response to measurement noise and disturbance more desirable.

**Keywords:** Adaptive Control, Fatigue Testing Machine, PID Controller, Force control, Fatigue Test

۱- استاد (نویسنده پاسخگو): imani@um.ac.ir

۲- دانشجوی دکتری: hasan.ghorashi@stu-mail.um.ac.ir

## فهرست علائم و اختصارات

$a$	ضریب متغیر خروجی حوزه زمان در مدل درجه اول
$b$	ضریب متغیر فرمان در حوزه زمان در مدل درجه اول
$C(s)$	تابع کنترل گر تطبیقی در فضای لاپلاس
$DMA$	دستیابی مستقیم به حافظه
$ErrF$	خطای نیرو
$F$	نیرو، $N$
$G(s)$	تابع تبدیل سامانه نامی در حوزه لاپلاس
$[G]$	ماتریس ارتباط بین ورودی دامنه و میانگین ولتاژ و دامنه و میانگین نیرو
$G_L$	ضریب صورت تابع تبدیل دستگاه آزمون خستگی
$Gc$	بهره در کنترل گر تطبیقی
$g_1$	ضریب بین میانگین نیرو و میانگین ولتاژ تحریک
$g_2$	ضریب بین دامنه نیرو و دامنه ولتاژ تحریک
$K(n)$	متغیر واسط جهت محاسبه $g$
$P(n)$	متغیر واسط جهت محاسبه $g$
$PID$	کنترل گر تناسبی - انتگرالی - مشتقی
$S$	متغیر حوزه لاپلاس
$T_i$	ضریب انتگرال گیر در کنترل گر
$T_d$	ضریب مشتق گیر در کنترل گر
$T_L$	ضریب مخرج تابع تبدیل دستگاه آزمون خستگی
$u$	سیگنال فرمان، $v$
$V$	ولتاژ تحریک، $v$
$X_s$	موقعیت اسپول شیر سرو، $m$
$X$	سیگنال در حوزه زمان
$y$	متغیر خروجی سامانه کنترل، $N$

## زیر نویس

$ave$	میانگین سیگنال
$amp$	دامنه سیگنال

## ۱- مقدمه

فرآیند خرابی ناشی از نیروی نوسانی، خستگی نامیده می‌شود. این فرآیند با ایجاد خرابی محلی به صورت ترک شروع شده و با رشد آن تا خرابی قطعه ادامه می‌یابد. حداقل نیمی از تمام خرابی‌های مکانیکی، ناشی از این فرآیند است. این موارد، خرابی قطعات ساده مانند فنر درب، راکت تنیس، خمش تکراری گیره کاغذ تا خرابی قطعات پیچیده مانند بال هواپیما و محور پروانه کشتی را شامل می‌شود. تعیین عمر و قابلیت

اطمینان قطعه تحت بارهای نوسانی نیازمند تحلیل خستگی نقاط بحرانی آن می‌باشد.

تحلیل رفتار خستگی مواد از ضروریات صنایع هوافضا، خودروسازی، نیروگاهی، دفاعی، هسته‌ای و مهندسی پزشکی می‌باشد. از طرفی استحکام خستگی به عوامل مختلفی مانند جنس ماده، فرآیند ساخت، دمای کاری، تاریخچه بارگذاری و ... وابسته است. برای تعیین خواص اولیه ماده، انجام تحلیل خستگی بر مبنای روابط تجربی و صحنه‌گذاری محاسبات عددی انجام شده در این زمینه، انجام آزمون‌های مختلف خستگی الزامی است. به‌عنوان مثال رضائی و فکرمندی [۱] تاثیر رشد ترک در رفتار ارتعاشی تیر یک‌سر گیردار را به روش تئوری بررسی کرده و ارزیابی نتایج تجربی را با کمک آزمون‌های تجربی و استفاده از دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک ساخت شرکت زونیک انجام داده‌اند. لازم به‌ذکر است که پرکاربردترین دستگاه آزمایش خستگی، نوع سروهیدرولیکی با بارگذاری محوری می‌باشد.

در طول فرآیند آزمون خستگی، نیرو یا جابه‌جایی (کرنش) مطابق با استاندارد آزمون خستگی، تحت کنترل می‌باشد. تنظیم دقیق نیرو یا جابه‌جایی در طول فرآیند خستگی بر عهده واحد کنترل دستگاه بوده و دقت عملکردی آن تاثیر به‌سزایی در صحت نتایج آزمایشات دارد.

در دستگاه آزمایش خستگی علاوه بر دقت عملکردی، بزرگ‌ترین پهنای باند فرکانسی نیروی اعمالی نیز از اهمیت بالایی برخوردار است. به‌عنوان مثال برای تعیین نمودار تجربی S-N استحکام خستگی یک سوپرآلیاژ، بیش از شش میلیون سیکل برای هر نمونه مورد نیاز می‌باشد [۲]. اگر فرکانس کاری دستگاه یک هرتز باشد انجام این آزمون حدود هفتاد روز زمان می‌برد، در صورتی که اگر دستگاه قابلیت اعمال نیرو با فرکانس کاری پنجاه هرتز را داشته باشد، انجام این آزمون کمتر از دو روز به‌طول خواهد انجامید.

برای ردیابی مناسب و بهترین استفاده از قابلیت‌های دستگاه آزمایش خستگی، چالش‌های مختلفی پیش رو می‌باشد. مهم‌ترین آنها عدم قطعیت در سختی نمونه تحت آزمایش بوده که باعث ایجاد عدم قطعیت در تابع تبدیل سامانه نامی دستگاه می‌گردد. سایر موارد عبارتند از:

- تغییر سختی قطعه کار در طول آزمون خستگی
- رفتار غیرخطی المان‌های سروهیدرولیکی

آنها ابتدا دستگاه آزمایش خستگی را جهت بررسی رفتار اجزای آن به صورت سامانه مرتبه نه مدل‌سازی کردند، ولی در نهایت برای کنترل تطبیقی از مدل خطی مرتبه یک در فضای لاپلاس ارائه شده در معادله (۱)، استفاده کردند:

$$\frac{F}{x_s} = \frac{G_L}{1+T_m s} \quad (1)$$

اندازه  $G_L$  و  $T_m$  در معادله (۱) به سختی قطعه کار وابسته است.

کنترل‌گر پیشنهادی در این مقاله از نوع تناسبی-انتگرالی به قالب معادله (۲) می‌باشد:

$$C(s) = Gc \frac{1+sT_i}{sT_i} \quad (2)$$

با تنظیم مقدار  $T_i$  برابر با قطب سامانه، صفر و قطب کنترل‌گر و سامانه حذف شده و تابع تبدیل حلقه بسته به یک انتگرال‌گیر تبدیل می‌گردد. توسط الگوریتمی بازگشتی سختی قطعه کار تخمین زده شده و با توجه به مدل‌سازی مرتبه یک دستگاه، مقدار  $T_i$  محاسبه می‌شود [۵]. این الگوریتم برای انجام آزمایش خستگی بر روی چند نمونه قطعه کار و فرکانس کاری کمتر از ۸ هرتز پایه‌سازی شد، که نتایج به دست آمده صحت عملکرد سامانه کنترلی را تایید کرد. مهم‌ترین چالش این روش، نیاز به اندازه‌گیری دقیق جابه‌جایی قطعه کار در طول فرآیند خستگی می‌باشد. لغزش قطعه کار از درون گیره‌های دستگاه یا حسگر اندازه‌گیری جابه‌جایی می‌تواند باعث ایجاد خطا در محاسبه سختی قطعه کار شده و با عدم حذف صفر و قطب کنترل‌گر و سامانه، منجر به افزایش خطا در ادامه آزمون خستگی گردد. علاوه بر این نیاز به حسگر جابه‌جایی کارآمد باعث افزایش هزینه دستگاه آزمون می‌گردد. همچنین در صورت نیاز به آزمون نمونه‌ای با سختی بسیار متفاوت با نمونه اولیه که ضرایب کنترل‌گر بر مبنای آن تنظیم شده‌اند، نیاز به تنظیم مجدد پارامترهای کنترلی وجود دارد.

کلارک در سال ۲۰۰۱ [۶] روش ارائه شده در مقاله سال ۱۹۹۷ را با مدل جعبه سیاه برای سامانه دستگاه آزمایش خستگی مقایسه کرد. در مقاله ۱۹۹۷، شناسایی سامانه به روش مدل خاکستری و استفاده از سامانه سختی قطعه کار بود. در روش جعبه سیاه از الگوریتم کنترل تطبیقی ابداع شده توسط استوتن<sup>۴</sup> [۶-۷] و مدل درجه ۱، مطابق معادله (۳) استفاده شد:

در ادامه و در بخش ۲ پژوهش‌های انجام شده در زمینه کنترل نیرو در دستگاه‌های آزمون خستگی بررسی شده و بر مبنای آن هدف اصلی این پژوهش توضیح داده می‌شود. در بخش ۳ دستگاه آزمایش خستگی و نحوه عملکرد سامانه نرم‌افزاری آن ارائه می‌گردد. در بخش ۴ مراحل طراحی کنترل‌گر با هدف برآورده‌سازی نیازهای کنترلی، بیان می‌شود. در بخش ۵ نتایج پایه‌سازی کنترل‌گرهای طراحی شده بر روی دستگاه آزمایش خستگی و مقایسه آن با کنترل‌گر تناسبی-انتگرالی ارائه می‌گردد. در بخش ۶، جمع‌بندی این پژوهش و نوآوری‌های آن بیان می‌شود.

## ۲- مروری بر پژوهش‌های دیگران

در زمینه طراحی و ساخت دستگاه آزمایش خستگی کششی- فشاری سروهیدرولیک پژوهش‌های مختلفی انجام شده است که در ادامه به معتبرترین آنها به ترتیب زمان انتشار اشاره می‌گردد.

لانچوتی<sup>۱</sup> در سال ۱۹۸۳ روشی برای افزایش کارایی دستگاه آزمایش خستگی در انجام آزمون‌های خستگی با دامنه متغیر نیرو ارائه کرد [۳]. در این روش ابتدا قطعه کاری مشابه با قطعه اصلی درون گیره‌های دستگاه بسته شده و خطای بین دامنه سیگنال مرجع ورودی و دامنه نیروی اندازه‌گیری شده محاسبه گردید. با استفاده از الگوریتم ارائه شده در این پژوهش با تغییر اندازه سیگنال ورودی اندازه خطا کاهش داده شد. این داده‌ها در بانک اطلاعاتی نرم‌افزار ذخیره و در هنگام آزمایش نمونه اصلی از آنها استفاده گردید. با این روش فرکانس کاری دستگاه افزایش یافت و آزمون‌هایی با نیروی سینوسی تا فرکانس ۲۵ هرتز در محدوده خطای قابل قبول انجام شد. مهم‌ترین مشکل این الگوریتم استفاده از چند نمونه قطعه به عنوان قربانی می‌باشد. در بعضی از آزمون‌های خستگی (مخصوصاً آزمون محصول نهایی) نمونه گران‌قیمت بوده و استفاده از این روش پر هزینه است. علاوه بر این، سختی مواد، به‌ویژه مواد کامپوزیتی در طول آزمون خستگی و گسترش خرابی در ماده، بسیار تغییر می‌کند [۴]، که داده‌های مربوط به آن ممکن است در این بانک اطلاعاتی موجود نبوده و باعث ایجاد خطای غیرقابل قبول گردد. کلارک<sup>۲</sup> و هینتون<sup>۳</sup> در سال ۱۹۹۷ [۵] از الگوریتم کنترل تطبیقی در دستگاه آزمایش خستگی استفاده کردند.

1- Lanciotti

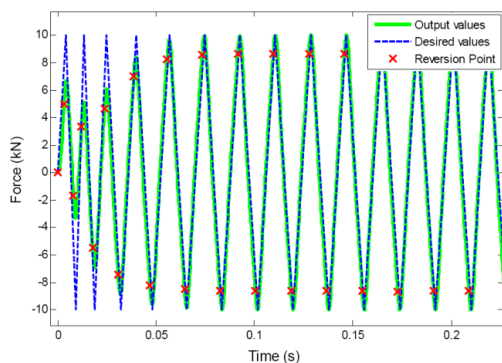
2 - Clarke

3 - Hinton

4- Stoten

در هنگام تغییر اندازه نیرو، فرکانس ثابت نمی‌باشد (شکل ۱ و محدود زمانی صفر تا ۵۰ میلی‌ثانیه).

بررسی پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه افزایش دقت و فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی، نشان‌دهنده نیاز به ارتقای سامانه‌های کنترلی با توانایی افزایش فرکانس کاری به بیش از ۳۰ هرتز می‌باشد. هدف اصلی این پژوهش نیز ارائه الگوریتم کنترلی جدید جهت ارتقای توان‌مندی دستگاه‌های آزمایش در انجام آزمون‌های خستگی چرخه بالا در محدوده فرکانسی ۵ تا ۵۰ هرتز می‌باشد. این افزایش فرکانس کاری، منجر به انجام آزمون‌های خستگی در مدت زمان کوتاه‌تر و صرفه‌جویی در هزینه و زمان می‌گردد.



شکل (۱): نتایج شبیه‌سازی برای الگوریتم یادگیری [۹].

### ۳- معرفی دستگاه آزمایش خستگی

در این دستگاه، قطعه کار از یک سمت به نیروسنج و از سمت دیگر به سیلندر هیدرولیک متصل بوده و با حرکت محور سیلندر، نیرو به قطعه کار وارد می‌شود. دبی روغن ورودی و خروجی به سیلندر، توسط شیر سروهیدرولیک کنترل می‌گردد. زیر سامانه‌های اصلی این دستگاه شامل منبع قدرت، شیرسرو، سیلندر هیدرولیک، حسگر نیرو و نرم‌افزار و سخت افزار کنترلی می‌باشد. در جدول ۱ مشخصات این دستگاه و در شکل ۲ نمایی از آن نشان داده شده است.

سخت‌افزار کنترلی در این دستگاه، کامپیوتر شخصی و کارت DAQ می‌باشد. موج سینوسی با فرکانس، دامنه و میانگین مشخص مطابق با برنامه آزمون خستگی، در نرم افزار با استفاده از روش DMA تولید شده و توسط خروجی آنالوگ کارت به صورت سیگنال ولتاژ ایجاد و به شیرسرو ارسال می‌گردد. کارت اکتساب داده با سرعت ۵,۰۰۰ نمونه در ثانیه از سیگنال‌های ورودی حسگر نیرو داده برداری کرده و در بافری ذخیره می‌کند. نرم‌افزار هر ۰/۲۵ ثانیه این بافر را که شامل هزار

$$\dot{y} = ay + bu. \quad (3)$$

مهم‌ترین چالش این روش، خطای بالای سامانه (فراجهش و فروجهش غیرقابل قبول) قبل از تخمین دقیق پارامترهای مجهول سامانه (ضرایب a و b در معادله (۳)) می‌باشد. کلارک بعد از پیاده‌سازی این الگوریتم بر روی دستگاه آزمایش خستگی و انجام چندین آزمون، استفاده از روش جعبه خاکستری را توصیه کرد.

کسپرپزاک<sup>۱</sup> و ماچا<sup>۲</sup> در سال ۲۰۰۷ [۸] از روشی خودکار برای تنظیم پارامترهای کنترل‌گر PID در دستگاه آزمایش خستگی استفاده کردند. در این روش برای تنظیم ضرایب، از رله کنترل استفاده شد. آنها آزمون‌های مورد نیاز را بر روی دستگاه آزمایش خستگی UPF400 با توانایی اعمال نیرو با دامنه  $\pm 320$  کیلو نیوتن تا فرکانس ۵ هرتز انجام دادند. این روش برای نیروی سینوسی شکل با دامنه ۱۵ کیلو نیوتن و فرکانس ۰/۵ تا ۳/۵ هرتز پیاده‌سازی شد. البته کنترل‌گر PID طراحی شده در هنگام انجام آزمون خستگی قابلیت خود تنظیمی نداشته و در طول آزمون خستگی و با کاهش سختی قطعه کار خطای ردیابی سامانه می‌تواند افزایش یابد.

آلو<sup>۳</sup> و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۹] از روش کنترل یادگیری برای افزایش فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی استفاده کردند. در این روش با استفاده از الگوریتم کنترلی بنگ-بنگ حرکت اسپول شیرسرو محدود به موقعیت حداکثری شد. با کمک الگوریتم یادگیری، نتایج در ماتریسی ذخیره شده و در طول آزمایش از این نتایج استفاده گردید. این روش بر روی دستگاه آزمایش خستگی شرکت اینسترون<sup>۴</sup> مدل ۸۵۰۱ پیاده سازی شد. در شکل ۱ یک نمونه از نتایج پیاده‌سازی الگوریتم پیشنهادی بر روی دستگاه آزمایش خستگی نشان داده شده است. با استفاده از این کنترل‌گر فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی نسبت به کنترل‌گر نصب‌شده توسط شرکت اینسترون افزایش پیدا کرد. البته این افزایش کارایی محدود به باند فرکانسی کمتر از ۳۰ هرتز می‌باشد و شکل موج نیروی ایجادشده به علت استفاده از الگوریتم بنگ-بنگ محدود به حالت مثلی است، درحالی‌که معمولاً برای آزمون‌های خستگی چرخه بالا از شکل موج سینوسی استفاده می‌گردد. همچنین،

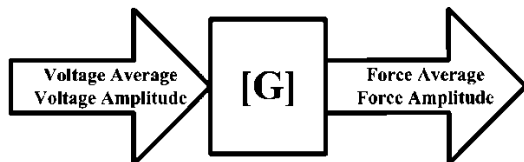
1 -Kasprzyczak  
2 -Macha  
3 -Alve  
4 - Instron

لازم است. اندازه میانگین و دامنه نیرو با استفاده از معادلات (۴) و (۵) محاسبه می‌گردد:

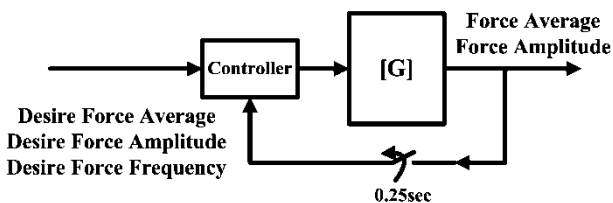
$$X_{ave} = \frac{Max(X) + Min(X)}{2} \quad (۴)$$

$$X_{amp} = \frac{|Max(X) - Min(X)|}{2} \quad (۵)$$

با توجه به توضیحات ارائه‌شده در بخش ۳ درباره نحوه عملکرد نرم افزار کنترلی، برای انجام آزمون خستگی در یک فرکانس مشخص، ورودی سامانه در حالت حلقه باز، دامنه و میانگین موج سینوسی ولتاژ و خروجی سامانه، دامنه و میانگین موج سینوسی نیرو، مطابق شکل ۳ می‌باشد. در مجموع می‌توان بلوک دیاگرام خلاصه‌شده سامانه حلقه‌بسته را به صورت شکل ۴ ارائه کرد.



شکل (۳): نمودار بلوک دیاگرام ساده‌شده سامانه دستگاه آزمایش خستگی.



شکل (۴): بلوک دیاگرام ساده‌شده سامانه حلقه بسته.

برای طراحی واحد کنترل دستگاه آزمایش خستگی باید دو مشخصه مهم را در نظر داشت؛ اولین مشخصه عدم فراجش یا فروجش در هنگام شروع آزمون می‌باشد. فراجش می‌تواند باعث تغییر شکل پلاستیک، ایجاد ترک یا حتی شکست نمونه گردد. دومین مشخصه، حداقل سازی زمان نشست می‌باشد.

#### ۴-۱- شناسایی سامانه

برای طراحی کنترل‌گر، باید رفتار دینامیکی سامانه مشخص باشد. سامانه‌های سروهیدرولیک دارای اجزای بسیاری بوده که مدل‌سازی کامل آنها چالش‌های زیادی دارد. ساداتی و همکاران [۱۰] مدل ریاضی قسمت‌های مختلف سامانه سروهیدرولیکی و پیچیدگی‌های آن را ارائه کردند. مهم‌ترین و پیچیده‌ترین المان در مجموعه دستگاه آزمایش خستگی، شیرسرو می‌باشد که

نمونه است، خواننده و در متغیری برای پردازش ذخیره می‌نماید. سیگنال خواننده‌شده کالیبره شده و به کمیت فیزیکی مربوطه تبدیل می‌گردد. سپس اندازه میانگین و دامنه این کمیت‌ها محاسبه و پردازش لازم بر روی آنها انجام می‌شود تا دامنه و میانگین موج سینوسی خروجی اصلاح گردد. سامانه کنترل از نوع دیجیتال و غیرخطی می‌باشد. مهم‌ترین بخش غیرخطی این سامانه محاسبه دامنه و میانگین نیرو می‌باشد.

#### جدول (۱): مشخصات دستگاه آزمایش خستگی ساخته‌شده.

محدوده نیرویی	تا ۲۵ کیلو نیوتن
فرکانس کاری	۱۰ تا ۵۰ هرتز
سامانه اعمال نیرو	سروهیدرولیک
نوع سامانه کنترلی	کنترل نیرو
نوع عملگر	سیلندر هیدرولیک دوطرفه متقارن
نوع پاتاقان عملگر	هیدرو استاتیک
فشار کاری	تا ۲۰۰ بار
شیر سرو	دو طبقه با پسخور مکانیکی
پمپ	پره ای
توان الکتریکی موتور	سه فاز ۷/۵ کیلو وات
سازنده نیروسنج	HBM
نوع سازه	چهار ستونی
سخت افزار کنترلی	Advantech PCI-1712



شکل (۲): دستگاه آزمایش خستگی.

#### ۴- طراحی کنترل‌گر

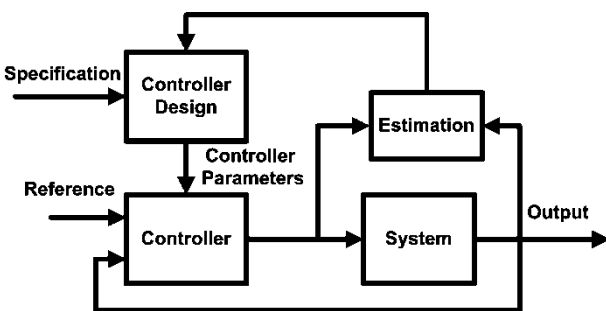
نیروهای خستگی معمولاً به صورت نیروی سینوسی فرض می‌شوند و برای انجام تحلیل خستگی تعداد سیکل بارگذاری و اندازه حداکثر و حداقل نیرو یا میانگین و دامنه نیرو نوسانی

ضریب عبارت مشتق گیر ( $T_d$  در معادله (۶)) جهت حداقل سازی تابع هدف، برابر صفر محاسبه شده است. بنابراین کنترل گر به دست آمده از نوع تناسبی- انتگرالی می باشد.

مهم ترین اشکال این زمان نشست طولانی، برای آزمون خستگی قطعات با سختی کم می باشد. برای این قطعات جایجایی سیلندر هیدرولیک باید بیشتر از قطعات با سختی بالا باشد. بنابراین سیال هیدرولیک با دبی بیشتر مورد نیاز است، در نتیجه شیرسرو باید به اندازه بیشتری باز گردد، که این امر باعث بزرگ تر شدن اندازه سیگنال ورودی ولتاژ می گردد. از طرفی برای جلوگیری از فراجش در قطعات با سختی بالا اندازه پارامترهای کنترل گر PI کوچک انتخاب شده اند.

### ۴-۳- کنترل تطبیقی

یکی از الگوریتم های کنترل برای سامانه هایی با پارامترهای مجهول یا متغیر با زمان، الگوریتم کنترل تطبیقی می باشد. در این الگوریتم ضرایب کنترل گر ثابت نیست. در شکل ۶ بلوک دیاگرام یک سامانه کنترلی تطبیقی از نوع خود تنظیم نشان داده شده است [۱۵]. مطابق این شکل، سامانه تطبیقی ارائه شده دارای بلوک تخمین پارامترهای سامانه و بلوک محاسبه ضرایب کنترل گر (طراحی کنترل گر) بر مبنای پارامترهای تخمین زده شده، می باشد. در نهایت سیگنال کنترلی بر مبنای سیگنال مرجع ورودی و سیگنال خروجی محاسبه شده و به عملگر سامانه ارسال می گردد.



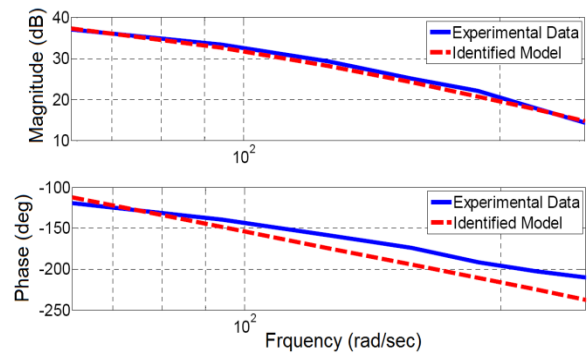
شکل (۶): بلوک دیاگرام سامانه کنترل تطبیقی از نوع خود تنظیم کننده [۱۵].

روابط ساده شده بین ولتاژ و نیرو در دستگاه آزمایش خستگی بر مبنای بلوک دیاگرام شکل ۳ در معادله (۸) ارائه شده است:

$$\begin{bmatrix} F_{ave} \\ F_{amp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_{ave} & 0 \\ 0 & g_{amp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{ave} \\ V_{amp} \end{bmatrix} \quad (8)$$

توفیقی و همکاران [۱۱] ارزیابی کاملی از مدل های غیرخطی آن انجام داده اند.

به علت پیچیدگی های سامانه های سرو هیدرولیکی، برای تعیین مدل ریاضی سامانه، از روش شناسایی سامانه جعبه خاکستری استفاده شده است [۱۲]. اولین قدم برای شناسایی سامانه، انجام آزمایشات متعدد برای در اختیار داشتن داده های تجربی معتبر می باشد. با توجه به این که فرکانس کاری سامانه ده تا پنجاه هرتز می باشد، آزمایش های مختلفی در این بازه فرکانسی برای حالت نیروی میانگین صفر انجام شد. در شکل ۵ نمودار پاسخ فرکانسی داده های تجربی و مدل ریاضی به دست آمده از روش شناسایی رسم شده است [۱۳].



شکل (۵): نمودار بود پاسخ فرکانسی بر مبنای داده های تجربی [۱۳].

برای شناسایی سامانه از مدل درجه پنج با دو ریشه مزدوج مختلط و سه ریشه حقیقی استفاده شد [۱۴] که نتیجه آن در معادله (۶) ارائه شده است [۱۳]:

$$G(S) = \frac{5.771 \times 10^{13}}{S^5 + Den} \quad (6)$$

$$Den = 1563S^4 + 8.667 \times 10^5 S^3 + 1.96 \times 10^8 S^2 + 1.51 \times 10^{10} S + 4.51 \times 10^{11}$$

### ۴-۲- کنترل گرتناسبی- انتگرالی

واحد کنترل ابتدایی این دستگاه از نوع PID انتخاب گردید، که به صورت سری در مدار حلقه بسته قرار داده شد. ضرایب کنترل گر PID به وسیله شبیه سازی زمانی معادله (۶) با هدف عدم فراجش و حداقل سازی انتگرال قدرمطلق تابع خطا به صورت بهینه محاسبه گردید. تابع تبدیل این کنترل گر برابر است با [۱۳]:

$$K \left( 1 + \frac{T_i}{S} + T_d S \right) = 0.0249 \left( 1 + \frac{40.60}{S} \right) \quad (7)$$

#### ۴-۴- تخمین پارامترها

در این پژوهش از روش بازگشتی کمترین مربعات برای تخمین پارامترهای  $g_1$  و  $g_2$  استفاده می‌شود [۱۵]. معادلات (۹-۱۱) برای تخمین پارامتر  $g_{ave}$  ارائه می‌گردد و تخمین  $g_{amp}$  به روش کاملا مشابه انجام می‌شود:

$$g_{ave}(n) = g_{ave}(n-1) + K_{ave}(n) \times (F_{ave}(n) - V_{ave}(n)g_{ave}(n-1)). \quad (9)$$

$$K_{ave}(n) = P_{ave}(n-1)V_{ave}(n) \times (1 + V_{ave}^2(n)P_{ave}(n-1))^{-1}. \quad (10)$$

$$P_{ave}(n) = (I - K_{ave}(n)V_{ave}(n))P_{ave}(n-1). \quad (11)$$

مقدار اولیه  $P$  به‌عنوان نقطه شروع حل معادلات (۹-۱۱) با استفاده از معادلات (۱۲-۱۳) استفاده می‌گردد:

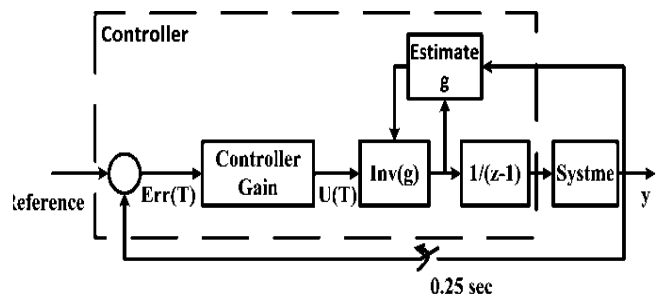
$$P(1) = V_{ave}^{-2}(1) \quad (12)$$

$$g_1(1) = F_{ave}(1)V_{ave}^{-1} \quad (13)$$

#### ۴-۵- کنترل گر تطبیقی

با ساده‌سازی سامانه رابطه بین ورودی و خروجی ماتریس  $G$  می‌باشد، که فاقد عبارت‌های انتگرال‌گیر یا مشتق‌گیر است. بنابراین می‌توان از معکوس آن برای محاسبه ولتاژ مورد نیاز برای رسیدن اندازه نیروی خروجی به نیروی ورودی استفاده کرد (شکل ۷).

یکی از عیب‌های کنترل‌گرهای تطبیقی، فراجش اولیه قبل از تخمین اندازه صحیح پارامترها می‌باشد. برای رفع این مشکل در ۲۰ سیکل ابتدایی، در سامانه حلقه‌بسته از کنترل‌گر  $PI$  طراحی شده در مرحله اول استفاده می‌شود. در این حالت سامانه بدون داشتن هیچ‌گونه فراجشی شروع به کار کرده و مقدار صحیح پارامترها در این ۲۰ سیکل تخمین زده می‌شود. بعد از این مرحله از کنترل‌گر تطبیقی استفاده می‌گردد.



شکل (۷): نمودار بلوک دیاگرام کنترل تطبیقی برای دستگاه آزمایش خستگی.

برای جلوگیری از ایجاد فراجش، باید از تغییرات ناگهانی سیگنال ورودی جلوگیری کرد. بنابراین معادلات بین نیرو و ولتاژ به‌صورت معادلات (۱۴) الی (۱۷) اصلاح شده تا تنظیم دامنه و میانگین نیرو یا جابه‌جایی خروجی بدون فراجش انجام شود. خطای سامانه به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$ErrF_{ave} = F_{ave\_Desire} - F_{ave\_Measure}. \quad (14)$$

$$ErrF_{amp} = F_{amp\_Desire} - F_{amp\_Measure}. \quad (15)$$

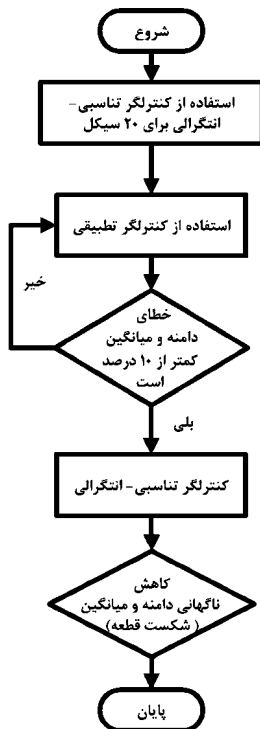
برای تغییر تدریجی مقدار ولتاژ خروجی جهت جلوگیری از فراجش، سیگنال تحریک مطابق معادلات (۱۶) و (۱۷) اصلاح می‌گردد:

$$V_{ave}(k) = V_{ave}(k-1) + \frac{K_{ave}ErrF_{ave}}{g_1}. \quad (16)$$

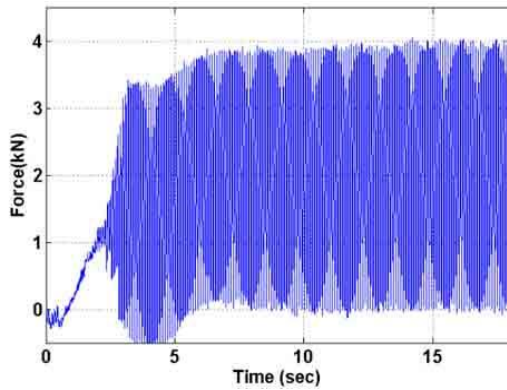
$$V_{amp}(k) = V_{amp}(k-1) + \frac{K_{amp}ErrF_{amp}}{g_2}. \quad (17)$$

ضرایب کنترلی  $K_{ave}$  و  $K_{amp}$  بعد از پایه‌سازی اولیه کنترل‌گر بر روی دستگاه تعیین می‌گردند.

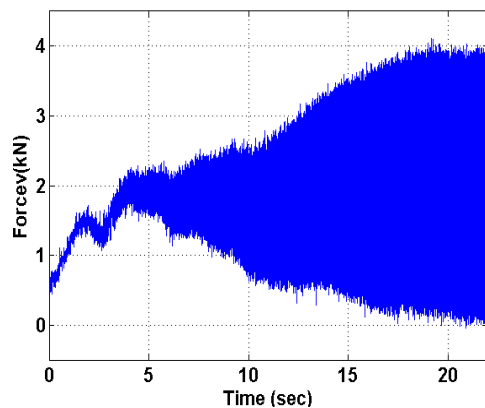
عیب استفاده از دینامیک معکوس، پاسخ نامناسب سامانه به اغتشاش می‌باشد. لذا با توجه به اینکه هدف استفاده از الگوریتم تطبیقی کاهش زمان نشست است، بعد از کاهش خطای نسبی دامنه و میانگین نیرو به ده درصد، برای ادامه آزمون از کنترل‌گر  $PI$  استفاده می‌گردد. فلوجارت الگوریتم ترکیبی تناسبی-انتگرالی و تطبیقی در شکل ۸ نشان داده شده است.



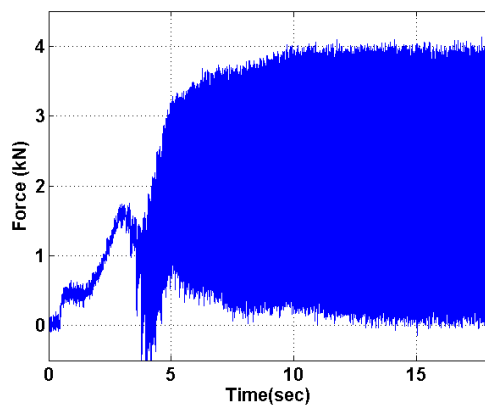
شکل (۸): فلوجارت الگوریتم کنترل ترکیبی.



شکل (۱۰): نمودار نیرو- زمان در آزمون خستگی برای قطعه کار فولادی با کنترلگر ترکیبی در فرکانس ۱۰ هرتز.



شکل (۱۱): نمودار نیرو- زمان در تست خستگی برای قطعه کار فولادی با کنترلگر تناسبی- انتگرالی در فرکانس ۵۰ هرتز.



شکل (۱۲): نمودار نیرو- زمان در آزمون خستگی برای قطعه کار فولادی با کنترلگر ترکیبی در فرکانس ۵۰ هرتز.

#### ۶- نتیجه گیری

هدف این مقاله ارائه روشی برای کاهش زمان نشست در دستگاه آزمایش خستگی می باشد. ابتدا پژوهش های مختلف انجام شده در این زمینه بررسی شد. سپس سخت افزار مورد

#### ۵- نتایج و بحث

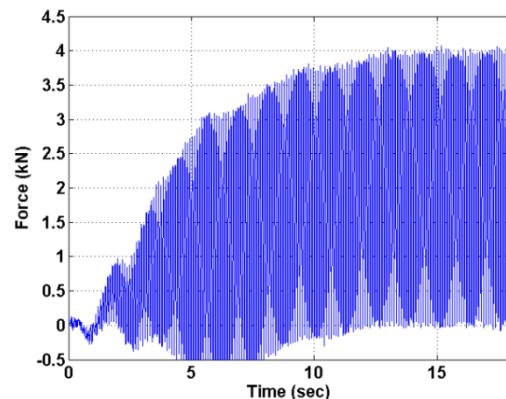
در بخش ۴ دو کنترلگر تناسبی- انتگرالی و کنترلگر ترکیبی فلوجارت شکل ۸، معرفی شدند. این دو کنترلگر جهت ردیابی موج سینوسی با دامنه و میانگین ۲ کیلو نیوتن به ازای دو فرکانس کاری ۱۰ و ۵۰ هرتز بر روی دستگاه آزمایش خستگی پیاده شدند. ضرایب کنترلگر تطبیقی  $K_{ave}$  و  $K_{amp}$  به روش تجربی به ترتیب برابر با ۰/۰۸ و ۰/۰۶ انتخاب شدند.

نتیجه پیاده سازی کنترلگر تناسبی- انتگرالی در فرکانس ۱۰ هرتز در شکل ۹ و کنترلگر ترکیبی در شکل ۱۰ رسم شده است. مدت زمان نشست برای کنترلگر تناسبی- انتگرالی ۱۵ ثانیه و کنترلگر ترکیبی ۱۲ ثانیه می باشد.

نتیجه پیاده سازی کنترلگر تناسبی- انتگرالی در فرکانس ۵۰ هرتز در شکل ۱۱ و کنترلگر ترکیبی در شکل ۱۲ رسم شده است. مدت زمان نشست برای کنترلگر تناسبی- انتگرالی ۲۲ ثانیه و کنترلگر ترکیبی ۱۴ ثانیه می باشد.

استفاده از کنترلگر ترکیبی ارائه شده باعث کاهش زمان نشست به اندازه ۲ ثانیه در فرکانس ۱۰ هرتز (۱۳ درصد کاهش) و به اندازه ۷ ثانیه به ازای فرکانس ۵۰ هرتز (۳۶ درصد کاهش) شده است. در مجموع استفاده از این الگوریتم جدید باعث کاهش ۲۵ درصدی زمان نشست گردیده است.

عملکرد این کنترلگر به ازای فرکانس های بالا که اندازه سیگنال تحریک بزرگ تر است، بهتر می باشد. با استفاده از این الگوریتم و ثابت بودن تقریبی زمان نشست، امکان برنامه ریزی بهتر جهت انجام آزمون های خستگی با دامنه و میانگین متغیر وجود دارد. نتایج تجربی کسب شده مؤید پاسخ مناسب سامانه در ردیابی موج سینوسی بوده، به طوری که اثر نویز اندازه گیری و اغتشاش حداقل شده است.



شکل (۹): نمودار نیرو- زمان در تست خستگی برای قطعه کار فولادی با کنترلگر تناسبی- انتگرالی در فرکانس ۱۰ هرتز.



- Between Black and Grey-Box Models”, Annual Reviews in Control, Vol. 25, pp. 77-88, 2001.
7. Stoten, D.P. and Bylut, S. “Application of the MCS Algorithm of the Control of an Electrohydraulic System”, IEEE, pp. 1742-1747, 1994.
  8. Kasprzyczak, L. and Macha, E. “ Selection of Settings of the PID Controller by Automatic Tunning at the Control System of the Hydraulic Fatigue Stand”, Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier, Vol. 22, pp. 1274-1288, 2007.
  9. Alve, J.G.C., Meggiolaro, M.A., Castro, J.T.P. and Topper, T.H. “ A Learning Control Technique to Increase the Frequency of Servo-Hydraulic Testing Machines”, ABCM Symposium Series in Mechatronics, Vol. 4, pp. 229-236, 2010.
  10. Sadati, S.H., Karimi-Masooleh, M. and Najafi, F. “Speed Control of a Servo Hydraulic Actuator, Using Artificial Neural Networks and Feedback Error Learning Algorithm”, Aerospace Mechanics Journal , Vol. 3, No. 3, pp. 21-33, 2007 (in Persian).
  11. Toufighi, M.H., Najafi, F., Sadati, S.H. and Jafari, A.A. “ Assessment and Precision Analysis of Nonlinear and Simplified Models for Spool Flow Control Valves with Various Lapping Geometries”, Aerospace Mechanics Journal, Vol. 10, No. 1, pp. 33-44, 2014 (in Persian).
  12. Jelai, M. “Andreas Kroll, Hydraulic Servo-systems”, Spreinger, 2003.
  13. Imani, B.M., Ghandehariun, A. and Ghorashi, H. “Implementing an Open-Architecture Controller for a Tension-Compression Fatigue Test Machine”, Key Engineering Materials Vol's. 462-463, pp. 861-866, 2011.
  14. Kim, D.H. and Sao, T.C. “A linearizes Electrohydraulic Servovalve Model for Valve Dynamics Sensivity Analysis anf Control System Design”, Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol. 122, No. 1, pp. 179-187, 2000.
  15. Astrom, K.J. and Wittenmark, B. “ Adaptive Control”, Second Edition, Pearson Education Inc., 1995.

استفاده معرفی گردید. در ادامه با استفاده از قابلیت کارت اکتساب داده و روش DMA و با ترکیب کنترل‌گرهای تناسبی-انتگرالی و تطبیقی، الگوریتم جدیدی برای کنترل دامنه و میانگین در دستگاه آزمون خستگی سروهیدرولیکی ارائه گردید. این الگوریتم کنترلی بر روی دستگاه آزمون خستگی پایه‌سازی شد.

نتایج تجربی به‌دست‌آمده، بیانگر دستیابی به اهداف کنترلی تعریف‌شده می‌باشد. در این پژوهش بدون ایجاد فراجهدش (یا فروجهش)، زمان نشست به‌میزان قابل ملاحظه‌ای (۲۵ درصد برای نمونه‌های پایه‌سازی‌شده) کاهش پیدا کرده است. البته این نوع کنترل‌گر برای تنظیم دامنه و میانگین موج سینوسی که در آزمون خستگی چرخه بالا کاربرد دارد، مناسب‌تر می‌باشد. برای ادامه پژوهش در این زمینه می‌توان از روش‌های کنترل و مدل‌سازی هوشمند مانند کنترل فازی و شبکه عصبی استفاده کرد و با مدل‌سازی دقیق (مدل ریاضی غیرخطی) سامانه سروهیدرولیک و سازه دستگاه، ضرایب واحد کنترل را با استفاده از توابع بهینه‌سازی محاسبه کرد.

#### ۷- تشکر و قدردانی

کلیه مراحل این پژوهش با حمایت مالی و تجهیزاتی پژوهشکده هواخورشید دانشگاه فردوسی مشهد در قالب پروژه توربین بادی مگاواتی انجام پذیرفته است، که بدین‌وسیله قدردانی می‌شود.

#### ۸- مراجع

1. Rezaee, M. and Fekrmandi, H. “A Theoretical and Exprimental Investigation of Free Vibration Behavior of a Cantiliver Beam with a Breathing Crack”, Aerospace Mechanics Journal, Vol 6, No. 3, pp. 55-69, 2009 (in Persian).
2. Chandran, K.S.R. and Jha, S.K. “Duality of the S-N Fatigue Curve caused by Competing Failure Modes in a Titanium Alloy and the Role of Poisson Defect Statistics”, Acta Materialia Vol. 53, No. 7, pp. 1867-1881, 2005
3. Lanciotti, A. “A Method for Improving the Performance of Fatigue test Machines in Variable Amplitude Loading Test”, International Journal Fatigue, Vol. 5 , No. 4, pp. 217-224, 1983.
4. Vassilopoulos, A.P. and Keller, T. “Fatigue of Fiber-Reinforced Composites”, Springer, 2011.
5. Clarke, D.W. and Hinton, C.J. “Adaptive Control of Materials-Testing Machines”, Automatica, Vol. 33, No. 6, pp. 1119-1131, 1997.
6. Clarke, D.W. “Adaptive Control of Servo Hydraulic Materials-Testing Machines: A Comparison