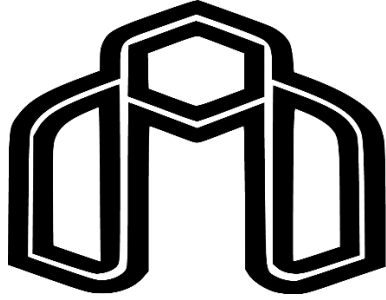


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی برق

پایان نامه دوره کارشناسی ارشد مهندسی برق - کنترل

طراحی کنترل کننده غیر خطی مقاوم به روش مود لغزشی برای یک عملگر هیدرولیکی

توربین بادی ۲ مگاواتی

دانشجو:

محسن خاکسار

استاد راهنما:

دکتر حیدر طوسیان شاندیز

زمستان ۱۳۹۶

شماره: ۱۵۳۸، ۰۷۰۳  
تاریخ: ۹۶، ۱۱، ۹

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صور جلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

یا نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای محسن خاکسار با شماره دانشجویی ۹۳۰۶۶۷۴ رشته مهندسی کنترل گرایش کنترل تحت عنوان: طراحی کنترل کننده غیرخطی مقاوم به روش مود لغزشی برای یک عملگر هیدرولیکی که در تاریخ ۱۳۹۶/۱۱/۰۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با امتیاز ۱۵/ درجه متوسط)  مردود   
نوع تحقیق: نظری  عملی

عقبو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	حمید طریقیان شایریز	دانشیار	
۲- استاد راهنمای دوم	---	---	---
۳- استاد مشاور	---	---	---
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	محمد علی صدرنیا	دانشیار	
۵- استاد ممتحن اول	علیرضا الهی	استاد	
۶- استاد ممتحن دوم	صهبا بازرگان	دانشیار	



نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

توضیح: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید دودتر از ۴ ماه برگزار شود).

سپاس خدای را که هر چه دارم از اوست، به امید آنکه توفیق یابم جز خدمت به خلق او نکوشم.

ماحصل آموخته هایم را تقدیم می کنم به آنان که مهر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است

به استوارترین تکیه گاهم، دستان پرمهر پدرم

به سبزترین نگاه زندگیم، چشمان سبز مادرم

که هرچه آموختم در مکتب عشق شما آموختم و هرچه بکوشم قطره ای از دریای بی کران مهربانیتان را سپاس نتوانم بگویم.

امروز هستی ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم رضای شما را آوردی گران سنگ تر از این ارزان نداشتم تا به خاک پایتان نثار کنم، باشد که حاصل تلاشم نسیم گونه غبار خستگیتان را بزدايد.

و همچنین تقدیم به همسرم

به پاس قدر دانی از قلبی آکنده از عشق و معرفت که محیطی سرشار از سلامت و امنیت و آرامش و آسایش برای من فراهم آورده است.

تقدیم به خانواده عزیزم:

لحظات ناب باور بودن، لذت و غرور دانستن، جسارت خواستن، عظمت رسیدن و تمام تجربه های یکتا و زیبای زندگیم، مدیون حضور سبز شماست.

نمی توانم معنایی بالاتر از تقدیر و تشکر بر زبانم جاری سازم و سپاس خود را در وصف استادان خویش آشکار نمایم، که هر چه گویم و سراپم ، کم گفته ام.

از استاد گرامیم جناب آقای دکتر حیدر طوسیان شاندیز بسیار سپاسگذارم چرا که بدون راهنماییهای ایشان تامین این پایان نامه بسیار مشکل مینمود.

## تعهد نامه

اینجانب محسن خاکسار دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی برق-کنترل دانشکده برق و رباتیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه طراحی کنترل کننده غیرخطی مقاوم به روش مود لغزشی برای یک عملگر هیدرولیکی توربین بادی ۲ مگاواتی تحت راهنمایی حیدر طوسیان شاندیز متعهد می شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده ( یا بافتهای آنها ) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ ۹۶/۱۱/۹

امضای دانشجو



### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است ) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

# چکیده

به دلیل اهمیت کنترل زاویه گام پره‌های توربین بادی در کنترل توان خروجی به خصوص در ناحیه سوم عملکردی، که سرعت دورانی توربین باید ثابت نگاه داشته شود، نیاز است یک کنترل کننده مناسب برای عملگر مربوطه، جدا از حلقه اصلی کنترل توربین، انتخاب شود. در این پژوهش یک عملگر هیدرولیکی به عنوان عملگر گام یک توربین بادی به ظرفیت 2MW در نظر گرفته شده است. هدف، طراحی کنترل کننده مناسب با در نظر گرفتن الزامات کنترلی و محدودیت‌های خاصی است که از جانب توربین روی عملگر اعمال می‌شود. با توجه به غیرخطی بودن مدل عملگر و همچنین وجود برخی عدم قطعیت‌ها در پارامترهای مکانیکی آن و نیز اغتشاشات غیرقابل پیش‌بینی در سرعت باد، از کنترل کننده غیرخطی مقاوم استفاده می‌کنیم. برای این منظور یک کنترل مود لغزشی جدید بکار گرفته شده است. تفاوت این کنترل کننده با کنترل کننده‌های مود لغزشی متعارف، در استفاده از یک قانون کنترل سوئیچینگ تطبیقی است. در این روش مقدار بهره سوئیچینگ بر اساس میزان خطای لحظه‌ای و با یک تابع ساده مشخص می‌شود. برای ارزیابی بهتر، نتایج کنترل کننده مود لغزشی جدید با کنترل کننده‌ای با استفاده از روش خطی سازی پس‌خورد مقایسه می‌گردد. در نهایت نتایج شبیه‌سازی‌ها مقاوم بودن سیستم کنترل را در برابر محدوده وسیعی از عدم قطعیت‌ها نشان می‌دهد. همچنین با انجام انواع مقایسه‌ها، عملکرد مطلوب سیستم تأیید می‌شود.

واژگان کلیدی: توربین بادی، عملگر گام، عملگر هیدرولیکی، کنترل مقاوم، کنترل غیرخطی، مود

لغزشی

# فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه	۱
۱-۱- پیش‌گفتار	۲
۲-۱- توربین بادی	۲
۱-۲-۱- انواع توربین‌های بادی	۴
۲-۲-۱- اجزای اصلی توربین بادی با محور افقی	۶
۳-۱- انواع توربین‌های بادی از نظر مکانیسم‌های کنترل سرعت	۱۰
۱-۳-۱- توربین سرعت ثابت	۱۱
۲-۳-۱- توربین سرعت متغیر	۱۱
۳-۳-۱- سیستم کنترل گام (گام متغیر)	۱۲
۴-۳-۱- سیستم کنترل استال (گام ثابت)	۱۲
۴-۱- کنترل توربین بادی	۱۳
۱-۴-۱- هدف	۱۳
۲-۴-۱- روش‌های کنترلی	۱۴
۵-۱- بیان مسئله و اهداف	۱۶
۶-۱- ضرورت پژوهش	۱۷
۷-۱- مروری بر روش‌ها و سوابق علمی پروژم	۱۹

۸-۱- ساختار گزارش ..... ۲۲

## فصل ۲ : عملگر هیدرولیکی زاویه گام ..... ۲۳

۲-۱- مقدمه ..... ۲۴

۲-۲- اساس کار ..... ۲۴

۲-۳- مدل سازی ..... ۲۷

۲-۳-۱- مدل سازی سیستم هیدرولیک ..... ۲۷

۲-۳-۲- مدل سازی اصطکاک ..... ۲۹

۲-۳-۳- مدل سازی نشتی داخلی ..... ۳۱

۲-۳-۴- مدل سازی سیستم پره توربین ..... ۳۳

۲-۳-۵- تبدیل روابط خطی به دورانی ..... ۳۵

۲-۳-۶- مدل سازی فضای حالت کلی سیستم ..... ۳۵

۲-۳-۷- مدل سازی اغتشاش ..... ۳۶

۲-۴- عدم قطعیت های سیستم ..... ۳۹

## فصل ۳ : مروری بر الگوریتم کنترلی ..... ۴۱

۳-۱- مقدمه ..... ۴۲

۳-۲- کنترل مود لغزشی ..... ۴۲

۳-۲-۱- مفهوم ..... ۴۳

۳-۲-۲- طراحی ..... ۴۴

## فصل ۴ : طراحی کنترل کننده عملگر گام ..... ۴۹



۵۰-۱-۴- مقدمه..... ۵۰

۵۰-۲-۴- اهداف و الزامات کنترلی..... ۵۰

۵۴-۳-۴- طراحی کنترل کننده مود لغزشی..... ۵۴

۵۵-۱-۳-۴- معادلات کنترل کننده..... ۵۵

۵۷-۲-۳-۴- کنترل معادل..... ۵۷

۵۸-۳-۳-۴- کنترل سویچینگ..... ۵۸

## فصل ۵ : نتایج شبیه سازی ..... ۶۱

۶۲-۱-۵- مقدمه..... ۶۲

۶۲-۲-۵- نتایج کنترل کننده مود لغزشی..... ۶۲

۶۲-۱-۲-۵- بیان نتایج..... ۶۲

۶۸-۲-۲-۵- تحلیل نتایج..... ۶۸

۶۹-۳-۲-۵- مقایسه نتایج..... ۶۹

## فصل ۶ نتیجه گیری و پیشنهادات ..... ۷۳

۷۴-۱-۶- نتیجه گیری..... ۷۴

۷۶-۲-۶- پیشنهادات..... ۷۶

## منابع..... ۷۷

۸۱-ضمیمه..... ۸۱

فهرست شکل‌ها:

- ۱-۱- جهت نیروی درگ و لیفت ..... ۳
- ۲-۱- توربین بادی محور عمودی ..... ۴
- ۳-۱- توربین بادی محور افقی ..... ۴
- ۴-۱- اجزای یک توربین بادی ..... ۶
- ۵-۱- نواحی عملکردی مختلف توربین بادی ..... ۱۴
- ۶-۱- شمای کلی سیستم کنترل توربین بادی ..... ۱۶
- ۱-۲- عملگر هیدرولیکی ..... ۲۶
- ۲-۲- عملگر هیدرولیکی با شیر سروو ..... ۲۶
- ۳-۲- عملگر هیدرو الکتریکی ..... ۲۷
- ۴-۲- نمودار سرعت - اصطکاک ..... ۳۰
- ۵-۲- ساختار شیر سروو ..... ۳۱
- ۶-۲- رابطه هندسی مکانیسم چرخش پره با حرکت خطی عملگر هیدرولیکی ..... ۳۴
- ۷-۲- تغییر سرعت باد به عنوان عامل اغتشاش ..... ۳۸
- ۱-۳- تغییرات S با شروع از شرایط اولیه مختلف ..... ۴۷
- ۲-۳- توابع جایگزین تابع علامت ..... ۴۸
- ۱-۴- بلوک دیاگرام کلی سیستم ..... ۵۵
- ۲-۴- تغییرات بهره سوئیچینگ ..... ۶۰
- ۱-۵- پاسخ سیستم به ورودی پله هموار در شرایط نامی ..... ۶۳
- ۲-۵- پاسخ سیستم به ورودی تصادفی هموار در شرایط نامی ..... ۶۴
- ۳-۵- پاسخ سیستم به ورودی پله هموار در شرایط نامی ..... ۶۵
- ۴-۵- پاسخ سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها ..... ۶۶
- ۵-۵- پاسخ سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها ..... ۶۷
- ۶-۵- مقایسه پاسخ موقعیت ..... ۷۰
- ۷-۵- مقایسه پاسخ موقعیت ..... ۷۲

فهرست جدول‌ها:

- ۱-۲- گشتاور اغتشاش در سرعت‌های باد ..... ۳۷

فصل ۱:

مقدمه

## ۱-۱- پیش‌گفتار

انرژی باد در حال تبدیل شدن به یک منبع انرژی بسیار مناسب برای جهان آینده است. نگرانی در مورد افزایش اثرات گازهای گلخانه‌ای حاصل از نیروگاه‌های فسیلی و گازی و همچنین محدود بودن این منابع، باعث می‌شود که منابع پاک و تجدید پذیر مانند باد یک جایگزین عملی خوب برای تولید انرژی الکتریکی در جهان باشند. لذا تولید و بهره‌برداری از توربین‌ها و نیروگاه‌های بادی به‌عنوان یکی از مؤثرترین روش‌های تولید انرژی الکتریکی از منابع تجدید پذیر، در جهان به‌سرعت رو به گسترش است. اهمیت به‌کارگیری توربین و نیروگاه‌های بادی به‌منظور تولید انرژی و سرمایه‌گذاری در این زمینه، چه از نظر بازده و صرفه اقتصادی و چه از منظر مسائل زیست‌محیطی، بر کسی پوشیده نیست. لذا در این فصل ابتدا به‌طور مختصر نحوه کارکرد یک توربین بادی، اجزاء مختلف آن و روش‌های اصلی کنترل این سیستم را معرفی خواهیم کرد. سپس به بیان مسئله و اهداف تحقیق و همچنین اهمیت و ضرورت آن خواهیم پرداخت. در ادامه مروری اجمالی بر تحقیقات انجام‌شده در این زمینه خواهیم داشت و در انتها ساختار پایان‌نامه و روند پروژه شرح داده خواهد شد.

## ۱-۲- توربین بادی

جریان هوا دارای دینامیک آئرو دینامیکی<sup>۱</sup> به نام‌های درگ<sup>۲</sup> و لیفت<sup>۳</sup> است که با برخورد بر روی هر سطحی به وجود می‌آیند. نیروی درگ در جهت باد و نیروی لیفت عمود بر جریان باد هستند که جهت حرکت آن‌ها، نیروی موردنیاز برای چرخش پره‌ها را تأمین می‌کند. آنگاه با به حرکت درآمدن پره‌های توربین، انرژی جنبشی به انرژی مکانیکی تبدیل شده و این انرژی مکانیکی با چرخش ژنراتور که بلافاصله

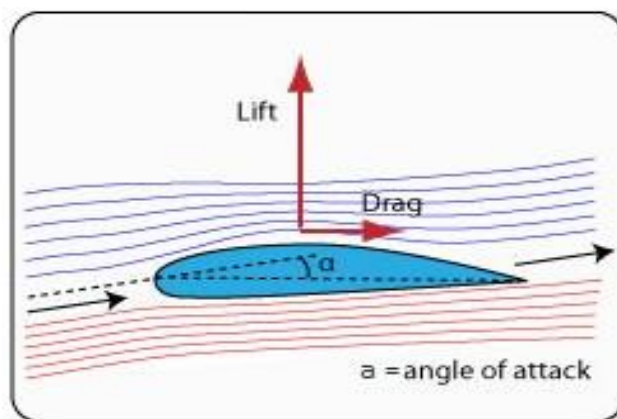
---

<sup>۱</sup> Aerodynamic

<sup>۲</sup> Drag

<sup>۳</sup> Lift

بعد از پره‌ها و جعبه‌دنده قرار گرفته است، تولید الکتریسیته می‌کند. توربین‌های بادی در سرعت باد حدود ۴-۵ متر بر ثانیه شروع به کار کرده و در سرعت تقریباً ۱۸-۱۹ متر بر ثانیه حداکثر توان نامی را تولید می‌کند. هنگامی که سرعت باد به ۲۵ متر بر ثانیه و بیشتر برسد، برای جلوگیری از افزایش بیش‌ازحد سرعت چرخش پره‌ها و در نتیجه خسارات احتمالی، توربین خاموش شده و متوقف می‌شود [۱] [۲].



شکل ۱-۱: جهت نیروی درگ و لیفت [۲]

توربین‌های بادی بر اساس توان تولیدی، به سه دسته تقسیم‌بندی می‌شوند:

- **توربین‌های کوچک:** این توربین‌ها تا قدرت ۱۰ کیلووات برق تولید می‌کنند و برای مناطقی که تأمین مصرف برق از طریق شبکه سراسری مشکل است، استفاده می‌شوند.
- **توربین‌های متوسط:** توان تولیدی در این توربین‌ها بین ۱۰-۲۵۰ کیلووات است و جهت تأمین مصارف خانگی، کشاورزی و تجاری استفاده می‌گردند.
- **توربین‌های بزرگ (مزارع بادی):** این نوع توربین‌ها دارای چندین توربین متمرکز با توان ۲۵۰ کیلووات به بالا هستند که به دو صورت متصل یا جدا از شبکه سراسری طراحی می‌شوند.

<sup>۱</sup> Wind Farm

مزایای استفاده از توربین بادی:

- ۱- رایگان و در دسترس پذیر بودن انرژی باد
- ۲- صرفه اقتصادی در بلندمدت
- ۳- عدم نیاز به هرگونه سوخت
- ۴- کاهش آلودگی زیست محیطی
- ۵- تنوع بخشیدن به منابع انرژی و ایجاد سیستم پایدار انرژی

معایب استفاده از توربین بادی:

تولید آلودگی صوتی ناشی از صدای مکانیکی وسایلی چون جعبه دنده، ژنراتور و تیغه های توربین

بادی

### ۱-۲-۱- انواع توربین های بادی

توربین ها بر اساس محور چرخش پره ها به دو نوع افقی و عمودی تقسیم می شوند. نمونه ای از آنها

در شکل های ۱-۲ و ۱-۳ نشان داده شده اند.



شکل ۱-۳: توربین بادی محور افقی [۱]



شکل ۱-۲: توربین بادی محور عمودی [۱]

## ۱- توربین بادی با محور افقی

محور اصلی این توربین‌ها در راستای وزش باد و موازی با سطح زمین است. طبق قاعده کلی هرچه تعداد پره‌ها کمتر باشد، سرعت توربین بیشتر و گشتاور آن کمتر است. معمولاً این نوع توربین‌ها دارای ۲ یا ۳ پره می‌باشند و تمام اجزای آن به دلیل افزایش بازدهی، در بالای برج قرار دارد و تیغه‌ها نیز رو به باد هستند. با چرخش پره‌ها بر اثر وزش باد، محور شفت که به صورت افقی است به حرکت درمی‌آید. سر دیگر شفت به جعبه‌دنده و آن نیز به ژنراتور متصل است و در نتیجه با حرکت شفت روتور، ژنراتور به کار افتاده و برق تولید می‌گردد.

از مزایای این توربین‌ها علاوه بر داشتن بازده بالا و قابلیت چرخش خودکار پره‌ها متناسب با سرعت باد، می‌توان به تولید انرژی الکتریکی در سرعت‌های پایین اشاره کرد. مشکل اصلی توربین با محور افقی نصب آن‌ها در ارتفاع زیاد است که در صورت نیاز به دسترسی به قطعات بالای برج، مانند تعمیر ژنراتور، می‌تواند سبب بروز مشکلاتی در انجام کار شود.

## ۲- توربین بادی با محور عمودی

محور اصلی این توربین‌ها به صورت عمود بر راستای وزش باد است و نیازی به تنظیم جهت قرارگیری نسبت به جهت وزش باد ندارند. این نکته برای مکان‌هایی که جهت وزش باد متغیر است، امتیاز خوبی به شمار می‌رود. توربین‌های با محور عمودی، به دلیل قرار داشتن اجزاء بر روی زمین تعمیر و نگهداری آسان‌تر، ساختار ساده‌تر و حساسیت کمتری به جهت باد، نسبت به توربین‌های محور افقی دارند. اما به دلیل نداشتن برج بلند، نمی‌توانند از سرعت باد زیاد در ارتفاعات بیشتر استفاده کنند. همچنین به دلیل ایجاد نیروی مخالف چرخش توسط تأثیر باد بر پره دیگر، بازدهی پایینی دارند. به همین علت امروزه بیشتر از توربین باد محور افقی استفاده می‌شود. لذا در ادامه به معرفی اجزاء این نوع توربین می‌پردازیم.

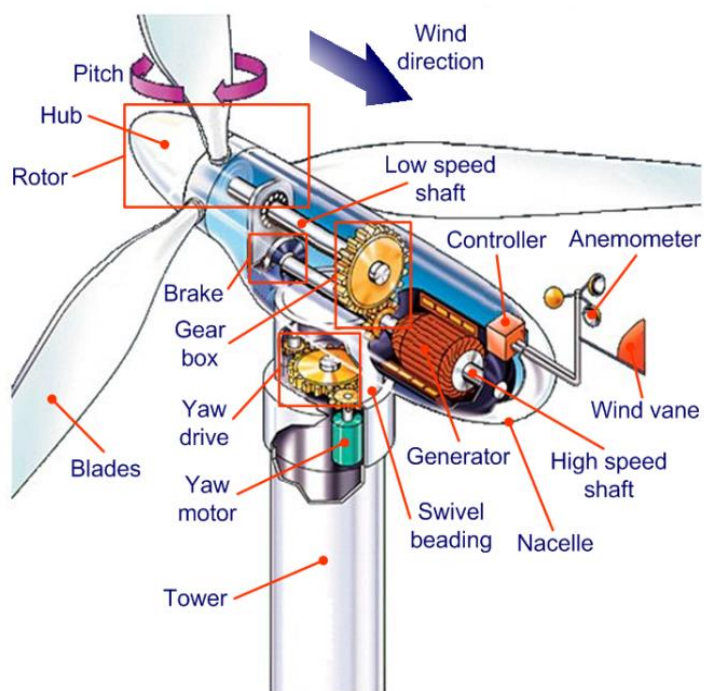
## ۱-۲-۲- اجزای اصلی توربین بادی با محور افقی

در شکل ۴-۱ یک توربین بادی به همراه اجزای آن قابل مشاهده است. در ادامه به معرفی هر یک از

اجزای آن می پردازیم: [۳]

### • پره‌ها<sup>۱</sup>

پره‌ها مهم‌ترین بخش توربین بادی می‌باشند، با برخورد باد به پره‌ها، آن‌ها به چرخش درآمده و نیروی لازم برای چرخاندن شفت اصلی را فراهم می‌کند. پره‌های توربین به گونه‌ای ساخته می‌شوند که استحکام و استقامت بسیار بالایی در برابر نیروهای آئرو دینامیکی و دینامیکی داشته باشند. آن‌ها معمولاً از چوب، آلومینیوم، فایبرگلاس تقویت شده، فولاد و یا ترکیبی از این مواد ساخته می‌شوند. اما چنانچه از جنس چوب ساخته شوند، باید ضد آب باشند زیرا رطوبت سبب متورم شدن چوب‌ها و در نهایت سبب تغییر شکل هندسی پره شده و این بر روی مشخصه آئرو دینامیکی تأثیرگذار است.



شکل ۴-۱: اجزای یک توربین بادی [۳]

<sup>۱</sup> Blade



## • توپی پره<sup>۱</sup>

طراحی توپی پره باید به نحوی باشد که بتواند به‌عنوان جاذب لرزش عمل کند. این قطعه توسط قطعه دیگری به نام دماغه پوشانده می‌شود. پره‌های توربین به‌وسیله یاتاقان به توپی پره که بر روی شفت سرعت‌پایین قرار دارد، متصل می‌شود.

## • ژنراتور<sup>۲</sup>

قطعه اصلی توربین که وظیفه تبدیل انرژی مکانیکی حاصل از چرخش پره‌ها به انرژی الکتریکی و تولید برق را بر عهده دارد. عمدتاً ژنراتورها به سه دسته سنکرون، آسنکرون و جریان مستقیم تقسیم می‌شوند، که نوع آسنکرون به دلیل راحتی در انجام محاسبات رایج‌تر است.

## • روتور<sup>۳</sup>

به مجموعه توپی و تیغه‌های متصل به آن، روتور گویند. روتور در توربین بادی با محور افقی به‌صورت عمود در جهت باد دوران می‌کند. قدرت جذب‌شده توسط روتور با اتصال به یک سیستم مکانیکی به ژنراتور منتقل می‌گردد.

## • ترمز<sup>۴</sup>

از این قطعه برای متوقف کردن روتور در مواقع اضطراری استفاده می‌گردد. دو نوع ترمز در توربین وجود دارد: ترمز کفشکی و ترمز دیسکی. ترمز کفشکی که در توربین‌های با ظرفیت بسیار پایین (۱ الی ۵ کیلووات) استفاده می‌شود. در این مدل برای متوقف شدن حرکت پره‌ها، نیروی زیادی لازم نیست و پس از نگه‌داشتن دیسک متصل به محور جعبه‌دنده، سیستم متوقف می‌گردد. نوع دیگر ترمز، ترمز دیسکی است که در توربین‌هایی با ظرفیت بالاتر استفاده می‌شود و با این ترمز، توربین را در مواقع عادی و اضطراری می‌توان متوقف کرد. پس از دریافت فرمان از حسگرهای بادسنج، توسط سیستم کنترل، و

---

<sup>1</sup> Hub

<sup>2</sup> Generator

<sup>3</sup> Rotor

<sup>4</sup> Brake

از سیستم کنترل توسط یک سیستم هیدرولیکی فرمان لازم به ترمزها داده شده و ترمز دیسکی فعال می‌شود. از مزایای این نوع ترمزها، خودتنظیم بودن آنها، تأثیر ناچیز انبساط در دمای بالا و قرار گرفتن سطوح اصطکاک در معرض جریان هوا است.

### • جعبه‌دنده<sup>۱</sup>

وظیفه این قطعه افزایش سرعت روتور است. چرخ‌دنده‌ها از یک طرف به محور توربین با سرعت پایین-گشتاور بالا و از طرف دیگر به محور ژنراتور با سرعت بالا-گشتاور پایین متصل می‌باشند و افزایش سرعت چرخش از ۳۰ تا ۶۰ دور بر دقیقه به سرعتی حدود ۱۲۰۰ تا ۱۵۰۰ دور بر دقیقه را ایجاد می‌کنند. این افزایش سرعت برای تولید برق توسط ژنراتور الزامی است. ترکیب و آرایش جعبه‌دنده، بستگی به نسبت تبدیل جعبه‌دنده و راندمان آن دارد.

### • کنترل‌کننده<sup>۲</sup>

بخش کنترل‌کننده، توربین را هنگامی که سرعت باد بین ۴ تا ۲۵ متر بر ثانیه باشد، به کار می‌اندازد و زمانی که سرعت باد بالاتر از ۲۵ متر بر ثانیه رسید، آن را متوقف می‌کند. این امر بدین علت است که توربین‌ها قادر نیستند در سرعت باد بیشتر از ۲۵ متر بر ثانیه حرکت کنند، زیرا ژنراتور به سرعت به حرارت بسیار بالایی خواهد رسید. همچنین در سرعت بالای ۳۱ متر بر ثانیه امکان سقوط برج وجود دارد. در سرعت‌های پایین‌تر از ۴ متر بر ثانیه نیز تولید به صرفه نیست. سیستم کنترل همچنین وظیفه انجام محاسبات لازم جهت تعیین دقیق زوایای انحراف و گام، جهت کنترل سرعت توربین را نیز بر عهده دارد.

### • برج<sup>۳</sup>

برج‌ها معمولاً از فولادهای استوانه‌ای یا شبکه‌ای ساخته می‌شوند. چون سرعت باد با افزایش ارتفاع

---

<sup>1</sup> Gearbox

<sup>2</sup> Controller

<sup>3</sup> Tower

زیاد می‌شود، برج‌های بلند باعث می‌شوند توربین انرژی بیشتری بگیرد و الکتریسیته بیشتری تولید کند. ارتفاع برج‌ها با توجه به ظرفیت توربین‌ها متفاوت است.

### • ناسل<sup>۱</sup>

بدنه‌ای است که قطعات مکانیکی و الکتریکی توربین شامل جعبه‌دنده، شفت‌ها، ژنراتور، کنترل‌کننده‌ها، ترمز، سیستم خنک‌کننده و ... در آن قرار می‌گیرند.

### • سیستم انحراف<sup>۲</sup>

به دلیل این که سرعت و جهت باد در زمان‌های مختلف تغییر می‌کند، برای به دست آوردن حداکثر بازده از یک توربین بادی، باید بتوان همواره صفحه دوران پره‌های توربین را عمود بر جهت وزش باد قرارداد. همچنین در مواقع خاموش بودن توربین نیز باید خارج‌ازمسیر باد قرار گیرد. برای این منظور از سیستم انحراف برای تغییر جهت ناسل استفاده می‌شود. سیستم انحراف معمولاً یک سیستم ترکیبی الکترومکانیکی است که شامل حسگر باد، سیستم کنترلی، موتور الکتریکی، راه‌انداز، جعبه‌دنده، بلبرینگ و دیسک ترمز می‌باشد.

### • سیستم گام<sup>۳</sup>

تنظیم دقیق زاویه قرارگیری پره‌ها تأثیر بسیاری در بازده و عملکرد توربین دارد. بدین منظور از سیستم گام جهت کنترل زاویه استقرار پره‌ها و در نتیجه کنترل سرعت توربین استفاده می‌شود. سیستم گام در برخی توربین‌ها یک سیستم الکترومکانیکی و در برخی دیگر الکتروهیدرولیکی است. در نوع الکترومکانیکی از یک موتور الکتریکی و در نوع الکتروهیدرولیکی از یک جک هیدرولیکی به‌عنوان عملگر گام برای هر پره استفاده می‌شود.

---

<sup>1</sup> Nacelle

<sup>2</sup> Yaw System

<sup>3</sup> Pitch System

- شفت سرعت پایین<sup>۱</sup>

متصل به روتور بوده و روتور حول این محور به چرخش درمی آید.

- شفت سرعت بالا<sup>۲</sup>

متصل به ژنراتور بوده و سبب تولید الکتریسیته می شود.

- حسگر اندازه گیری<sup>۳</sup>

دو حسگر بادسنج و جهت نما در بالای ناسل نصب می شوند و به ترتیب سرعت و جهت باد را مشخص می کنند. هر دو حسگر اطلاعات حاصل را به بخش کنترل می دهد و بر اساس این اطلاعات، در زمان کار توربین زاویه انحراف و پره ها مشخص می شود. حسگرهای دیگری نیز مانند حسگر دمای روغن گیربکس، حسگر لرزش ناسل و ... برای پایش وضعیت قسمت های مختلف توربین استفاده می شوند.

- سیستم خنک کننده<sup>۴</sup>

ممکن است دمای ژنراتور در حین کار افزایش زیادی داشته باشد که اگر چنین اتفاقی رخ دهد، ژنراتور از مدار خارج می گردد. به همین منظور از سیستم خنک کننده استفاده می شود تا از داغ شدن بیش از حد ژنراتور جلوگیری گردد.

### ۱-۳- انواع توربین های بادی از نظر مکانیسم های کنترل سرعت

توربین های بادی از نظر سرعت به دودسته سرعت ثابت و سرعت متغیر تقسیم می شوند که ساختار کنترلی هر کدام از آن ها با یکدیگر متفاوت است و در هر دسته نیز از روش های مختلفی برای کنترل استفاده می شود.

---

<sup>1</sup> Low Speed Shaft

<sup>2</sup> High Speed Shaft

<sup>3</sup> Sensor

<sup>4</sup> Cooling System

### ۱-۳-۱- توربین سرعت ثابت

سرعت روتور در این نوع توربین ثابت و حداکثر با ۱ تا ۲ درصد تغییرات نسبت به فرکانس شبکه<sup>۱</sup> برق است. این بدان معناست که سرعت روتور توسط فرکانس برق شبکه تعیین می‌گردد. ژنراتور به‌کاررفته در این نوع توربین، القایی (قفس سنجابی) است و مستقیماً به شبکه متصل است. با توجه به سرعت ثابت، تمامی نوسانات سرعت باد به‌صورت نوسانات گشتاور مکانیکی و سپس به‌عنوان نوسانات برق، به شبکه برق منتقل می‌گردد. این امر در شبکه‌های ضعیف می‌تواند منجر به افزایش تلفات در خطوط و نیز کاهش کیفیت برق شبکه شود. این مشکل را در کنار مشکل ایجاد استرس مکانیکی در توربین بر اثر اغتشاش باد، می‌توان به‌عنوان بزرگ‌ترین معایب این نوع توربین دانست. اما از مهم‌ترین مزایای آن می‌توان به‌سادگی، قابلیت اطمینان، و هزینه پایین تجهیزات الکتریکی اشاره کرد. [۴]

### ۱-۳-۲- توربین سرعت متغیر

در این نوع توربین‌ها، ژنراتور از طریق تجهیزات الکترونیک قدرت به شبکه متصل می‌شود و این امر سبب جداسازی فرکانس مکانیکی از فرکانس شبکه و درنهایت افزایش کنترل‌پذیری می‌گردد. بدین‌صورت که مبدل الکترونیک قدرت، سرعت ژنراتور را کنترل کرده و نوسانات توان ایجادشده به‌واسطه تغییرات سرعت باد عمدتاً از طریق تغییر در سرعت روتور جذب می‌گردند. در توربین‌های سرعت متغیر برخلاف نوع سرعت ثابت، گشتاور مکانیکی ثابت نگه‌داشته می‌شود و درعین‌حال امکان انطباق سرعت توربین (افزایش یا کاهش) و سرعت باد را فراهم می‌شود. در نتیجه بهبود کیفیت توان و کاهش استرس مکانیکی از مهم‌ترین مزیت‌های این نوع توربین هستند. تلفات در بخش الکترونیک قدرت، استفاده از اجزای الکتریکی بیشتر و در نتیجه افزایش هزینه تجهیزات را می‌توان معایب این نوع توربین دانست [۵].

با توجه به مطالب بیان‌شده، هدف از کنترل سرعت چرخش روتور، رسیدن به بالاترین بهره‌وری توربین (استخراج بیشترین مقدار انرژی از باد) و محافظت از آن در برابر بادهای قوی می‌باشد که امری

---

<sup>۱</sup> Grid Frequency

بسیار مهم است. با استفاده از تأثیر زاویه هجوم<sup>۱</sup> باد به پره‌ها، این کار به دو روش کنترل گام و کنترل استال می‌تواند صورت می‌گیرد. کنترل استال نیز خود می‌تواند به صورت اکتیو یا پسیو باشد.

### ۱-۳-۳- سیستم کنترل گام<sup>۲</sup> (گام متغیر)

این سیستم مجهز به کنترل‌کننده و عملگر گام است. این روش با تنظیم زاویه پره‌ها و قرار دادن مناسب آن در مقابل باد، منجر به کنترل سرعت توربین در سرعت‌های مختلف باد می‌شود. در واقع در این روش با کاهش زاویه هجوم، باعث می‌شود که لبه پره در مقابل باد قرار گیرد و با استفاده از نیروی مؤلفه لیفت باد، پره‌ها را به چرخش وامی‌دارد. همچنین در مواقع طوفان یا سرعت شدید باد با تغییر این زاویه، پره‌ها را از مسیر باد خارج می‌کند و باعث توقف توربین می‌شود. لذا این روش در برابر تندبادها مناسب بوده و قابلیت اطمینان سیستم را بالا می‌برد. در واقع توربین‌های بادی گام متغیر دارای انعطاف بیشتری نسبت به مکانیسم‌های دیگر هستند به همین دلیل امروزه بیشتر از این سیستم به‌ویژه در توربین‌های بزرگ، استفاده می‌شود.

### ۱-۳-۴- سیستم کنترل استال<sup>۳</sup> (گام ثابت)

در این روش پره‌ها با زاویه‌ای خاص به تویی متصل شده و ثابت می‌باشند. طراحی آئرودینامیکی پره‌ها به‌گونه‌ای است که توان توربین را در سرعت‌های مختلف باد، کنترل می‌کند. در واقع در این روش با افزایش زاویه هجوم، باعث می‌شود که سطح صاف پره در مقابل باد قرار گیرد. نوک پره‌های توربین استال دارای یک فلپ متحرک است که با افزایش سرعت از ۲۵ متر بر ثانیه در اثر نیروی گریز از مرکز از نوک پره بیرون می‌زند تا پره بایستد و توربین با چرخش از مسیر باد خارج شود. پره‌های استال بزرگ‌تر و سنگین‌تر از پره‌های گام هستند و نیز طراحی آئرودینامیکی پیچیده‌تری دارند. اما ثابت بودن

---

<sup>۱</sup> Angel of Attack

<sup>۲</sup> Pitch Control

<sup>۳</sup> Stall Control

و عدم نیاز به سیستم کنترل برای تنظیم زاویه، مزیت اصلی آن است.

لازم به ذکر است که هر دو نوع توربین‌های سرعت ثابت و سرعت متغیر می‌توانند از هر کدام از این سیستم‌ها استفاده کنند. لذا با توجه به (۱-۳-۱) و (۲-۳-۱) توربین‌ها از نظر سرعت روتور به دودسته سرعت ثابت و سرعت متغیر تقسیم می‌شوند که هر کدام از آن‌ها می‌توانند دو ساختار کنترلی (۳-۳-۱) و (۴-۳-۱) را داشته باشند. بنا براین می‌توان توربین‌ها را بر اساس عملکرد به چهار نوع سرعت ثابت-ثابت-گام ثابت، سرعت ثابت-گام متغیر، سرعت متغیر-گام ثابت و سرعت متغیر-گام متغیر دسته‌بندی کرد [۶].

## ۴-۱- کنترل توربین بادی

در این بخش به‌طور اجمالی کنترل توربین باد را مرور خواهیم کرد. ابتدا نیاز است تا به‌طور واضح بدانیم که منظور از کنترل توربین باد چیست و متغیرهای کنترلی چه هستند. سپس با شناخت هدف کنترل و چگونگی حصول آن با استفاده از بخش‌های مختلف کنترلی در یک توربین باد و آشنایی با روش‌های اصلی کنترل، به بحث اصلی این پایان‌نامه نزدیک می‌شویم.

### ۴-۱-۱- هدف

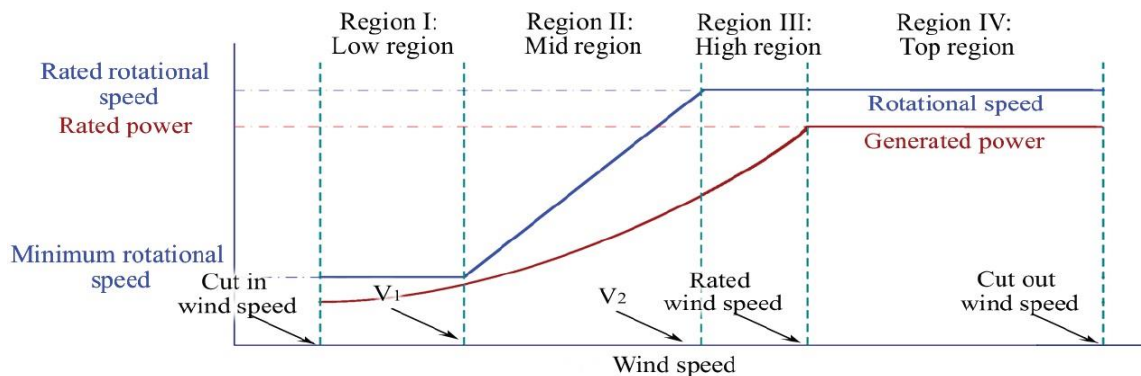
توربین‌های بادی در حالت‌های مختلف عملیاتی برای سرعت‌های مختلف باد عمل می‌کنند و ما از آن‌ها دو وظیفه تولید بیشترین توان در سرعت‌های باد کمتر از مقدار مجاز<sup>۱</sup> و تنظیم و تثبیت خروجی‌ها، یعنی سرعت چرخش روتور و توان ژنراتور، در سرعت‌های باد بالاتر از حد مجاز را انتظار داریم. در نهایت هنگامی که سرعت باد از مقدار خاصی به نام سرعت قطع<sup>۲</sup> فراتر رود باید خاموش شوند. تمامی این اهداف

---

<sup>۱</sup> Rated Wind Speed

<sup>۲</sup> Cut-out

باید هم‌زمان با کمینه نگه‌داشتن بارهای دینامیکی روی کل مجموعه برآورده شوند. در توربین‌های سرعت متغیر-گام متغیر ما این امکان را داریم که زاویه گام پره‌ها و گشتاور ژنراتور را به‌منظور کنترل خروجی‌های مذکور تغییر دهیم. شکل ۱-۵ سرعت چرخشی روتور و توان تولیدی ژنراتور را به‌عنوان تابعی از سرعت باد در نواحی عملکردی مختلف توربین بادی نشان می‌دهد.



Regions	Wind speed	Rotational speed	Power
Region I: Low region	$v_{cut\ in} \leq v_e \leq v_1$	$\omega_{min}$	$P_{max}(v_e)$
Region II: Mid region	$v_1 \leq v_e \leq v_2$	$\omega_{min} \leq \omega \leq \omega_{rated}$	$P_{max}(v_e)$
Region III: High region	$v_2 \leq v_e \leq v_{rated}$	$\omega_{rated}$	$P_{max}(v_e)$
Region IV: Top region	$v_{rated} \leq v_e \leq v_{cut\ out}$	$\omega_{rated}$	$P_{rated}$

شکل ۱-۵: نواحی عملکردی مختلف توربین بادی [۶]

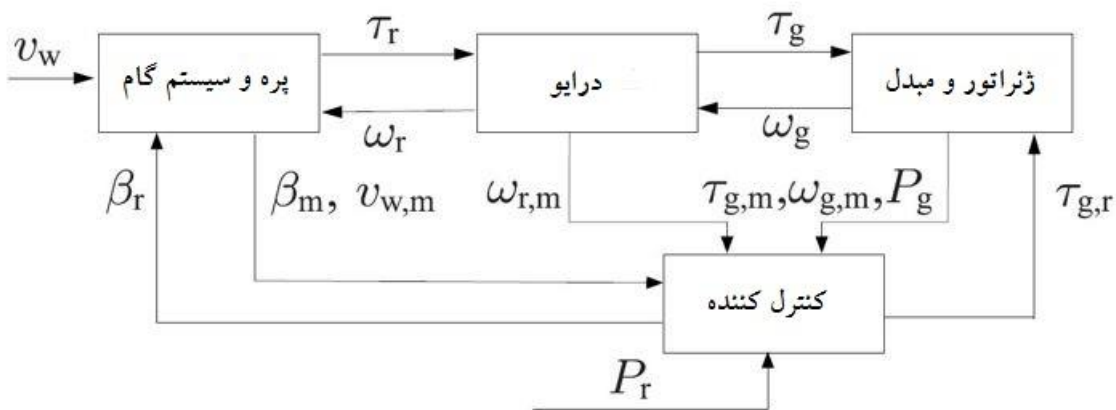
### ۱-۴-۲- روش‌های کنترلی

برای کنترل توربین بادی، یعنی بهینه کردن یا محدود نمودن توان خروجی (بسته به ناحیه عملکردی) راه‌های مختلفی وجود دارد که اصلی‌ترین آن‌ها عبارت‌اند از: تنظیم زاویه پره، چرخش کل مجموعه توربین و کنترل سرعت ژنراتور که دو مورد اول به ترتیب تحت عنوان کنترل گام و کنترل انحراف شناخته می‌شوند. هدف کنترل گام حفظ زاویه بهینه پره به‌منظور دستیابی به یک مقدار مشخص سرعت روتور یا توان خروجی است. کنترل انحراف نیز باعث می‌شود که صفحه چرخش پره‌ها همواره روبه‌روی باد قرار دارد که این کار نیز به‌منظور بیشینه کردن سطح مؤثر روتور و در نتیجه توان خروجی



انجام می‌شود. نوع سوم از روش‌های مذکور، یعنی کنترل سرعت ژنراتور، با زیرسیستم‌های الکتریکی سروکار دارد که می‌توان با تجهیزات الکترونیک قدرت و به‌طور خاص‌تر، مبدل‌های قدرت که با ژنراتور کوپل شده‌اند، به این کنترل دینامیکی دست‌یافت.

در سرعت‌های بالای باد، کنترل گام بیشترین تأثیر و حساسیت را در خروجی ایجاد می‌کند، به‌طوری‌که گاهی تنها تغییر چند درجه‌ای زاویه پره، می‌تواند توان خروجی را به نصف کاهش دهد. در سرعت‌های پایین باد نیز مؤثرترین روش برای بهینه کردن توان خروجی کنترل سرعت ژنراتور است، همچنان که استقرار صحیح گام نیز تأثیر زیادی دارد. لذا در یک توربین سرعت متغیر-گام متغیر، به‌منظور عملکرد پایدار، بهینه و ایمن سیستم، از هر سه روش کنترل به‌صورت ترکیبی استفاده می‌شود. یعنی کنترل‌کننده اصلی توربین در هر لحظه مشغول کنترل سرعت ژنراتور است و هم‌زمان زوایای بهینه انحراف و گام را نیز محاسبه کرده و مقادیر را به عملگرهای مربوطه می‌فرستد و بدین‌وسیله متغیرهای کنترلی در مقادیر مطلوب تنظیم می‌شوند. شکل ۱-۶ برگرفته از [۷] نمای کلی سیستم کنترل یک توربین باد را نشان می‌دهد که شامل چهار بلوک اصلی است و نشان‌دهنده مطالب گفته‌شده است. بلوک پره و سیستم گام، نشان‌دهنده مدل عملگر، پره‌ها و روابط آئرو دینامیکی آن است که وظیفه آن ردگیری زاویه گام مرجع به‌منظور تولید گشتاور و سرعت دورانی مطلوب می‌باشد. بلوک درایو شامل نسبت تبدیل‌های جعبه‌دنده و پارامترهای مکانیکی (اینرسی و اصطکاک) ژنراتور و روتور می‌باشد. بلوک ژنراتور و مبدل توصیف‌کننده معادلات الکتریکی ژنراتور و مبدل‌هاست که منجر به کنترل سرعت ژنراتور می‌شود. محاسبات کنترلی توضیح داده‌شده نیز در بلوک کنترل‌کننده و با استفاده از اطلاعات سیگنال‌های ورودی انجام خواهد شد. در این شکل سیگنال‌های  $\beta$ ،  $\omega$ ،  $\tau$ ،  $v_w$  و  $P$  به ترتیب نشان‌دهنده زاویه گام، سرعت روتور، گشتاور، سرعت باد و توان هستند. اندیس‌های  $m$ ،  $\Gamma$  و  $g$  نیز به ترتیب بیانگر مقادیر مرجع، اندازه‌گیری شده و تولیدی می‌باشند.



شکل ۱-۶: شمای کلی سیستم کنترل توربین بادی [۷]

## ۱-۵- بیان مسئله و اهداف

همان‌طور که در بخش‌های قبل ذکر شد از جمله بخش‌های حساس و پراهمیت در توربین بادی، سیستم کنترل آن است که یکی از وظایف آن محاسبه زوایای گام و انحراف در هر لحظه و انتقال این مقادیر به عملگرهای مربوطه می‌باشد. از این مرحله به بعد مانند هر سیستم کنترلی دیگری، رساندن متغیرهای کنترل به نقاط تنظیم<sup>۱</sup> بر عهده عملگر می‌باشد. اما می‌دانیم عملگرها معمولاً دارای محدودیت‌هایی هستند که باعث تنزل کارکرد صحیح آن‌ها می‌شود. به‌عنوان مثال این عناصر به دلیل داشتن تغییرات و حرکات پیوسته، به‌مرور زمان دچار ساییدگی و فرسودگی می‌شوند که این امر منجر به تغییر برخی پارامترهای آن در طول زمان می‌شود، از این‌رو مشخصات آن‌ها رفته‌رفته تغییر کرده و ممکن است عملکرد مناسب خود را از دست بدهند. یا این‌که یک عملگر برای کار در شرایط و محیطی خاص طراحی و ساخته شده باشد و استفاده از آن در محیطی یا دمایی دیگر موجب کاهش کیفیت عملکرد یا تغییر برخی پارامترهای آن شود. یا به‌عنوان مثال مدل یا رفتار عملگر تا حد زیادی غیرخطی است و روش‌های کنترلی ساده خطی باعث کاهش کارایی حلقه کنترلی می‌شود و در نتیجه هدف کنترل

<sup>۱</sup> Set Points

به طور مطلوب محقق نمی‌گردد. این‌ها نمونه‌ای از چالش‌هایی هستند که در مواردی که نیاز به عملکرد سطح بالای کنترلی باشد، باید در نظر گرفته شوند. با انتخاب یک کنترل‌کننده مناسب منحصراً برای عملگر، می‌توان تا حد زیادی با چالش‌های فوق مقابله کرد.

در این تحقیق هدف این است، کارایی عملگر هیدرولیکی مورد استفاده در کنترل زاویه گام یک توربین بادی 2 MW را با به‌کارگیری یک الگوریتم کنترلی مناسب بهبود ببخشیم. به دلیل غیرخطی بودن معادلات دینامیکی عملگر هیدرولیکی، از یک نوع کنترل مقاوم غیرخطی برای دستیابی به عملکرد مطلوب استفاده می‌کنیم. همچنین عدم قطعیت‌هایی<sup>۱</sup> در سیستم وجود دارند که در طراحی کنترل‌کننده باید در نظر گرفته شوند. به‌عنوان مثال برخی پارامترها مانند اینرسی پره، اصطکاک غیرخطی در عملگر هیدرولیکی و نشتی داخلی شیر سروو که برای طراحی کنترل‌کننده مورد نیاز هستند، به‌طور دقیق مشخص نیستند و یا در بازه‌ای محدود حول مقدار نامی‌شان تغییر می‌کنند. همچنین اغتشاشاتی تصادفی از سمت باد روی پره‌ها و در نتیجه بار روی عملگر هیدرولیکی اعمال می‌شود و لذا یک عامل غیرقطعی به مدل سیستم می‌افزاید که باید تأثیر آن توسط کنترل‌کننده به حداقل ممکن برسد. دینامیک‌های مدل نشده سیستم نیز که می‌توانند ناشی از نداشتن اطلاعات کافی از سیستم و یا ساده‌سازی آن باشند، از دیگر انواع عدم قطعیت‌ها هستند. کنترل مقاوم راه‌حل خوبی برای روبه‌رو شدن با این عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات می‌باشد.

بنابراین هدف طراحی یک کنترل‌کننده غیرخطی مقاوم برای رسیدن به عملکرد مورد نظر، با در نظر گرفتن مدل غیرخطی عملگر، و عدم قطعیت‌های پارامتری و اغتشاشات خارجی می‌باشد.

## ۱-۶- ضرورت پژوهش

به علت اهمیت زیاد کیفیت توان الکتریکی خروجی یک نیروگاه، توربین بادی و یا هر سیستم دیگری

---

<sup>۱</sup> Uncertainty

برای تولید برق، لازم است کنترل دقیق و مؤثری روی قسمت‌های مختلف سیستم انجام گیرد. در توربین بادی یکی از مهم‌ترین این قسمت‌ها، زاویه پره‌های توربین است که تعیین‌کننده سرعت روتور در هر لحظه، به خصوص در سرعت‌های زیاد باد، و در نتیجه کیفیت توان الکتریکی خروجی می‌باشد که مجموعاً توسط کنترل‌کننده توربین و عملگر مربوطه کنترل می‌شود. در طراحی و ساخت توربین‌ها، برای کنترل عملگرهای گام که حلقه داخلی کنترل محسوب می‌شوند، غالباً از روش‌های کنترلی کلاسیک و ساده مانند PID<sup>۱</sup> استفاده می‌شود. اما با توجه به اینکه این روش‌ها در عمل کیفیت دینامیکی بالایی به‌ویژه برای جک‌های هیدرولیکی بزرگ با نیروی زیاد (مانند سیستم هیدرولیکی در نظر گرفته‌شده در این تحقیق) ندارند [۸]، همچنین عوامل دیگر مانند تأثیر عدم قطعیت‌ها در رفتار سیستم را در نظر نمی‌گیرند، لازم است الگوریتم‌های کنترلی کارآمدتری جهت کنترل این عملگرها به کار گرفته شود که در این پروژه بنا به دلایل عنوان‌شده، از روش‌های غیرخطی و مقاوم استفاده خواهد شد.

همان‌طور که اشاره شد، در این توربین از عملگر هیدرولیکی به‌عنوان عملگرهای گام استفاده می‌شود. تاکنون نیز تحقیقات زیادی در زمینه کنترل عملگر هیدرولیکی انجام شده است. اما باید در نظر داشت که عملکرد قابل قبول عملگر هیدرولیکی کنترل‌شده به روش‌های مختلف، لزوماً منجر به کارکرد مطلوب در تمامی کاربردهای آن نمی‌شود و برای گرفتن بهترین نتیجه، باید کنترل‌کننده‌ای مناسب با آن کاربرد خاص برای سیستم طراحی شود. به عبارت دیگر می‌توان گفت هنگامی که عملگر هیدرولیکی برای کاربرد در عملگر گام یک توربین بادی استفاده می‌شود، الزامات و محدودیت‌هایی از جانب توربین بر عملگر اعمال می‌شود. در نتیجه کنترل‌کننده ارائه‌شده باید ضمن ارضاء کردن این الزامات، عملکرد مطلوب را داشته باشد. الزاماتی که در این تحقیق برای عملگر در نظر گرفته می‌شود، در فصل بعد بررسی خواهند شد.

ضرورت دیگر انجام این تحقیق این است که برای اجرایی شدن طرح بر روی یک توربین بادی خاص و به دست آوردن بیشترین بازده و تضمین ایمنی آن، لازم است بهترین روش کنترل انتخاب گردد و

---

<sup>۱</sup> Proportional Integral Drivative

ورودی‌های مختلف در شرایط متفاوت به سیستم داده شود و رفتار آن مورد بررسی قرار گیرد. در اینجا این کار با انجام مقایسه‌های تحلیلی بین نتایج حاصل از روش ارائه‌شده در این پژوهش، با سایر روش‌های ارائه‌شده در مراجع معتبر انجام خواهد شد.

## ۷-۱- مروری بر روش‌ها و سوابق علمی پروژه

زمینه‌های پیدایش عملگرهای هوشمند<sup>۱</sup> در دهه ۱۹۸۰ با ادغام عملگرها با میکروالکترونیک آغاز شد. با این کار هم محدودیت‌های عملگرهای معمولی تا حد زیادی از بین رفت و هم امکان افزون کارکردهای هوشمند بیشتری به عملگرها مهیا گشت. اولین اقدامات در این زمینه توسط رالف ایزرمن<sup>۲</sup> با طرح‌ریزی یک سری مفاهیم کلی برای هوش عملگر بر مبنای مفاهیم کنترل آنالوگ انجام شد. او این کار را با استفاده از روش‌هایی مانند خطی سازی، شناسایی پارامتر، برنامه‌ریزی بهره و ... انجام داد [۹]. در سال‌های بعد، محققان دیگر با توسعه این مفاهیم و نشان دادن جنبه کاربردی آن در کنترل صنعتی، این مسیر را ادامه دادند.

توربین‌های مدرن امروزی به‌طور متوسط به سه دسته‌ی، سرعت ثابت، سرعت متغیر و کنترل پیچ تقسیم می‌شود. در سال ۱۹۸۸ یک استراتژی ساده برای کنترل استال توربین بادی با پره‌های ثابت ارائه شد. [۱۰]. در این پژوهش با کنترل چرخش توربین حول محور (Z) (یا  $\alpha$ ) میزان سطح برخورد باد با پره‌های توربین تغییر یافته در نتیجه توان خروجی توربین تغییر می‌کند. همچنین در آن سال با انجام شناسایی

---

<sup>۱</sup> Intelligent Actuators

<sup>۲</sup> Rolf Isermann

<sup>۳</sup> yaw

سیستم، مدل دینامیکی یک توربین افقی با سرعت متغیر به صورت تجربی به دست آورده شده که از یک کنترل تطبیقی مدل مرجع برای تعیین موقعیت زاویه پیچ استفاده شده است. [۱۱]

امروزه با در نظر گرفتن دینامیک‌های توربین بادی، با داشتن مدل دقیق‌تر و به‌وسیله‌ی کنترل گشتاور، کنترل سرعت، توان بهینه از توربین بادی دریافت می‌گردد. [۱۲]. کنترل زاویه‌ی گام و کنترل سرعت متغیر برای به دست آوردن ماکزیمم توان توربین مورد استفاده قرار گرفته است. [۱۳]. با استفاده از مدل غیرخطی دقیق‌تر و به کمک کنترل مقاوم و کنترل تطبیقی بر دقت و عملکرد سیستم‌ها افزوده شده است. [۱۴] و [۱۵].

امروزه اندازه و توان توربین‌های بادی بسیار افزایش یافته است به طوری که برای تغییر زاویه‌ی گام به عملگرهایی با توان بیشتر نیاز است. [۱۶]. در کشورهای آسیایی که معمولاً از بادهای طوفانی و آشفته رنج می‌برند کنترل زاویه‌ی گام توربین بادی، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. با کنترل زاویه‌ی گام توربین می‌توان سرعت دورانی شفت توربین را تنظیم کرد و توان خروجی مناسب‌تری را دریافت کرد. چندین روش برای کنترل زاویه‌ی گام از سال ۲۰۰۱ مورد مطالعه قرار گرفت. [۱۷]

برخی از روش‌های پیشرفته‌ی کنترل زاویه‌ی پیچ مانند کنترل ترکیبی برای تمامی قسمت‌های قابل کنترل توربین باد ارائه شده است. [۱۸]. علاوه بر این کنترل گام، باعث کاهش بارهای ایرودینامیکی روی پره‌های توربین می‌شود و همچنین مانع از خاموشی روتور و کاهش بار روی برج توربین بادی می‌شود. [۱۹] همه این تحقیقات انجام شده اهمیت کنترل زاویه‌ی گام توربین بادی را نشان می‌دهد. سیستم محرکه‌ی استفاده شده برای عملگر پیچ توربین باد به موتور الکتریکی و جک‌های هیدرولیکی تقسیم می‌شوند.

در مقایسه با موتورهای الکتریکی، عملگرهای هیدرولیکی نه تنها از فرسایش جدی چرخ‌دنده‌ها جلوگیری می‌کنند بلکه مقاومت مکانیسم سیستم عملگر هیدرولیکی را نیز افزایش می‌دهند. با این حال، عملگر هیدرولیکی پارامترهای غیرخطی و ناشناخته‌ی بیشتری نسبت به دیگر عملگرها دارد.

اخیراً، سیستم‌های عملگر هیدرولیکی با سرعت بالا و راندمان انرژی زیاد ارائه شده‌اند. عملگر شامل یک قسمت کنترل الکتریکی است که می‌تواند یک سروو موتور<sup>۱</sup> AC یا یک شیر سروو<sup>۲</sup> با جابه‌جایی پیوسته شفت داخل آن باشد که فشار ورودی و خروجی به دو سر پیستون را تغییر می‌دهد. همچنین تفاوت‌ها و مزیت‌های موتور الکتریکی سروو و عملگر الکترو هیدرولیکی شیر سروو مورد مقایسه قرار می‌گیرد. [۲۰] در این پژوهش یک نمونه سیستم عملگر هیدرولیکی با عملکرد بالا طراحی شده است. در این طراحی از مزایای یک عملگر هیدرولیکی متداول و یک موتور الکتریکی (با نسبت گشتاور به جرم بالا) به‌عنوان محرک آن عملگر هیدرولیکی استفاده شده است.

علاوه بر این برای کنترل زاویه‌ی گام پره توربین، سیستم‌های کنترل جدیدی ارائه شد. به‌عنوان مثال برای یک سیستم پمپ هیدرولیک با سرعت زاویه‌ای متغیر با استفاده از کنترل فازی مورد مطالعه قرار گرفت و

جهت افزایش عملکرد کنترل موقعیت از یک کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی با جبران کننده‌ی فازی-مود لغزشی استفاده شده است. [۲۱] و [۲۲].

در ادامه کنترل تطبیقی و مقاوم به‌عنوان روش‌هایی برای مقابله با عدم قطعیت‌های سیستم، به‌ویژه عدم قطعیت‌های ناشی از پارامترهای نادقیق، مورد توجه قرار گرفت. مرجع [۲۳] یک کنترل کننده غیرخطی تطبیقی برای جبران سازی این پارامترهای غیرقطعی غیرخطی ارائه داده است. مرجع [۲۴] یک کنترل کننده لغزشی زمان گسسته مقاوم برای عملگر الکترو هیدرولیکی طراحی می‌کند و نیروهای غیرخطی اصطکاک را به‌عنوان عدم قطعیت سیستم در نظر می‌گیرد. مرجع [۲۵] نیز با ترکیب یک کنترل غیرخطی مقاوم و یک روتگر حالت توسعه یافته به وسیله روش گام به عقب، یک کنترل غیرخطی فیدبک خروجی برای عملگر الکترو هیدرولیکی ارائه داده است.

---

<sup>۱</sup> AC servo motor

<sup>۲</sup> Servo valve

با این حال کنترل کننده‌ها معمولاً به دلیل غیرخطی بودن سیستم و نبودن مدل دقیقی از سیستم و پارامترهای سیستم هیدرولیک، معادلات را ساده‌تر می‌کنند.

در پژوهش صورت گرفته یک سیستم کنترل گام جدید شامل یک سیلندر پیستون هیدرولیکی با درگاه ورودی شیر سروو با حرکت خطی پیوسته ارائه شده است که به وسیله‌ی یک کنترلر مود لغزشی کنترل می‌شود.

## ۸-۱- ساختار گزارش

ساختار این پایان‌نامه بدین شرح است که بعد از مقدمه گفته شده، در فصل دوم به مدل‌سازی و بیان معادلات حاکم بر عملگر هیدرولیکی می‌پردازیم و چون کاربرد خاص کنترل زاویه گام توربین مدنظر است و حرکت عملگر خطی است با تبدیل روابط خطی به دورانی زاویه گام، با ورودی کنترلی مناسب خروجی سیستم که زاویه است تغییر داده می‌شود.

در فصل سوم به معرفی الگوریتم کنترلی مورد نیاز، یعنی مود لغزشی پرداخته خواهد شد. فصل چهارم به طراحی کنترل کننده اختصاص دارد. بدین صورت که الگوریتم معرفی شده را روی سیستم پیاده‌سازی کرده و طراحی‌ها، تغییرات و اصلاحات لازم را برای رسیدن به پاسخ مطلوب انجام خواهد شد. در فصل پنجم نتایج حاصل از انجام شبیه‌سازی آورده شده است. نتایج حاصل مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهند گرفت و همچنین پاسخ‌های به دست آمده از الگوریتم‌های کنترلی مختلف با یکدیگر مقایسه خواهند شد. در فصل شش نیز جمع‌بندی، نتیجه‌گیری و پیشنهادات بیان خواهد شد.



فصل ۲:

# عملگر هیدرولیکی زاویه گام

## ۲-۱- مقدمه

همان‌طور که در شکل (۱-۶) فصل اول نشان داده شد، یکی از قسمت‌های مهم توربین بادی، بلوک پره و سیستم گام است که موقعیت زاویه پره را کنترل می‌کند. در این تحقیق قصد داریم به کنترل موقعیت یک عملگر هیدرولیکی جهت کاربرد به‌عنوان عملگر گام توربین بادی پردازیم. اهمیت تأکید بر کاربرد این سیستم، در الزامات و محدودیت‌هایی است که بر آن اعمال می‌شود که این موارد در فصل ۴ بیان خواهند شد. در این راستا ابتدا باید با عملگر هیدرولیکی و اساس کار آن آشنا شویم و تا آنجا که به بحث مربوط است به شناخت آن می‌پردازیم. گام مهم بعدی مدل‌سازی عملگر هیدرولیکی و بیان معادلات دینامیکی حاکم بر آن است. تمامی شبیه‌سازی‌ها توسط نرم‌افزار متلب با توجه به پارامترهای سیستم، در جدول‌های (۵-۱) و (۵-۲)، صورت گرفته است. پس‌از آن با توجه به هدف پروژه باید مشخص شود که کدام قسمت‌های سیستم بیشتر در معرض تغییر یا نایقینی قرار دارند. لذا در انتهای فصل انواع مختلف عدم قطعیت‌های موجود در سیستم بررسی خواهد شد.

## ۲-۲- اساس کار

انتقال قدرت با نیرو و گشتاورهای بالا، سرعت‌های پایین و نیز در فضاها محدود، از مهم‌ترین مسائل چه در طراحی و چه در کاربرد است. در سیستم‌های کنترل صنعتی، از سیستم‌هایی با تجهیزات بسیار بزرگ مانند نیروگاه و پالایشگاه، توربین‌ها و... گرفته تا سیستم‌هایی با تجهیزات کوچک‌تر مانند دستگاه‌های مورد استفاده در کارخانه‌ها، ماشین‌های سنگین و ابزارآلات صنعتی مختلف، همگی به دلیل ابعاد و وزن زیاد، نیروی زیادی برای به حرکت درآوردن عناصر نهایی خود لازم دارند. معمولاً عملگرهای هیدرولیکی به دلیل تولید نیروی بسیار زیاد نسبت به وزن کم، قابلیت خوب در موقعیت‌یابی، پاسخ سریع و روان و همچنین هزینه پایین ساخت و نگهداری، یک از بهترین گزینه‌ها برای تأمین این نیرو می‌باشند. لذا در بسیاری از موارد برای باز و بسته کردن شیرهای بسیار بزرگ و سایر عناصر نهایی که

نیاز به نیرو یا گشتاور زیاد برای به حرکت درآوردن آنها است، از عملگرهای هیدرولیکی استفاده می‌شود. عملگرهای هیدرولیک شامل انواع سیلندر و هیدرو موتورهای است که به کمک نیروهای هیدروستاتیکی منجر به حرکت و جابجایی می‌شوند. این عملگرها معمولاً به صورت سیلندر و پیستونی مانند جک (عملگرهای خطی) ساخته می‌شوند. از سیلندر هیدرولیک برای اعمال نیروی خطی و یا جابجایی بار در راستای خطی و همچنین برای نگه‌داشتن بار در یک نقطه خاصی استفاده می‌شود. در مواردی نیز که نیاز به حرکت دوار باشد از هیدرو موتورها (عملگرهای دورانی) استفاده می‌شود و یا با استفاده از مکانیسم خاصی حرکت خطی تولید شده توسط جک، به حرکت دورانی تبدیل می‌شود.

برای بررسی اساس کار عملگرهای هیدرولیکی و کاربرد آن در سیستم‌های کنترل صنعتی است، لازم است دقیق‌تر عملگرها بررسی شود. محرک‌های سیلندر پیستونی به صورت یک‌طرفه یا دوطرفه ساخته می‌شوند. در نوع یک‌طرفه مانند شکل (۱-۲) معمولاً بازوی محرک که متصل به پیستون است، در اثر ورود روغن به زیر پیستون به سمت جلو رانده شده و کار لازم را انجام می‌دهد و برگشت آن در اثر نیروی فنر یا بار مؤثر روی آن انجام می‌گیرد (مانند جک‌های هیدرولیکی). در محرک‌های دوطرفه مانند شکل (۲-۲) هر دو حرکت رفت و برگشت پیستون در اثر فشار روغن بوده و لذا پیستون را می‌توان در هر نقطه دلخواهی در مسیر خود متوقف نمود. در هر دو نوع محرک سیلندر پیستونی، سرعت حرکت پیستون با دبی ورودی به داخل سیلندر و نیروی مؤثر با فشار ورودی و سطح پیستون متناسب است.

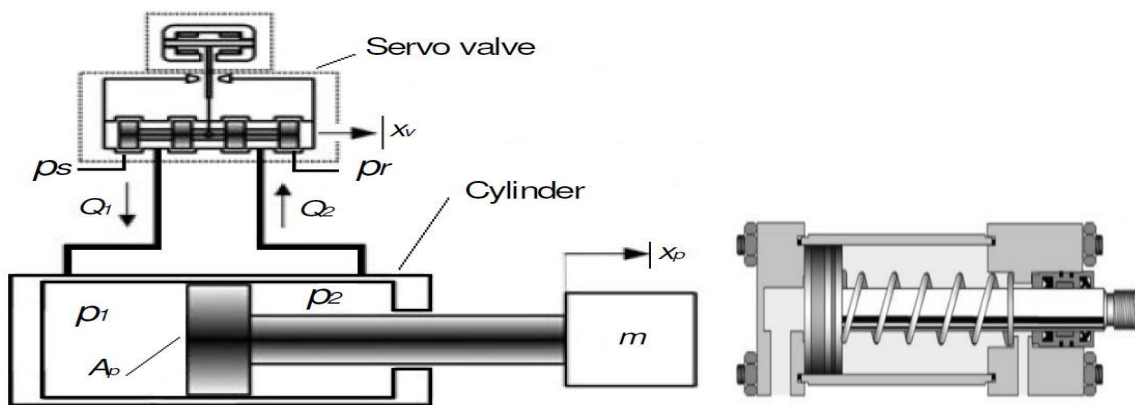
در حال حاضر در سیستم‌های کنترل صنعتی، عملگرهای هیدرولیکی معمولاً با شیرهای کنترل جریان یا فشار سیال به کار می‌روند. این کار باعث بالا رفتن دقت عملگرها و به‌طور کلی بهبود عملکرد آن می‌شود. باید دقت کرد این شیرها با شیرهایی که در عناصر نهایی از آنها استفاده می‌شود تفاوت دارند. این شیرها امروزه معمولاً به صورت دیجیتال ساخته می‌شوند و نیروی الکتریکی زیادی برای کنترل آنها نیاز نیست. عموماً دو نوع شیر کنترل جریان وجود دارد: (۱) شیر سروو<sup>۱</sup> (۲) شیر

---

<sup>۱</sup> Servo valve

تناسبی (پروپرشنال)<sup>۱</sup>. این دو نوع شیر تا حد زیادی شبیه به هم هستند اما تفاوت‌هایی نیز دارند. به‌طور ساده می‌توان گفت شیرهای سروو شیرهایی با سیستم کنترل حلقه بسته و شیرهای تناسبی شیرهای حلقه باز هستند.

دیاگرام تجهیزات یک سرووسیستم هیدرولیکی شامل شیر سروو، سیلندر هیدرولیک و بار متصل به انتهای پیستون در شکل ۲-۲ نشان داده شده است. عملگر مسئول تحویل نیرو و حرکت به بار خارجی و یا دستگاه خروجی سیستم هیدرولیک است. [۲۶].



شکل ۲-۲ - عملگر هیدرولیکی با شیر سروو [۲۷]

شکل ۱-۲ - عملگر هیدرولیکی [۲۶]

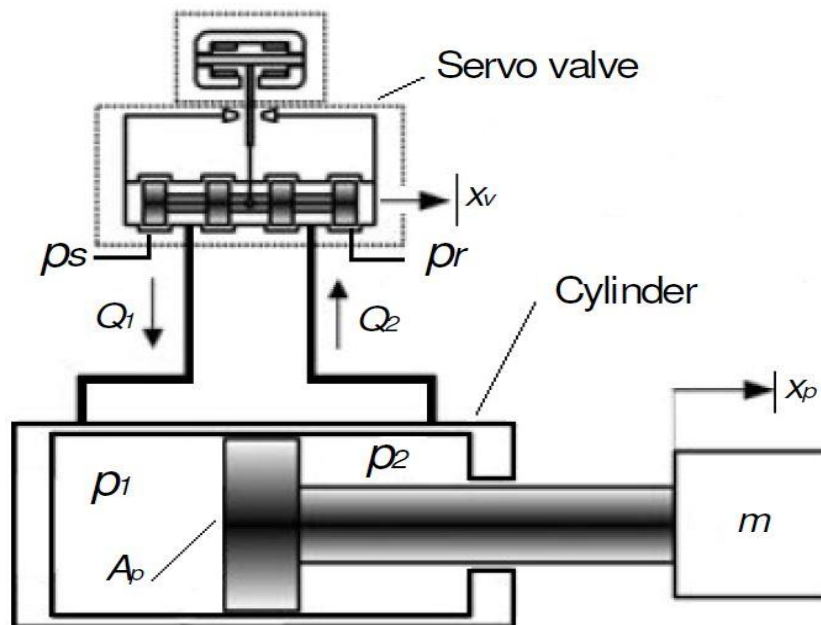
سیلندر هیدرولیک شکل ۲-۲ از یک میله و یک پیستون در انتهای آن تشکیل شده است. هنگامی که نیاز باشد سیلندر و پیستون در جهت خاصی جابجا شوند، روغن از منبع هیدرولیک وارد شیر شده و شیر نیز با توجه به سیگنال کنترلی دریافتی، مسیر مناسب را برای حرکت روغن باز می‌کند که در نتیجه باعث حرکت عملگر می‌گردد. لذا واضح است که شیرها نقش مهمی در دقت و رفتار صحیح عملگر دارند. در شکل ۲-۲، فشار منبع هیدرولیک،  $P_T$  فشار برگشت،  $P_1$  و  $P_2$  فشار سیال در بالا و پایین

<sup>1</sup> Proportional valve

سیلندر و  $x_p$  جابجایی غلتک شیر می‌باشند. هنگامی که اختلاف فشار بین  $P_1$  و  $P_2$  وجود داشته باشد، سیلندر منبسط یا متراکم خواهد شد. معادلات دینامیکی این عملگر در قسمت بعد بیان خواهد شد.

## ۳-۲- مدل سازی

### ۳-۲-۱- مدل سازی سیستم هیدرولیک



شکل (۳-۲) - عملگر هیدرو الکتریکی. [۲۷]

شیر سروو و سیلندر هیدرولیکی دو بخش مهم سیستم الکترو هیدرولیک است. عملگر هیدرولیکی شامل سیلندر هیدرولیکی دوطرفه با پیستون است که بار در انتهای پیستون بدون در نظر گرفتن فنر و دمپر متصل شده است. با توجه به شکل ۳-۲، معادله دینامیکی عملگر هیدرولیک را به صورت زیر می‌توان نوشت [۲۷].

$$\dot{x}_p = v_p \quad (1-2)$$

$$ma_p = F_a - F_f \quad (2-2)$$

که در آن  $x_p$  جابه‌جایی پیستون،  $\dot{x}_p$  و  $v_p$  سرعت پیستون،  $a_p$  شتاب پیستون و  $m$  جرم پیستون و بار است.

با توجه به معادله (2-2)  $F_a$  نیروی عملگر هیدرولیکی،  $F_f$  نیروی اصطکاک عملگر است. نیروی عملگر هیدرولیکی یک معادله غیرخطی از ولتاژ ورودی کنترل، بارهای محیطی، فشار سیلندر، اصطکاک و نشتی داخلی و خارجی است که به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$F_a = A_p P_l \quad (3-2)$$

بنابراین:

$$ma_p = A_p P_l - F_f \quad (4-2)$$

که در آن  $A_p$  سطح مقطع سیلندر هیدرولیک و  $p_l$  اختلاف فشار سیلندر هیدرولیک می باشد:

$$p_l = p_1 - p_2 \quad (5-2)$$

رابطه اختلاف فشار سیلندر هیدرولیک،  $p_l$  و مشتق آن،  $\dot{p}_l$ ، با جریان کلی سیال در سیلندر ( $Q_l = Q_1 - Q_2$ ) از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$Q_l = A_p \dot{x}_p + C_{tl} P_l + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_l \quad (6-2)$$

که در آن  $V_t$  حجم کلی هر دو محفظه،  $\beta_e$  ضریب حجمی سیال (برای در نظر گرفتن تراکم پذیری روغن و انعطاف پذیری لوله)،  $C_{tl}$  ضریب نشتی خارجی و  $Q_l$  جریان کلی سیال در سیلندر است.

از طرفی رابطه بین جابه‌جایی غلطک شیر سروو ( $x_v$ ) و  $Q_l$  به صورت زیر است.

$$Q_l = C_d w x_v \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(x_v) P_l}{\rho}} + Q_s \quad (7-2)$$

که در آن  $C_d$  ضریب تخلیه،  $w$  افت شیر سروو،  $\rho$  چگالی سیال و  $Q_s$  نشتی داخلی است. و تابع  $\text{sgn}$

به صورت زیر تعریف می شود:

$$\text{sgn}(x_v) = \begin{cases} -1 & \text{if } x_v < 0 \\ 0 & \text{if } x_v = 0 \\ 1 & \text{if } x_v > 0 \end{cases}$$

بنابراین از معادلات (۲-۶) و (۲-۷) دینامیک های فشار سیلندر به دست می آید:

$$\dot{P}_l = \frac{4\beta_e}{V_t} \left( -A_p \dot{x}_p - C_{il} P_l + C_d w x_v \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(x_v) P_l}{\rho}} + Q_s \right) \quad (۲-۸)$$

### ۲-۳-۲ مدل سازی اصطکاک

اصطکاک یک پدیده طبیعی و پیچیده است که در یک سطح فیزیکی اتفاق می افتد و نتیجه تنش نیروهای بین دو سطح در ارتباط باهم است. در سیلندر هیدرولیک اصطکاک می تواند باعث ایجاد خطا و لرزش ناخواسته شود.

به طور معمول نیروی اصطکاک به صورت مدل استاتیکی ارائه می شود که این نیرو به علامت سرعت پیستون بستگی دارد و محدود به اصطکاک کولمب<sup>۱</sup> و ویسکوز<sup>۲</sup> است.

مدل استاتیکی خواص دینامیکی همچون لغزش حرکت، جابه جایی مجدد و تأخیر اصطکاک را که با تغییرات سرعت پیستون ایجاد می شود را توضیح نمی دهد. در نتیجه به منظور در نظر گرفتن همه مشخصات استاتیکی و دینامیکی اصطکاک، از مدل اصطکاک LuGre استفاده می کنیم. [۲۸].

نمودار سرعت - اصطکاک این مدل در شکل ۲-۴ نشان داده شده است. این نمودار ویژگی های استاتیکی و دینامیکی اصطکاک را نشان می دهد. ویژگی اصطکاک در طی دو دوره نوسان موجب اثرات

<sup>۱</sup> Coulomb

<sup>۲</sup> viscous

هیستریزیسی باریک در اطراف سرعت صفر در نمودار می‌شود. این اثرات به دلیل خواص دینامیکی اصطکاک در مدل LuGre به دست می‌آید. این مدل به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 v_p \quad (9-2)$$

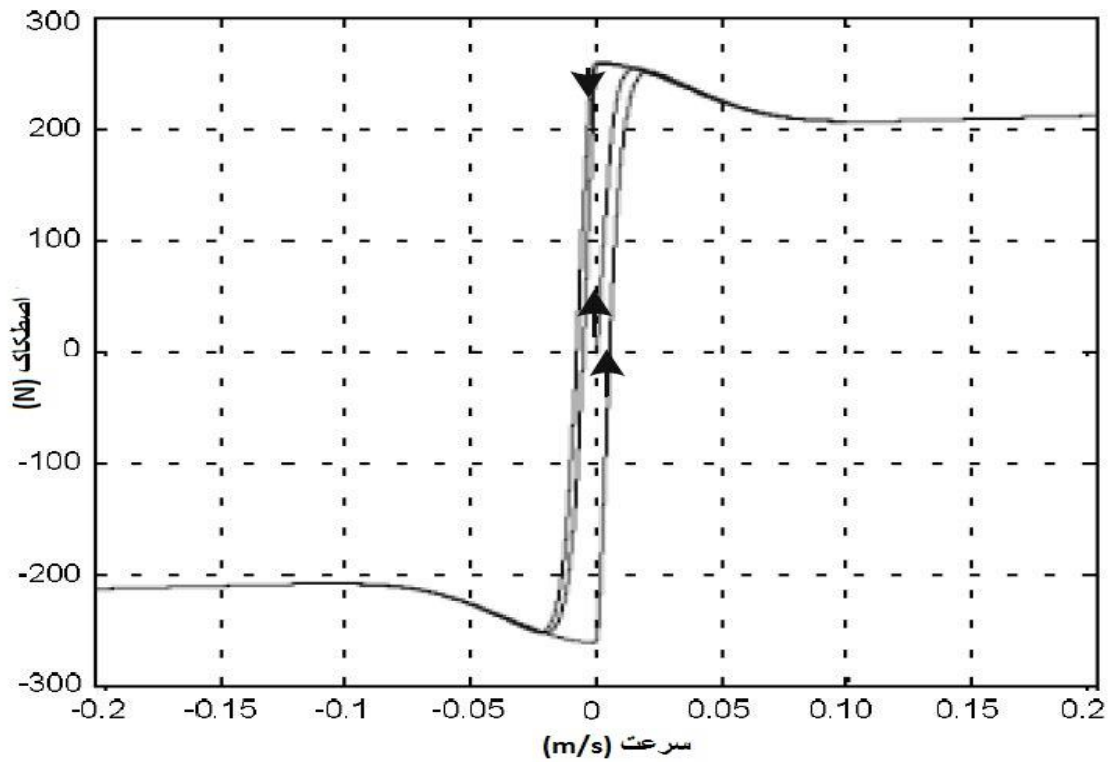
$$\dot{z} = v_p - \frac{|v_p|}{g(v_p)} \quad (10-2)$$

که در آن متغیر حالت  $z$ ، بیانگر میانگین خمش بین هر دو سطح تماس است و پارامترهای دینامیکی آن،  $\sigma_0$  ضریب سختی بین دو سطح برخورد و  $\sigma_1$  ضریب میرایی می‌باشد و پارامتر استاتیکی آن  $\sigma_2$ ، ضریب اصطکاک ویسکوز، است. تأثیرات مختلف دیگر اصطکاک به وسیله معادله غیرخطی  $g(v_p)$  توصیف شده است که به صورت زیر مدل سازی می‌شود:

$$g(v_p) = \frac{1}{\sigma_0} (F_c + (F_s - F_c) e^{-(v_p/v_s)^2}) \quad (11-2)$$

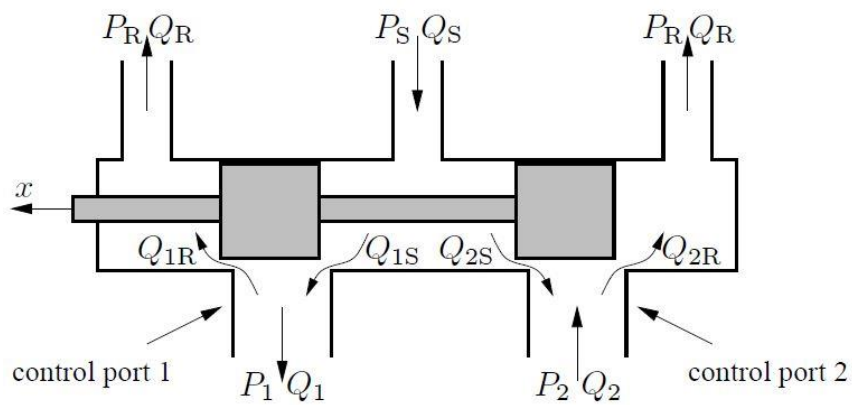
که در آن  $F_c$  اصطکاک کولمب،  $F_s$  اصطکاک ویسکوز و  $V_s$  پارامتر ثابت است. بنابراین معادله کلی اصطکاک شامل چهار پارامتر استاتیکی،  $\sigma_2$ ،  $F_c$ ،  $F_c$  و  $V_s$  و دو پارامتر دینامیکی  $\sigma_1$ ،  $\sigma_0$  است.





شکل ۲-۴: نمودار سرعت - اصطکاک [۲۸]

### ۲-۳-۳-مدل سازی نشتی داخلی



شکل ۲-۵ ساختار شیر سروو. [۲۹].

نشتی داخلی معمولاً بین یک شیر سروو و بدنه‌ی سروو جریان می‌یابد. در یک شیر سرووی ایده آل ، به

خاطر هندسه ی کاملی که دارد، جریان نشتی صفر است. در عمل ، بیشترین میزان نشتی داخلی زمانی که جابه جایی شفت شیر سروو صفر است ، اتفاق می افتد و با جابه جایی شفت شیر سروو، به دلیل همپوشانی شفت و بدنه، نشتی کاهش می یابد. در ادامه، برای بررسی رفتار نشتی داخلی در کل محدوده حرکت شیر سروو، نشتی داخلی به عنوان یک جریان آشفته مدل شده است. با توجه به شکل ۲-۵ ، ساختار شیر سروو شامل دو درگاه کنترل می شود که سوراخهای متغیر آن ها ، نرخ جریان ورودی و خروجی سیلندر را تنظیم می کند.

نرخ جریان از طریق درگاه های کنترل ، درگاه منبع و درگاه بازگشت جریان به صورت زیر توصیف می شوند:

$$Q_1 = Q_{1S} - Q_{1R} \quad \text{and} \quad Q_2 = Q_{2S} - Q_{2R} \quad (12-2)$$

$$Q_S = Q_{1S} - Q_{2S} \quad \text{and} \quad Q_R = Q_{1R} - Q_{2R} \quad (13-2)$$

نرخ جریان در درگاه منبع و در طرف بازگشت درگاه ۱ ، با معادله ی زیر به دست می آید:

$$Q_{1S} = K_{1S} \sqrt{(P_S - P_1)} (x_0 + x_v) \quad (x_v \leq 0) \quad (14-2)$$

$$Q_{1R} = K_{1R} \sqrt{(P_S - P_r)} x_0^2 (x_0 + k_{1R} x_v)^{-1} \quad (x_v \geq 0) \quad (15-2)$$

که پارامتر  $x_0$  ، نرخ جریان نشتی در  $(x_v=0)$  است. نرخ جریان نشتی ، به صورت معکوس با جابجایی شفت شیر متناسب است.

از معادلات (۱۲-۲) تا (۱۵-۲)، روابط غیرخطی زیر برای درگاه های کنترل ۱ و ۲ به دست آمده اند.

$$Q_{1S} = K_{1S} \sqrt{(P_S - P_1)} \begin{cases} (x_0 + x_v), (x_v \geq 0) \\ x_0^2 (x_0 - k_{1S} x_v)^{-1}, (x_v < 0) \end{cases} \quad (16-2)$$

$$Q_{1R} = K_{1R} \sqrt{(P_1 - P_r)} \begin{cases} x_0^2 (x_0 + k_{1R} x_v)^{-1}, (x_v \geq 0) \\ (x_0 + x_v), (x_v < 0) \end{cases} \quad (17-2)$$

$$Q_{2S} = K_{2S} \sqrt{(P_S - P_2)} \begin{cases} x_0^2 (x_0 + k_{2S} x_v)^{-1}, (x_v \geq 0) \\ (x_0 - x_v), (x_v < 0) \end{cases} \quad (18-2)$$

$$Q_{2R} = K_{2R} \sqrt{(P_s - P_r)} \begin{cases} (x_0 + x_v), (x_v \geq 0) \\ x_0^2 (x_0 - k_{2R} x_v)^{-1}, (x_v < 0) \end{cases} \quad (19-2)$$

اگر سیستم را به عنوان یک شیر سرووی متقارن با درگاه کنترل تطبیق شده فرض کنیم آنگاه:

$$K_f = K_{1S} = K_{1R} = K_{2S} = K_{2R}$$

$$k_f = k_{1S} = k_{1R} = k_{2S} = k_{2R}$$

با توجه به [۲۹] اگر  $X_v$  باشد آنگاه درگاه‌های کنترل بسته است و جریان منبع کل،  $Q_s$ ،

نشان دهنده‌ی جریان ناشی داخلی است. جریان ناشی داخلی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$Q_s = 2K_f \sqrt{(P_s - P_r)} (x_0 + |x_v|) (1/(1 + f(x_v)))^{-1/2} \quad (20-2)$$

$$f(x_v) = \left(1 + \frac{|x_v|}{x_0}\right)^2 \left(1 + k_f \frac{|x_v|}{x_0}\right) \quad (21-2)$$

که برای  $x_v \geq 0$  و  $x_v \leq 0$  معتبر است و در آن  $x_0$  و  $K_f$  و  $k_f$  پارامترهای ناشی می‌باشند.

### ۲-۳-۴- مدل سازی سیستم پره توربین

تاکنون معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم هیدرولیک شامل سیلندر و پیستون و شیر هیدرولیکی بیان گردید. اما همان‌طور که گفته شد قرار است این دستگاه به عنوان عملگر گام یک توربین بادی مورد استفاده قرار گیرد. لذا لازم است تا تغییرات مورد نیاز روی معادلات مذکور به طوری انجام گیرد که معادلات حاصل بیانگر رفتار سیستم کلی شامل عملگر هیدرولیکی به همراه پره و دیگر اجزای مربوط به سیستم گام باشد. [۳۰] و [۳۱]. در سیستم مورد نظر ما به دلیل اینکه حرکت عملگر به صورت خطی و حرکت پره دورانی است و این دو حرکت همسو نیستند، تغییراتی روی معادلات سیستم انجام می‌گیرد. این تغییرات در حالت کلی می‌تواند شامل دینامیک‌های اضافی، پارامترهای جدید، نیروهای اضافه شده و ... باشد. در این بخش جهت به دست آوردن مدل کل سیستم پیچ توربین باد، معادلات و دینامیک‌های مربوط به پره توربین را نیز به آن اضافه می‌کنیم و سپس در بخش بعد با تبدیل روابط خطی به دورانی معادلات حالت کلی سیستم را به دست می‌آوریم.

شکل ۶-۲ رابطه هندسی مکانیسم چرخش پره با حرکت خطی عملگر هیدرولیکی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل نیروی ایجاد شده توسط عملگر هیدرولیکی باعث ایجاد گشتاور چرخشی روی پره توربین می‌شود که رابطه بین نیرو و گشتاور به صورت زیر است:

$$T_h = R \times F_h = (A_p P_L - F_f) L_a \sin(\phi_2) \quad (22-2)$$

که در آن  $R$  فاصله مرکز پره تا محل وارد شدن نیرو است و  $F_h$  نیروی عملگر هیدرولیکی است. در ادامه معادله کلی گشتاور پره را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + C\theta = T_h - T_L \quad (23-2)$$

که در آن  $T_h$  و  $T_L$  به ترتیب گشتاور بار و سیستم هیدرولیک روی پره است.  $J$  ممان اینرسی،  $D$  ضریب میرایی و  $C$  ضریب سختی پره توربین می‌باشد. با توجه به شکل (۶-۲) و روابط هندسی داریم:

$$\phi_1 = \tan^{-1}(L_a/L_b) \quad (24-2)$$

$$X^2 = L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta) \quad (25-2)$$

$$\phi_2 = \cos^{-1}[(L_a^2 + X^2 - L_c^2)/(2L_a X)] \quad (26-2)$$

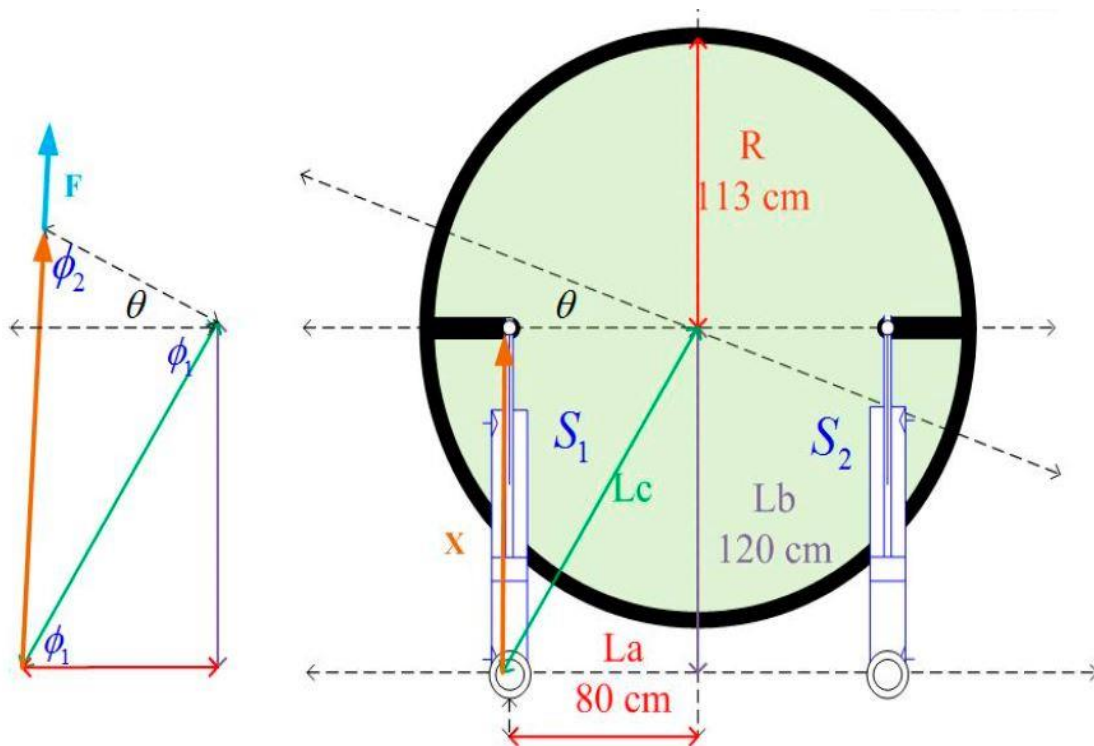
$$X/\sin(\phi_1 + \theta) = L_c/\sin(\phi_2) \quad (27-2)$$

$$\sin(\phi_2) = \frac{L_c \sin(\phi_1 + \theta)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)}} \quad (28-2)$$

که در آن  $X$  طول کل سیلندر هیدرولیک از ابتدای محفظه سیلندر تا انتهای شفت آن است و فواصل  $L_c$  و  $L_b, L_a$  در شکل مشخص شده است. حال با جایگذاری (۲۸-۲) در (۲۳-۲) داریم:

$$(29-2)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{D}{J}\dot{\theta} - \frac{C}{J}\theta + \frac{A_p L_a}{J} \frac{L_c \sin(\phi_1 + \theta)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)}} P_L - \frac{L_a}{J} \frac{L_c \sin(\phi_1 + \theta)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)}} F_f - \frac{T_L}{J}$$



شکل ۶-۲: رابطه هندسی مکانیسم چرخش پره با حرکت خطی عملگر هیدرولیکی. [۳۱].

### ۲-۳-۵- تبدیل روابط خطی به دورانی

در ادامه با توجه به شکل ۶-۲ رابطه بین زاویه گام پره  $\theta$  و جابه‌جایی طول پیستون  $x_p$  را به دست می‌آوریم:

$$x_p = \sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)} - l_p \quad (۳۰-۲)$$

(۳۱-۲) حال با مشتق گرفتن از رابطه (۳۰-۲) داریم:

$$\dot{x}_p = \frac{dx_p}{d\theta} \dot{\theta} = \frac{L_a L_c \sin(\phi_1 + \theta)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)}} \dot{\theta} \quad (۳۲-۲)$$

حال با جاگذاری رابطه (۳۱-۲) در (۸-۲) رابطه فشار سیال در سیلندر نیز بر حسب زاویه گام پره نوشته می‌شود:

$$\dot{P}_l = \frac{4\beta_e}{V_t} \left( -\frac{A_p L_a L_c \sin(\phi_1 + \theta) \dot{\theta}}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + \theta)}} - C_{il} P_l + C_d w x_v \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(x_v) P_l}{\rho}} + Q_s \right) \quad (۳۳-۲)$$

همچنین با صرف نظر از دینامیک‌های شیر می توان رابطه بین جابه‌جایی غلطک شیر سروو،  $x_v$  و ورودی کنترلی،  $u$  را به صورت زیر نوشت:

$$x_v = k_v u \quad (۳۴-۲)$$

که در آن  $k_v$  بهره شیر سروو است.

### ۲-۳-۶- معادلات فضای حالت کلی سیستم گام

با استفاده از معادلات (۲۱-۲) و (۲۴-۲) و (۲۵-۲) می توانیم معادلات غیرخطی سیستم هیدرولیک پیچ شامل عملگر هیدرولیکی و پره را، در فضای حالت به صورت زیر بنویسیم:

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T = [\theta \ \dot{\theta} \ P_L]^T \quad (۳۵-۲)$$

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (۳۶-۲)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{C}{J}x_1 - \frac{D}{J}x_2 + \frac{A_p L_a L_c}{J} \frac{L_c \sin(\theta_1 + x_1)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)}} x_3 - \quad (۳۷-۲)$$

$$\frac{L_a L_c}{J} \frac{\sin(\theta_1 + x_1)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)}} F_f - \frac{T_L}{J}$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{4\beta_e A_p L_a L_c}{V_t} \frac{\sin(\theta_1 + x_1)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)}} x_2 - \frac{4\beta_e c_t}{V_t} x_3 + \quad (۳۸-۲)$$

$$\frac{4\beta_e C_d W K_v}{V_t} \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(u)x_3}{\rho}} u + \frac{4\beta_e}{V_t} Q_s$$

$$y = x_1 \quad (۳۹-۲)$$

همان طور که مشخص است معادلات مدل به صورت یک سیستم مرتبه سه است که متغیرهای حالت آن موقعیت زاویه‌ای پره، سرعت زاویه‌ای پره و اختلاف فشار درون سیلندر می باشد. اکنون هدف این است که با ولتاژ ورودی  $u$ ، موقعیت خروجی پره  $y$  کنترل گردد.

## ۲-۳-۷- مدل سازی اغتشاش

در معادلات دینامیکی سیستم،  $T_L$  همان طور که بیان شد، نشان دهنده گشتاور بار بر روی پره توربین یا به عبارتی اغتشاشات باد روی سیستم است. در واقع وزش باد علاوه بر به حرکت درآوردن روتور توربین و ایجاد گشتاور در محور اصلی توربین، یک گشتاور نیز حول محور طولی هر پره ایجاد می کند. حال آنچه عامل نامطلوب قلمداد می شود، تغییرات لحظه ای سرعت باد است، زیرا باعث به وجود آمدن مکرر این گشتاورهای مزاحم می گردد که در صورت خنثی نشدن، باعث انحراف زاویه پره از مقدار مطلوب می گردد. لذا باید به تغییرات لحظه ای سرعت باد توجه شود، زیرا عامل اغتشاش در سیستم است.

از این بحث نتیجه گرفته می شود که باید رابطه ای بین سرعت باد و گشتاور ایجاد شده روی هر پره پیدا کرد تا بتوان اغتشاش را به طور مناسب، یعنی مشابه آنچه در عمل اتفاق می افتد، در طراحی و شبیه سازی ها لحاظ کرد. اما پیدا کردن این رابطه به صورت تئوری، به دلیل نامتقارن بودن شکل هندسی پره و خصوصیات آئرو دینامیکی آن، کار بسیار دشواری است. بجای آن می توان از یک سری داده به عنوان مقادیر آزمایش شده یا محاسبه شده، برای توربینی مشابه با توربین مورد مطالعه در این تحقیق کمک گرفت و بر اساس آن به رابطه ای تقریبی دست یافت.

گشتاورهای بار یک پره توربین بادی در زوایای گام مختلف و تحت سرعت های باد متفاوت، توسط ترکیب نرم افزارهای آئرو دینامیکی مانند CFD و نرم افزار FAST محاسبه شده است. این محاسبات و استخراج نتایج بر اساس مدل یک توربین ۲ مگاواتی نصب شده در کشور تایوان انجام شده است. در

جدول ۱-۲ مقادیر گشتاور بار تحت سرعت های باد و زوایای گام مختلف بیان شده است. [۳۱]

جدول ۱-۲: گشتاور اغتشاش در سرعت های باد و زوایای گام مختلف [۳۱]

Wind Speed (m/s)	Pitch Angle (°)		
	0	5	10
11	1428 (Nm)	867 (Nm)	141 (Nm)
12	1600 (Nm)	1020 (Nm)	280 (Nm)
13	1765 (Nm)	1182 (Nm)	445 (Nm)
14	1929 (Nm)	1335 (Nm)	574 (Nm)
15	2114 (Nm)	1500 (Nm)	730 (Nm)
16	2266 (Nm)	1672 (Nm)	900 (Nm)
17	2420 (Nm)	1824 (Nm)	1035 (Nm)
18	2554 (Nm)	2000 (Nm)	1206 (Nm)
19	2707 (Nm)	2138 (Nm)	1355 (Nm)
20	2830 (Nm)	2307 (Nm)	1547 (Nm)

با استفاده از برازش منحنی، یک رابطه مانند (۳۹-۲) برای این داده‌ها به دست آورده شده به طوری که منحنی آن‌ها یکسان است. سپس از این رابطه جهت شبیه‌سازی اغتشاش باد و تأثیر آن روی سیستم کنترل استفاده شده است. [۳۱]

$$T_L = -390 + 170.9v_w - 92.96\theta_r - 0.39v_w^2 - 0.24v_w\theta_r - 3.73\theta_r^2 \quad (39-2)$$

که در این رابطه  $v_w$  نشان‌دهنده سرعت باد است. اگر مدلی برای سرعت باد برحسب زمان ارائه دهیم، با داشتن آن و فیدبک گرفتن از زاویه پره در هر لحظه، می‌توانیم مدل تقریبی اغتشاش را به سیستم اعمال نماییم.

#### • مدل‌سازی باد

سرعت باد به روش‌های مختلفی می‌تواند مدل‌سازی شود که اکثر آن‌ها به دلیل ویژگی‌های ذاتی باد، به صورت غیرخطی و تصادفی هستند. در اینجا سرعت باد به صورت مجموع دو مؤلفه مقدار میانگین سرعت با تغییرات کند ( $v_m$ ) و مؤلفه آشفته با تغییرات سریع ( $v_t$ ) در نظر گرفته شده است.

$$V(t) = v_m + v_t(t) \quad (40-2)$$

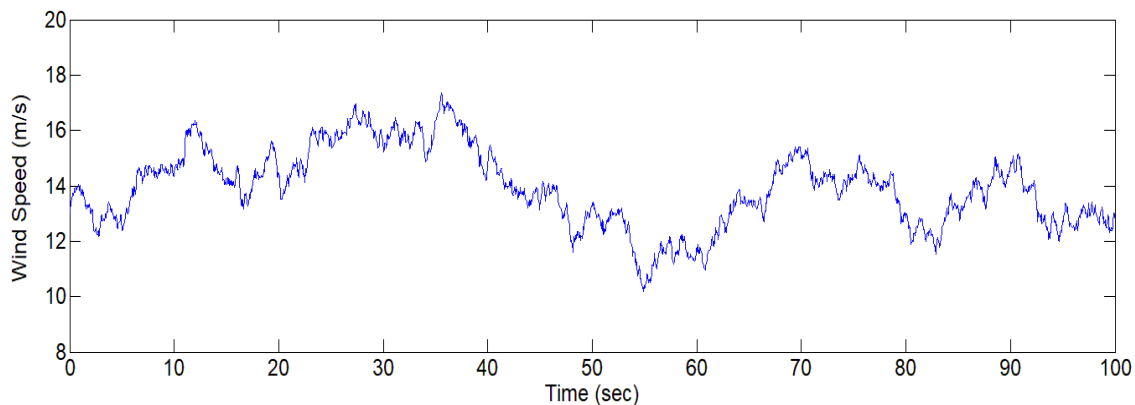
مدل خطی مؤلفه آشفته، از یک فیلتر مرتبه اول تحریک‌شده با نویز سفید تشکیل شده است.

$$\dot{V}(t) = -\frac{1}{T_w}v_t(t) + m_w(t) \quad (41-2)$$

که در آن  $T_w$  ثابت زمانی و  $m_w$  نویز سفید با میانگین صفر است. نویز سفید سیگنال زمان گسسته‌ای است که نمونه‌های آن دنباله‌ای از متغیرهای تصادفی، دارای میانگین صفر و واریانس متناهی هستند و



همچنین نویز سفید دارای توان ثابت می‌باشد و باد یک سیگنال با طیف توان‌های متعدد است، لذا نیاز به نویز رنگی به دلیل داشتن توان‌های متفاوت می‌باشد. این کار را می‌توان با اعمال یک فیلتر شکل‌دهی مناسب روی نویز سفید، مانند آنچه در [۳۲] بیان شده، انجام داد. در نهایت نمودار سرعت باد بر حسب زمان، با میانگین سرعت ۱۳ متر بر ثانیه می‌تواند مانند شکل ۲-۷ باشد.



شکل ۲-۷: تغییر سرعت باد به‌عنوان عامل اغتشاش [۳۲]

## ۲-۴- عدم قطعیت‌های سیستم

به دلیل وجود دودسته عدم قطعیت در سیستم، از کنترل مقاوم استفاده می‌کنیم. یکی عوامل غیرخطی نامشخص و دیگری عدم قطعیت در پارامترها. اصطکاک غیرخطی در عملگر هیدرولیکی می‌تواند تأثیر زیادی روی عملکرد و دقت آن داشته باشد. همچنین مدل‌سازی دقیق این اصطکاک بسیار دشوار است. لذا اصطکاک را به‌عنوان یک عامل غیرخطی نامشخص اما در محدوده‌ای معلوم در نظر می‌گیریم. علاوه بر آن نشتی داخلی در شیر سروو می‌تواند عملکرد سیستم را تحت تأثیر قرار دهد در نتیجه در نظر گرفتن آن نیز مهم است.

علاوه بر آن پارامترهای مکانیکی نیز در شرایط مختلف کارکرد در معرض تغییرات یا عدم قطعیت

قرار دارند. به دلیل بزرگ و سنگین بودن پره‌های توربین و نیز شکل هندسی نامتقارن آن، به دست آوردن مقدار دقیقی برای لختی دورانی این اجزاء کار بسیار دشواری است. لذا از یک مقدار تقریبی برای محاسبات و شبیه‌سازی‌ها استفاده می‌شود. همچنین ضرایب اصطکاک ممکن است در طول زمان به دلیل خردگی و سائیدگی و تغییر شکل اجزاء مکانیکی، و یا شرایط روغن کاری مختلف دچار تغییر شوند. آنچه تا اینجا در این بخش گفته شد، مربوط به عدم قطعیت‌های پارامتری سیستم شامل اصطکاک در عملگر هیدرولیک، نشتی داخلی شیر سروو و تغییرات پارامترهای مکانیکی پره توربین است که در شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته خواهد شد. نوع دیگری از عدم قطعیت‌ها که ناشی از اغتشاشات خارجی بار است نیز در سیستم رخ می‌دهد. بدین صورت که هنگامی که باد به پره‌ها می‌وزد، علاوه بر این که باعث چرخش روتور توربین می‌شود، یک گشتاور اضافی نیز به هر پره، حول محور طولی آن وارد می‌کند. در سرعت‌های هموار باد این گشتاور که تابعی از سرعت باد است، به‌طور تقریبی قابل‌محاسبه است و می‌تواند در کنترل‌کننده جهت ایجاد نیروی تقریبی مخالف آن استفاده شود. منظور سرعت‌های هموار باد، سرعت‌هایی است که تغییرات کمی در مدت کوتاه دارد. اما زمانی که سرعت باد تغییرات ناگهانی دارد، این خطا بیشتر شده و منجر به انحراف زاویه گام از مقدار مرجع می‌شود. لذا برای خنثی کردن اثرات گشتاور اعمال‌شده از سمت باد به پره‌ها، آن را به‌عنوان یک نیروی اغتشاش خارجی در نظر گرفته و کنترل‌کننده را طوری طراحی می‌کنیم که در مقابل محدوده قابل‌قبولی از این اغتشاشات مقاوم باشد.

[۳۳]

فصل ۳ :

## مروری بر الگوریتم کنترلی

### ۳-۱- مقدمه

در فصل قبل مدل ریاضی عملگر هیدرولیکی بررسی شد و روش‌های رایج ارائه شده برای کنترل آن را بیان گردید. در هر کدام از این روش‌ها بلوک‌های مختلفی وجود دارد، از جمله بلوک‌های کنترلی که عمل تنظیم متغیرهای مختلف و رساندن آن‌ها به مقادیر مرجع تعیین شده‌شان را انجام می‌دهد. حال الگوریتم‌های پیاده‌سازی شده در این بلوک‌ها، که عامل تعیین‌کننده عملکرد کلی سیستم کنترل می‌باشند، می‌تواند متفاوت باشد. برای این منظور در برخی کاربردها از روش‌های کلاسیک مانند PID استفاده می‌شود، اما در کاربردهایی که نیاز به عملکردهای سطح بالا است، روش‌های پیشرفته‌تر مانند انواع روش‌های غیرخطی، تطبیقی، مقاوم، فازی، عصبی و ... می‌تواند به کار گرفته شود.

در این پروژه به دلایل بیان شده در فصل‌های قبل، از روش کنترل غیرخطی مود لغزشی استفاده خواهد شد. لذا در این فصل به معرفی این روش و چگونگی ایجاد قانون کنترل توسط آن پرداخته و در فصل بعد بر همین اساس طراحی کنترل‌کننده مناسب ارائه خواهد شد.

### ۳-۲- کنترل مود لغزشی

در فرمول‌بندی هر مسئله کنترلی، یکسری موارد نوعی از اختلافات بین مدل واقعی و مدل ریاضی در نظر گرفته شده برای آن وجود دارد. این اختلافات ممکن است ناشی از دینامیک‌های مدل نشده، تغییرات در پارامترهای سیستم و یا تقریب رفتار پیچیده مدل به وسیله مدل ساده شده باشد. همچنین اغتشاشاتی از خارج سیستم که اطلاعی از آن در دسترس نیست ممکن است بر رفتار سیستم کنترل تأثیر منفی بگذارد. سیستم کنترل باید در عمل توانایی تولید عملکرد مطلوب را علیرغم موارد مذکور تضمین کند. این امر منجر به ایجاد علاقه شدید به توسعه روش‌های کنترلی‌ای شده است که در پی

حل این مشکلات هستند و کنترل مقاوم خوانده می‌شوند. یکی از مؤثرترین روش‌های مخصوص طراحی کنترل‌کننده مقاوم به‌ویژه برای سیستم‌های غیرخطی، روش کنترل مود لغزشی<sup>۱</sup> (SMC) است که یک نوع خاص از کنترل ساختار متغیر<sup>۲</sup> (VSC) می‌باشد. سیستم‌های VSC به‌وسیله یک قاعده تصمیم‌گیری شامل قانون کنترل فیدبک مناسب توصیف می‌شوند. این قاعده تصمیم‌گیری همچنین یک تابع سوئیچینگ را ایجاد می‌کند که برخی اندازه‌گیری‌های رفتار سیستم را به‌عنوان ورودی خود دارد و رابطه پس‌خوردی خاصی را به‌عنوان خروجی تولید می‌کند باید که باید در هر لحظه از زمان مورد استفاده قرار گیرد.

### ۳-۲-۱- مفهوم روش مود لغزشی

مود لغزشی یک روش کنترل غیرخطی است که ویژگی‌های قابل توجهی از دقت، مقاومت و تنظیم و پیاده‌سازی آسان را نشان می‌دهد. سیستم‌های مود لغزشی برای به حرکت درآوردن حالت‌های سیستم روی سطح خاصی در فضای حالت، که سطح لغزشی خوانده می‌شود، طراحی می‌شوند. به محض این که متغیرهای حالت سیستم به سطح لغزشی رسیدند، کنترل مود لغزشی این متغیرها را در یک همسایگی نزدیک سطح لغزش نگه می‌دارد. از این رو کنترل مود لغزشی یک کنترل‌کننده دوقسمتی است. قسمت اول شامل طراحی سطح لغزش است به‌طوری‌که حرکت لغزشی مشخصه‌های طراحی را برآورده کند. قسمت دوم به انتخاب یک قانون کنترل می‌پردازد که حالت‌های سیستم را در نزدیکی این سطح نگاه دارد. این روش دو مزیت اصلی دارد. مورد اول این است که با انتخاب تابع لغزش مناسب می‌توان رفتار دینامیکی مطلوب سیستم را تولید کرد. مزیت دوم از بین رفتن حساسیت پاسخ سیستم حلقه بسته نسبت به انواع خاصی از عدم قطعیت‌ها است، که این امر مقاومت ذاتی و بسیار قوی را برای کنترل‌کننده فراهم می‌کند [۳۴].

---

<sup>1</sup> Sliding Mode Control

<sup>2</sup> Variable Structure Control

### ۳-۲-۲- طراحی

با توجه به [۳۴]، سیستم تک‌ورودی تک‌خروجی زیر را در نظر می‌گیریم:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g(x)u \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad (۱-۳)$$

که  $u$  و  $y$  متغیرهای ورودی و خروجی سیستم و اسکالر هستند.  $x \in \mathbb{R}^n$  بردار حالت سیستم می‌باشد.  $f$  ( $x$ ) نیز در حالت کلی یک تابع غیرخطی است که به‌طور دقیق مشخص نیست اما بازه تغییرات آن معلوم است. هدف کنترل ردیابی مسیر مطلوب  $y_d$  توسط خروجی  $y$  است. برای تحقق این امر نیاز است تا متغیر خطا  $e_y = y - y_d$  پس از گذشت مدت‌زمانی قابل‌قبول به همسایگی کوچکی از صفر متمایل شود.

همان‌طور که گفته شد کنترل مود لغزشی شامل دو فاز است: فاز اول طراحی سطح لغزش و فاز دوم طراحی ورودی کنترلی. طراحی سطح لغزش یعنی تعریف یک تابع اسکالر خاص از متغیرهای حالت  $S(x): \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ . غالباً سطح لغزش وابسته به خطای ردیابی به همراه تعداد خاصی از مشتقات و انتگرال آن است. این تابع باید طوری انتخاب شود که صفر شدن آن منجر به یک معادله دیفرانسیل پایدار شود. یعنی تمام جواب‌های  $e_y$  به صفر میل کنند. شکل معمول سطح لغزشی به‌صورت زیر است

$$S(x) = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^{r-1} e \quad (۲-۳)$$

اما بسته به نیاز طراحی می‌تواند شامل جمله انتگرال خطا نیز باشد. در این رابطه  $r$  نشان‌دهنده درجه نسبی بین ورودی و خروجی و عددی صحیح و مثبت است.  $\lambda$  نیز ضریب وزن دهی و عددی حقیقی مثبت است و تعیین‌کننده سرعت همگرایی متغیرهای حالت به سطح لغزشی می‌باشد. بنابراین مسئله ردیابی خروجی به نگرداشتن کمیت اسکالر  $S$  در صفر تبدیل می‌شود.

فاز دوم پیدا کردن عمل کنترلی به‌صورتی است که مسیر<sup>۱</sup> سیستم را به سمت سطح لغزش هدایت

---

<sup>۱</sup> Trajectory

کند. به عبارت دیگر کنترل قادر است متغیر  $S$  را در زمان محدود به صفر برساند. چند روش ایجاد کنترل مود لغزشی وجود دارد: مود لغزشی مرتبه اول (استاندارد) و مود لغزشی مرتبه‌های بالاتر. مود لغزشی مرتبه‌های بالاتر برای حل مشکل چترینگ<sup>۱</sup> به کار می‌روند و ساختار پیچیده‌تری دارند. در این بخش تنها به بررسی مود لغزشی مرتبه اول می‌پردازیم.

یک روش تحلیل سیستم‌های کنترل مود لغزشی استفاده از روش کنترل معادل است. در این روش سیگنال کنترلی به دو قسمت کنترل معادل و کنترل سوئیچینگ تقسیم می‌شود.

$$U = U_{eq} + U_{sw} \quad (3-3)$$

کنترل معادل، همگرایی سیستم به سطح لغزشی را تضمین می‌کند و کنترل سوئیچینگ مسئول نگاه داشتن حالت‌های سیستم در اطراف سطح لغزش است. با بازنویسی (۲-۳) به وسیله (۳-۳) داریم:

$$\dot{x} = f(x) + g(x) U_{eq} + g(x) U_{sw} \quad (4-3)$$

همگرایی معادلات سیستم به سطح لغزش می‌تواند از راه‌های مختلف اثبات شود ولی یکی از روش‌های مفید و رایج استفاده از تابع لیاپانوف  $V$  است که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$V = \frac{1}{2} S^2 \quad (5-3)$$

برای پایداری سطح انتخاب شده در نقطه تعادل ( $S = 0$ ) شرایط زیر باید برآورده شوند.

$$\lim_{S \rightarrow \infty} V = \infty \quad (6-3)$$

$$\dot{V} = S\dot{S} < 0 \quad \text{for } S \neq 0 \quad (7-3)$$

به تابع  $S$  که شرایط بالا را برقرار سازد، سطح لغزشی و رفتار سیستم را تا هنگامی که روی این سطح باشد، حالت (مود) لغزشی می‌گویند. با انتخاب تابع لیاپانوف به صورت (۳-۵)، شرط (۳-۶) به وضوح برآورده شده است، اما برای شرط (۳-۷) که به آن شرط لغزش می‌گویند، باید سطح لغزش را برای سیستم توصیف شده با (۳-۴) در نظر بگیریم.

---

1 Chattering

$$\dot{S}(x) = \frac{\partial S}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{\partial S}{\partial x} [f(x) + g(x)U_{eq}] + \frac{\partial S}{\partial x} [g(x)U_{sw}] \quad (۸-۳)$$

با برابر صفر قرار دادن جمله اول سمت راست تساوی بالا و حل آن برای ورودی کنترل، به یک تعریف از قانون کنترل دست می‌یابیم که به آن کنترل معادل می‌گویند و می‌تواند به‌عنوان یک قانون کنترل پیوسته تفسیر شود که در صورت دقیق بودن مدل باعث نگه‌داشتن  $\dot{S} = 0$  می‌شود.

$$U_{eq} = - \left[ \frac{\partial S}{\partial x} g(x) \right]^{-1} \left[ \frac{\partial S}{\partial x} f(x) \right] \quad (۹-۳)$$

درواقع  $U_{eq}$  به‌صورت آفلاین و توسط مدل سیستم که نشان‌دهنده مدل واقعی با هر میزان دقت ممکن است، مشخص می‌شود اما  $U_{sw}$  برای جبران سازی عدم قطعیت‌ها و تضمین همگرایی حالت‌های سیستم به‌وسیله ارضاء (۷-۳)، می‌تواند به میزان کافی بزرگ انتخاب شود. با اعمال (۹-۳) در (۸-۳) خواهیم داشت:

$$\dot{S}(x) = \frac{\partial S}{\partial x} g(x)U_{sw} \quad (۱۰-۳)$$

و در نتیجه شرط (۷-۳) می‌تواند به‌صورت زیر نوشته شود:

$$S(x)\dot{S}(x) = S(x) \frac{\partial S}{\partial x} g(x)U_{sw} < 0 \quad (۱۱-۳)$$

بنابراین باید قانون کنترل سوئیچینگ را طوری انتخاب کنیم که شرط (۱۱-۳) برآورده شود. برخی توابع سوئیچینگ معمولاً در کنترل مود لغزشی به‌کار گرفته می‌شوند تا همگرایی سیستم به نقاط کار مطلوب ( $S(x) = 0$ ) را فراهم کنند. مانند تابع زیر:

$$U_{sw} = [g(x)]^{-1} [-K \operatorname{sgn}(S(x))] \quad (۱۲-۳)$$

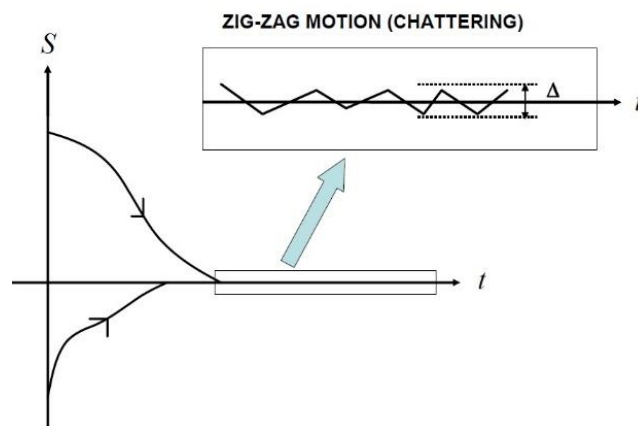
البته باید  $g(x) \neq 0$  زیرا در غیر این صورت سیستم کنترل‌پذیر نخواهد بود. با جایگذاری (۱۲-۳) در (۱۱-۳) به دست می‌آوریم:

$$S(x)\dot{S}(x) = \frac{\partial S}{\partial x} [-K |S(x)|] < 0 \quad (۱۳-۳)$$

یعنی در صورت  $\frac{\partial S}{\partial x} > 0$  شرط لغزش برقرار شده و در نتیجه پایداری سیستم تضمین می‌گردد. در شکل



۱-۳ نحوه همگرایی سیستم با استفاده از کنترل لغزشی نشان داده شده است.



شکل ۱-۳: تغییرات  $S$  با شروع از شرایط اولیه مختلف [۳۴]

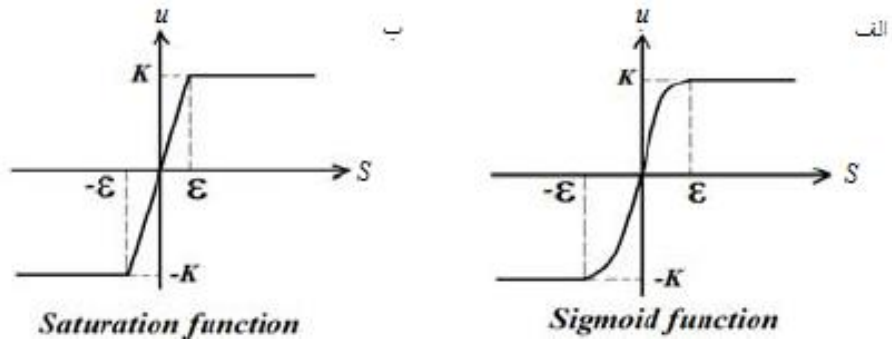
همان‌طور که از (۱۲-۳) مشخص است، کنترل سوئیچینگ در سرتاسر سطح  $S$  ناپیوسته است. در نتیجه متغیر  $U$  در حالت مانا با فرکانس بسیار بالا (بی‌نهایت در تئوری) بین مقادیر بیشینه و کمینه خود تغییر می‌کند. این سوئیچینگ ناپیوسته فرکانس بالا که به آن پدیده چترینگ می‌گویند، در بسیاری سیستم‌ها باعث ایجاد نوسانات نامطلوب و در نتیجه بروز مشکلاتی می‌شود. به‌منظور حل این مشکل باید قانون کنترل ناپیوسته به‌طور مناسب هموار شود. با این کار به یک توازن بین پهنای باند کنترل و دقت ردیابی دست خواهیم یافت. این کار می‌تواند به روش‌های مختلفی انجام شود. یک روش در نظر گرفتن یک لایه مرزی باریک در اطراف سطح لغزش، به‌صورت (۱۴-۳) است:

$$B(t) = \{x, |s(x;t)| \leq \Phi\} \quad \Phi > 0 \quad (14-3)$$

که  $\Phi$  پهنای لایه مرزی است. به‌عبارت‌دیگر خارج از  $B(t)$  قانون کنترل مانند قبل است و تضمین می‌کند که تمامی مسیرهای سیستم به این لایه همگراست و هر مسیری از سیستم هم که از داخل آن شروع شود، همیشه در آن باقی خواهد ماند. داخل لایه نیز عمل کنترل می‌تواند صفر باشد یا مقداری بین مقادیر بیشینه و کمینه خود اختیار کند.

روش دیگر کاهش چترینگ، تعویض تابع ناپیوسته علامت، با توابع پیوسته یا هموار دیگری مانند اشباع، سیگموئید، تانژانت هیپربولیک و ... است. شکل ۲-۳ (الف) یک تابع سیگموئید و شکل ۲-۳ (ب)

یک تابع اشباع را برای کنترل سوئیچینگ نشان می‌دهد.



شکل ۲-۳: توابع جایگزین تابع علامت (الف) تابع سیگموئید (ب) تابع اشباع [۳۴]

فصل ۴ :

# طراحی کنترل کننده عملگر گام

در فصل‌های قبل مدل عملگر هیدرولیکی بررسی شد. الگوریتم کنترلی انتخاب شده نیز به صورت اجمالی توضیح داده شد. در این فصل به پیاده‌سازی این الگوریتم بر روی عملگر هیدرولیکی با توجه به پارامترهای طراحی ذکر شده در جدول (۵-۳)، جهت کنترل موقعیت آن پرداخته می‌شود و اصلاحات و تغییرات لازم را برای دستیابی به پاسخ مناسب انجام می‌گردد. قبل از هر چیز باید مشخص شود منظور از پاسخ مناسب و عملکرد مطلوب چیست. در نتیجه ابتدا نیازها از سیستم کنترل به طور دقیق بیان می‌شوند. همچنین همان‌طور که بیان شد، یکسری الزامات کنترلی و محدودیت‌های خاصی که از جانب توربین روی عملگر اعمال می‌شود عنوان شده و در طراحی‌ها لحاظ می‌گردد. الگوریتم به دست آمده به راحتی می‌تواند روی میکروکنترلرها پیاده‌سازی شود تا در یک حلقه کنترلی فرمان‌های لازم را ارسال کند. در هر صورت در این فصل صرف‌نظر از پیاده‌سازی سخت‌افزاری، به طراحی و شبیه‌سازی نرم‌افزاری کنترل‌کننده مورد نظر خواهیم پرداخت.

#### ۴-۲- اهداف و الزامات کنترلی

عملگر هیدرولیکی به طور گسترده‌ای در صنعت استفاده می‌شود و موارد کاربرد مختلفی دارد. هر کدام از این کاربردها عملکرد خاصی را از آن انتظار دارند. مثلاً در یک کاربرد ممکن است تولید بیشترین نیرو مدنظر باشد یا در کاربردی دیگر دقت موقعیت‌یابی موردنیاز باشد یا هر کارکرد دیگری می‌تواند مورد انتظار باشد. این موارد به علاوه مشخصه‌های عملکردی خواسته شده، الزاماتی هستند که در آن کاربرد خاص از عملگر انتظار می‌رود آن‌ها را برآورده سازد. در این تحقیق نیز عملگر هیدرولیکی به عنوان عملگر گام یک توربین بادی به کاررفته است که الزامات خاص خود را دارد. لذا قبل از طراحی کنترل‌کننده باید

ابتدا این الزامات مشخص شوند. همچنین باید اهداف کنترل به طور دقیق تعیین شوند و مشخص گردد که منظور از عملکرد مطلوب چیست تا طراحی‌ها را بر اساس آن‌ها انجام گردد. در ادامه به این موارد اشاره می‌شود.

## (۱) پایداری

اولین انتظاری که از هر کنترل‌کننده‌ای می‌رود این است که بتواند پایداری سیستم حلقه بسته را تضمین کند. واضح است که پایداری در سیستم‌های غیرخطی شامل انواع مختلفی می‌شود؛ مانند پایداری لیپانوف، پایداری مجانبی، پایداری نمایی و ... که هر کدام به لحاظ تئوری تعاریف دقیق مختص خود را دارند. اما به‌عنوان یک کاربرد عملی، همین قدر که خروجی بتواند با شروع از هر حالت اولیه‌ای به سمت مقدار مرجع حرکت کرده و در یک همسایگی نزدیک آن بماند، برای هدف ما کفایت می‌کند؛ که البته این تعریف شبیه تعریف پایداری لیپانوفی می‌باشد. لازم به ذکر است منظور از هر حالت اولیه، حالات اولیه‌ای هستند که در بازه مجاز قرار دارند. به‌طور مشخص، بازه مجاز تغییر موقعیت برای پره این توربین بادی، بین  $\pm 30^\circ$  درجه است. همچنین منظور از همسایگی نزدیک، مقداری است که در آن میزان خطا از حد مجاز (که در این مورد در حدود  $0.3^\circ$  درجه است) تجاوز نکند. لذا به‌طور خلاصه منظور از پایداری در این کاربرد عملی، این است که عملگر بتواند تمام ورودی‌ها را دنبال کند و واگرایی در خروجی رخ ندهد. البته باید توجه داشت که هر ورودی‌ای به سیستم داده نمی‌شود و حلقه اصلی کنترل مقادیر مرجع نسبتاً همواری را جهت ردیابی به عملگر می‌فرستد. اما از آنجاکه ایمنی در توربین بادی بسیار مهم است، برای اطمینان از حاشیه پایداری سیستم کنترل، باید پاسخ به ورودی‌های مختلف بررسی شوند.

## (۲) دقت موقعیت‌یابی

یکی از مهم‌ترین شاخص‌های ارزیابی در تعیین کیفیت عملکرد، دقت موقعیت‌یابی است. یعنی

کنترل کننده باید بتواند زاویه گام را به نزدیک ترین مقدار ممکن به زاویه مرجع برساند و خطای حالت دائم را حداقل نماید. زیرا تغییرات اندک در زاویه پره توربین بادی به خصوص در سرعت های زیاد باد، می تواند به تغییرات زیاد توان تولیدی منجر شود. بنابراین برای عملکرد بهینه توربین مهم است که زاویه نهایی پره کم ترین اختلاف را با مقدار مرجع تعیین شده توسط کنترل کننده اصلی توربین داشته باشد. مقدار در نظر گرفته شده برای این خطا در شبیه سازی های توربین،  $0/3$  درجه است. در نتیجه ضروری است که خطای حالت دائم کوچک تر از این مقدار باشد.

### ۳) پاسخ سریع

در صورت کند بودن سیستم گام، تغییرات سریع در سرعت باد به خصوص در سرعت های زیاد، می تواند از کیفیت کنترل و در نتیجه توان تولیدی بکاهد. لذا پاسخ سریع به تغییر زاویه مرجع از عوامل مهم در کنترل عملگر گام می باشد. به طوری که دینامیک های عملگر در مقابل دینامیک های خود توربین قابل چشم پوشی باشند. یعنی زمان خیز و زمان نشست پاسخ بسیار کم باشد.

### ۴) عدم وجود اورشوت

پاسخ باید بدون اورشوت یا با مقداری بسیار کم باشد. این معیار به دو دلیل اهمیت دارد: اول اینکه از حرکات اضافی عملگر جلوگیری شود و علت دوم این است که دستیابی به مقدار بهینه زاویه گام، در زمان شروع اورشوت تا زمان نشست، میسر نمی شود.

### ۵) کنترل مقاوم

از جمله اهداف اصلی کنترل، تولید پاسخ مناسب در برابر عدم قطعیت هاست. همان طور که می دانیم نا یقینی هایی در پارامترهای مکانیکی عملگر وجود دارد و همچنین اغتشاشات خارجی شامل تغییرات سرعت باد، عملکرد سیستم را تحت تأثیر قرار می دهند. لذا کنترل کننده باید نسبت به این عوامل مقاوم باشد.

## ۶) عدم وجود چترینگ

چترینگ در سیستم‌های مکانیکی می‌تواند سبب بروز مشکلاتی مانند لرزش و حرکات رفت و برگشتی با فرکانس بالا و در نتیجه خوردگی و فرسایش قطعات مختلف شود. این امر باعث تغییر برخی پارامترهای سیستم و نیز کاهش کیفیت کارکرد می‌شود. لذا در خروجی عملگر هیدرولیکی، که تغییر موقعیت است، نباید لرزش وجود داشته باشد. ولی در ورودی آن که ولتاژ الکتریکی است و شکل موج آن توسط اینورترهای فرکانس بالا ساخته می‌شود، وجود چترینگ چندان مسئله‌ساز نیست. اما به دلیل امکان وجود و تحریک برخی دینامیک‌های مدل نشده فرکانس بالا، بهتر است در ورودی‌های اعمال شده به شیر کنترلی نیز چترینگ حذف شود. لذا حذف چترینگ از ورودی و خروجی عملگر، دیگر هدفی است که دنبال می‌شود. [۳۵].

## ۷) حداقل تغییر موقعیت

حرکات عملگر به دلیل افزایش طول عمر آن و نیز کاهش نوسانات در سرعت ژنراتور باید حتی‌الامکان کم باشد. این امر به‌طور کلی در حلقه اصلی کنترل توربین برای تولید مقدار مرجع زاویه گام در نظر گرفته می‌شود، اما تا آنجا که به عملگر مربوط می‌شود می‌توان این‌طور بیان کرد که پاسخ به ورودی‌های مختلف باید به نحوی باشد که در طول حالت گذار و پس‌از آن نوسانات خروجی حداقل باشد و بالازدگی نیز وجود نداشته باشد.

## ۸) محدودیت سرعت پیچش<sup>۱</sup>

به دلیل وجود محدودیت‌های استاتیکی و دینامیکی سازه شامل برج و پره‌ها، و دیگر ملاحظات ایمنی توربین، سرعت چرخش پره حول محور گام، نباید از مقدار معینی بیشتر باشد. معمولاً هر چه توربین بزرگ‌تر باشد، سرعت پیچش مجاز کمتر است. بیشینه سرعت پیچش مجاز برای توربین مورد مطالعه

---

<sup>۱</sup> Pitch Rate

برابر ۶ درجه بر ثانیه است. در نتیجه در سیستم کنترل، سرعت خطی سیلندر باید طوری محدود گردد که سرعت دورانی پره از مقدار مذکور بیشتر نشود.

#### ۹) ورودی کنترلی مناسب

شیر کنترلی انتخاب شده برای عملگرها، دارای مقادیر مشخصی برای ماکزیمم ولتاژ قابل اعمال هستند. به علاوه بهتر است برای جلوگیری از تغییرات ناگهانی سرعت و از بین بردن ریپل گشتاور، از تغییرات شدید ورودی در بازه زمانی بسیار کم جلوگیری شود. ضمن اینکه قرار شد ورودی کنترلی تولید شده توسط کنترل کننده مود لغزشی بدون چترینگ باشد. در طراحی کنترل کننده، همگی این محدودیتها برای ورودیهای کنترلی باید رعایت گردند. یعنی در نهایت باید یکی ورودی هموار و دارای مقادیر محدود تعیین شده باشیم.

#### ۱۰) بار محاسباتی کم

واضح است که برای عملکرد بهینه سیستم گام، باید سرعت پردازش کنترل کننده عملگرهای گام بیشتر از سرعت پردازش حلقه اصلی کنترل توربین باشد. برای محقق شدن این امر، صرف نظر از قابلیت های سخت افزاری پردازنده ها، باید بار محاسباتی الگوریتم کنترل تا حد امکان کم باشد.

### ۳-۴ - طراحی کنترل کننده مود لغزشی

به طور کلی طراحی کنترل کننده مود لغزشی همان طور که در رابطه (۳-۳) بیان شد، شامل دو مرحله است. مرحله اول انتخاب سطح لغزش  $S(x)$ ، برای تعیین مشخصات دینامیکی مطلوب سیستم کنترل، و مرحله دوم طراحی قانون کنترل کننده که حالت های سیستم را در نزدیکی این سطح نگه دارد. قانون کنترل مود لغزشی به صورت زیر ارائه می شود:

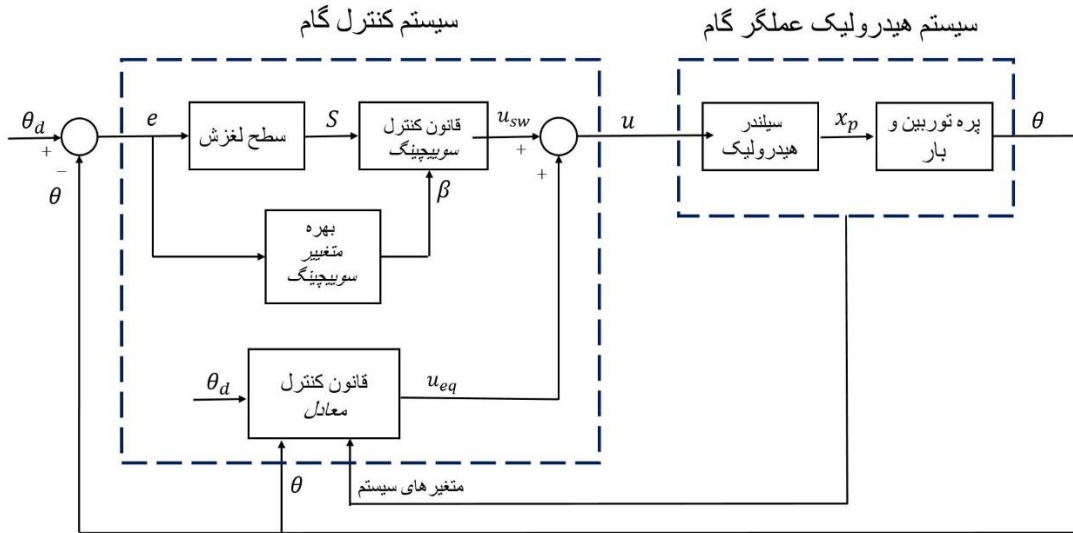
$$u = u_{eq} + u_{sw} \quad (۱-۴)$$

که  $u_{sw}$  و  $u_{eq}$  به ترتیب سیگنال های کنترل معادل و کنترل سویچینگ هستند که در ادامه به



طراحی آن‌ها می‌پردازیم.

بلوک دیاگرام کلی سیستم کنترل در شکل ۱-۴ نشان داده شده است.



شکل ۱-۴: بلوک دیاگرام کلی سیستم کنترل زاویه گام به روش مود لغزشی

### ۱-۳-۴- معادلات کنترل کننده

برای کنترل موقعیت با استفاده از کنترل مود لغزشی، با توجه به معادلات حالت سیستم، ابتدا از

معادله (۲-۳۶) مشتق گرفته می‌شود تا ورودی کنترلی ظاهر گردد. سپس با جایگذاری معادله (۲-۲)

(۲-۳۴)، (۲-۳۵) و (۲-۳۷) در آن، خواهیم داشت:

$$\ddot{\theta} = A\theta + B\dot{\theta} + CP_l + D\dot{\theta}P_l + gu + d \quad (۲-۴)$$

که پارامترها بدین صورت تعریف می‌شوند:

$$A = \frac{CD}{J^2} \quad (۳-۴)$$

$$B = -\frac{C}{J} + \frac{D^2}{J^2} - \frac{4\beta_e A_p^2 L_a^2 L_c^2}{J V_t} \frac{\sin^2(\phi_1 + x_1)}{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + x_1)} \quad (۴-۴)$$

$$C = -\frac{A_p L_a L_c}{J} \frac{\sin(\phi_1 + x_1)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\phi_1 + x_1)}} \left( \frac{D}{J} + \frac{4\beta_e C_t}{V_t} \right) \quad (۵-۴)$$

$$D = -\frac{A_p L_a L_c}{J} \left( \frac{\cos(\theta_1 + x_1)(L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)) - L_a L_c \sin^2(\theta_1 + x_1)}{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)^{\frac{3}{2}}} \right) \quad (6-4)$$

$$g = \frac{A_p L_a L_c}{J} \frac{\sin(\theta_1 + x_1)}{\sqrt{L_a^2 + L_c^2 - 2L_a L_c \cos(\theta_1 + x_1)}} \frac{4\beta_e C_d w K_v}{V_t} \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(u)x_3}{\rho}} \quad (7-4)$$

$$d = F_f + Q_s + T_l \quad (8-4)$$

حال با توجه به معادله (۲-۴) سیستم غیرخطی تک ورودی تک خروجی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\ddot{x}_1 = f(x) + g(x)u + d \quad (9-4)$$

که در آن:

$$f(x) = Ax_1 + Bx_2 + Cx_3 + Dx_2x_3 \quad g(x) = g \quad (10-4)$$

حال اگر در معادله (۹-۴) عدم قطعیت‌ها شامل تغییر پارامترهای مکانیکی و اغتشاش بار را نیز در

نظر بگیریم، داریم:

$$f(x) = \hat{f}(x) + \Delta f(x) \quad , \quad |f(x) - \hat{f}(x)| \leq E(x) \quad (11-4)$$

$$g(x) = \hat{g}(x) + \Delta g(x) \quad (12-4)$$

$$d = \hat{d} + \Delta d \quad (13-4)$$

که در معادله (۱۰-۴)،  $\Delta f(x)$  عدم قطعیت‌ها و  $\hat{f}(x)$  مقادیر مشخص و قطعی تخمین زده شده  $f(x)$  می‌باشد و معادله  $E(x)$  پهنای باند خطا است.

در معادله (۱۱-۴) و (۱۲-۴) نیز،  $\Delta g(x)$  و  $\Delta d$  به ترتیب عدم قطعیت‌های  $g(x)$  و  $d$  می‌باشد و  $\hat{g}(x)$  و  $\hat{d}$  به ترتیب مقادیر مشخص و قطعی تخمین زده شده  $g(x)$  و  $d$  است.

اکنون می‌توان با توجه به معادلات (۱۱-۴)، (۱۲-۴) و (۱۳-۴)، معادله (۹-۴) را به صورت زیر نوشت:

$$\ddot{x}_1 = \hat{f}(x) + \Delta f(x) + [\hat{g}(x) + \Delta g(x)]u + \hat{d} + \Delta d \quad (14-4)$$

#### ۴-۳-۲- کنترل معادل

هدف از کنترل معادل، دستیابی به یک کنترل لغزشی پیوسته است به طوری خروجی سیستم،  $x_p$ ، با وجود عدم قطعیت‌های سیستم، تا حد امکان ورودی مطلوب  $x_d$  را دنبال کند. اکنون خطای ردیابی موقعیت را تعریف می‌کنیم.

$$e(t) = \theta_d(t) - \theta(t) \quad (۱۵-۴)$$

که  $\theta_d$  فرمان موقعیت مطلوب پره توربین است. اگر از معادله فوق سه بار مشتق بگیریم داریم:

$$\dot{e}(t) = \dot{\theta}_d(t) - \dot{\theta}(t) \quad (۱۶-۴)$$

$$\ddot{e}(t) = \ddot{\theta}_d(t) - \ddot{\theta}(t) \quad (۱۷-۴)$$

$$\dddot{e}(t) = \dddot{\theta}_d(t) - \dddot{\theta}(t) \quad (۱۸-۴)$$

اکنون سطح لغزشی  $S(t)$  با توجه به رابطه (۳-۲) به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$S(t) = \left(\frac{d}{dt} + k\right)^2 e(t) = \ddot{e}(t) + k_1 \dot{e}(t) + k_2 e(t) \quad (۱۹-۴)$$

که  $k_1$  و  $k_2$  بهره‌های ثابت مثبت هستند که به صورت تجربی بدست آمده است. سطح لغزش با مساوی صفر قرار دادن متغیر لغزشی فوق به وجود می‌آید. در این صورت مسئله ردیابی، معادل باقی ماندن روی سطح  $S(t)$  در تمامی زمان‌ها می‌باشد. وقتی سیستم روی سطح لغزش و در حالت لغزشی قرار می‌گیرد، آنگاه  $S(t) = \dot{S}(t) = 0$  برقرار می‌شود. بنابراین:

$$\dot{S}(t) = 0 \rightarrow \ddot{e}(t) + k_1 \dot{e}(t) + k_2 e(t) = 0 \quad (۲۰-۴)$$

$$\ddot{\theta}_d(t) - \ddot{\theta}(t) + k_1 \dot{e}(t) + k_2 e(t) = 0 \quad (۲۱-۴)$$

برای به دست آوردن قانون کنترلی که سیستم را روی سطح لغزش نگاه دارد، مقادیر قطعی، مشخص و در دسترس معادله سیستم (۴-۱۴) در رابطه (۴-۲۱) جایگزین می‌گردد:

$$\ddot{\theta}_d(t) - \hat{f}(x) - \hat{g}(x)u - \hat{d} + k_1 \dot{e}(t) + k_2 e(t) = 0 \quad (۲۲-۴)$$

بنابراین سیگنال کنترل معادل به صورت زیر به دست می‌آید:

$$u_{eq} = \hat{g}(x)^{-1}[\ddot{\theta}_d(t) - \hat{f}(x) - \hat{d} + k_1\ddot{e}(t) + k_2\dot{e}(t)] \quad (23-4)$$

### ۳-۳-۴- کنترل سویچینگ

سیگنال کنترل سویچینگ باعث می شود با وجود تمام عدم قطعیت های سیستم، همه مسیرها به سمت سطح لغزش بروند و روی آن باقی بمانند. بر مبنای روش کنترل مود لغزشی، بهترین تابعی که می تواند عدم قطعیت ها را خنثی کند، تابع علامت است. بنا بر این می توان نوشت:

$$u_{sw} = \hat{g}(x)^{-1}[-\beta \text{sgn}(s)] \quad (24-4)$$

که  $\beta$  بهره سوئیچینگ است و به منظور به دست آوردن ردیابی موقعیت باید طوری انتخاب شود که:

$$\beta \geq \bar{R} + \eta \text{ Where } \begin{cases} \bar{R} = \sup_{t \in R^0+} |R(t)| \\ \eta \text{ is a positive constant} \end{cases} \quad (25-4)$$

که در آن  $R(t)$  شامل همه ی عدم قطعیت های سیستم است.

### قضیه ۱-۴

عملگر گام که معادله مکانیکی آن با (۱۴-۴) داده شده است را در نظر می گیریم. قانون کنترل (۱-۴) منجر به موقعیت روتور  $\theta$  می شود به طوری که خطای ردیابی موقعیت  $e(t) = \theta_d(t) - \theta(t)$  با گذشت زمان به صفر میل می کند.

### اثبات:

تابع لیاپانوفی به شکل زیر انتخاب می گردد.

$$V(t) = \frac{1}{2} S^2(t) \quad (26-4)$$

با مشتق گیری از آن و جایگذاری روابط داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) &= S(t)\dot{S}(t) \\ &= S(t)[\ddot{e}(t) + k_1\dot{e}(t) + k_2e(t)] \\ &= S(t)[\ddot{\theta}_d(t) - \hat{f}(x) - \hat{g}(x)(u_{eq} + u_{sw}) - \hat{d} + k_1\dot{e}(t) + k_2e(t)] \end{aligned} \quad (27-4)$$

$$\begin{aligned}
&= S(t)[R - \beta \text{sgn}(s)] \\
&\leq -(\beta - |R|)|S(t)| \\
&\leq -(\beta - \bar{R})|S(t)| \\
&\leq -\eta|S(t)|
\end{aligned}$$

واضح است که دو شرط (۳-۶) و (۳-۷) برقرار شده‌اند. در نتیجه سطح تعادل  $S(t) = 0$  به صورت سراسری و مجانبی پایدار است. یعنی تمام مسیرهای سیستم که از روی این سطح شروع می‌شوند، بر روی آن باقی می‌مانند. همچنین مسیرهای خارج از این سطح نیز در یک زمان محدود کوچک‌تر از  $|S(t=0)|/\eta$  به آن می‌رسند. علاوه بر این تعریف (۴-۱۹) ایجاب می‌کند که هنگامی که مسیر سیستم بر روی این سطح قرار گرفت، خطای ردیابی  $e(t)$  و مشتقات آن،  $\dot{e}(t)$ ،  $\ddot{e}(t)$  و  $\ddot{\ddot{e}}(t)$  به صورت نمایی به صفر میل کنند. در نتیجه قضیه اثبات می‌گردد.

این قانون کنترل به دلیل استفاده از تابع ناپیوسته علامت، باعث ایجاد چترینگ می‌گردد. گرچه که این تغییرات فرکانس بالا در گشتاور چرخشی تا حد زیادی به وسیله لختی مکانیکی پره‌ها فیلتر می‌شود. اما باین حال به منظور حذف لرزش‌ها در خروجی، قانون کنترل می‌تواند هموارتر شود. این کار را با جایگزین کردن تابع اشباعی مانند شکل ۳-۲ (ب) به جای تابع علامت به صورت زیر انجام می‌دهیم.

$$u_{sw} = \hat{g}(x)^{-1}[-\beta \text{sat}(s)] \quad (۲۸-۴)$$

$$\begin{cases} 1 & S > \varepsilon_1 \\ S/\varepsilon_1 & -\varepsilon_1 < S < \varepsilon_1 \\ -1 & S < -\varepsilon_1 \end{cases} \quad (۲۹-۴)$$

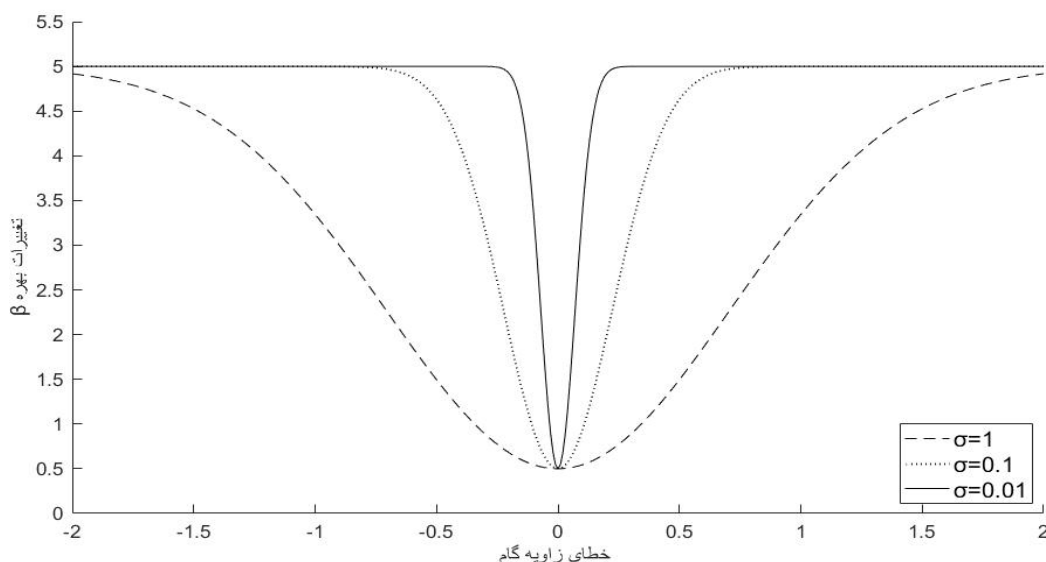
با این کار چترینگ از خروجی سیستم حذف شده است. اما ورودی در حالت گذرا و مانا همچنان به مقدار زیاد تحت تأثیر این پدیده قرار دارد. این مشکل از بهره سوئیچینگ بالا ناشی می‌شود. از طرفی اگر این بهره را کاهش دهیم، سرعت پاسخ و کیفیت عملکرد سیستم کاهش می‌یابد و حتی در صورت زیاد شدن ناگهانی خطا می‌تواند منجر به ناپایداری کل سیستم شود. همچنین بهره سوئیچینگ زیاد باعث افزایش اورشوت می‌شود. برای حل این مشکل از یک قانون کنترل سوئیچینگ با بهره متغیر استفاده می‌کنیم که بسته به اندازه خطا قابل تطبیق است. ایده اصلی بدین صورت است که در هنگام

زیاد بودن مقدار خطا، برای جبران آن، بهره سوئیچینگ افزایش و در هنگام کم بودن خطا، این بهره کاهش پیدا می‌کند. هنگامی که خطا نزدیک به صفر است، بهره به حداقل مقدار مجاز خود می‌رسد به طوری که شرط (۴-۲۵) را برقرار سازد. در نتیجه با این کار می‌توان در عین حفظ سرعت پاسخ سیستم، علاوه بر حذف اورشوت، میزان چترینگ را نیز کاهش داد. بهره سوئیچینگ متغیر به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\beta(e) = \beta_1 - \beta_2 \exp(-e^2/\sigma) \quad (۴-۳۰)$$

که  $\beta_1$  و  $\beta_2$  مقادیر ثابت هستند به طوری که  $\beta_1 - \beta_2 = \beta_{\min} > 0$  مقدار حداقل بهره سوئیچینگ است و هنگامی که دست می‌آید که خطا صفر باشد. همچنین  $\beta_1 = \beta_{\max} > 0$  هنگامی اعمال می‌شود که مقدار خطا زیاد باشد. در این رابطه  $\sigma$  تعیین کننده نرخ تغییر بهره می‌باشد. در شکل ۴-۳ بر حسب  $e$  به ازای مقادیر مختلف  $\sigma$  نشان داده شده است.

همچنین قابل ذکر است که مقادیر  $\beta_1$ ،  $\beta_2$  و  $\sigma$  به صورت تجربی بدست آمده است و در جدول (۵-۳) آورده شده است.



شکل ۴-۲: تغییرات بهره سوئیچینگ به ازای مقادیر مختلف  $\sigma$

فصل ۵:

# نتایج شبیه‌سازی

## ۵-۱- مقدمه

در فصل قبل طراحی کنترل کننده مود لغزشی برای کنترل موقعیت عملگر گام توربین بادی انجام شد. در این فصل نتایج شبیه سازی بیان شده و عملکرد این کنترل کننده بر اساس اهداف و معیارهای بیان شده در بخش ۴-۲ ارزیابی می شود. این شبیه سازی هم در شرایط نامی و هم در حضور عدم قطعیت های سیستم اجرا شده و نتایج آن ها تحلیل می شوند. همچنین جهت اعتبار سنجی الگوریتم، نتایج حاصل از کنترل کننده مود لغزشی با خطی سازی پسخورد مقایسه می شوند. تمامی شبیه سازی ها با استفاده از نرم افزار شبیه سازی متلب<sup>۱</sup> انجام شده است.

## ۵-۲- نتایج کنترل کننده مود لغزشی

در این بخش نتایج ردیابی موقعیت با استفاده از کنترل مود لغزشی در پاسخ به ورودی های مختلف نشان داده می شود. در تمامی نتایج، منظور از موقعیت، زاویه گام پره است. تمامی شرایط اولیه عملگر شامل موقعیت، سرعت و ... در هنگام راه اندازی صفر می باشند.

### ۵-۲-۱- بیان نتایج

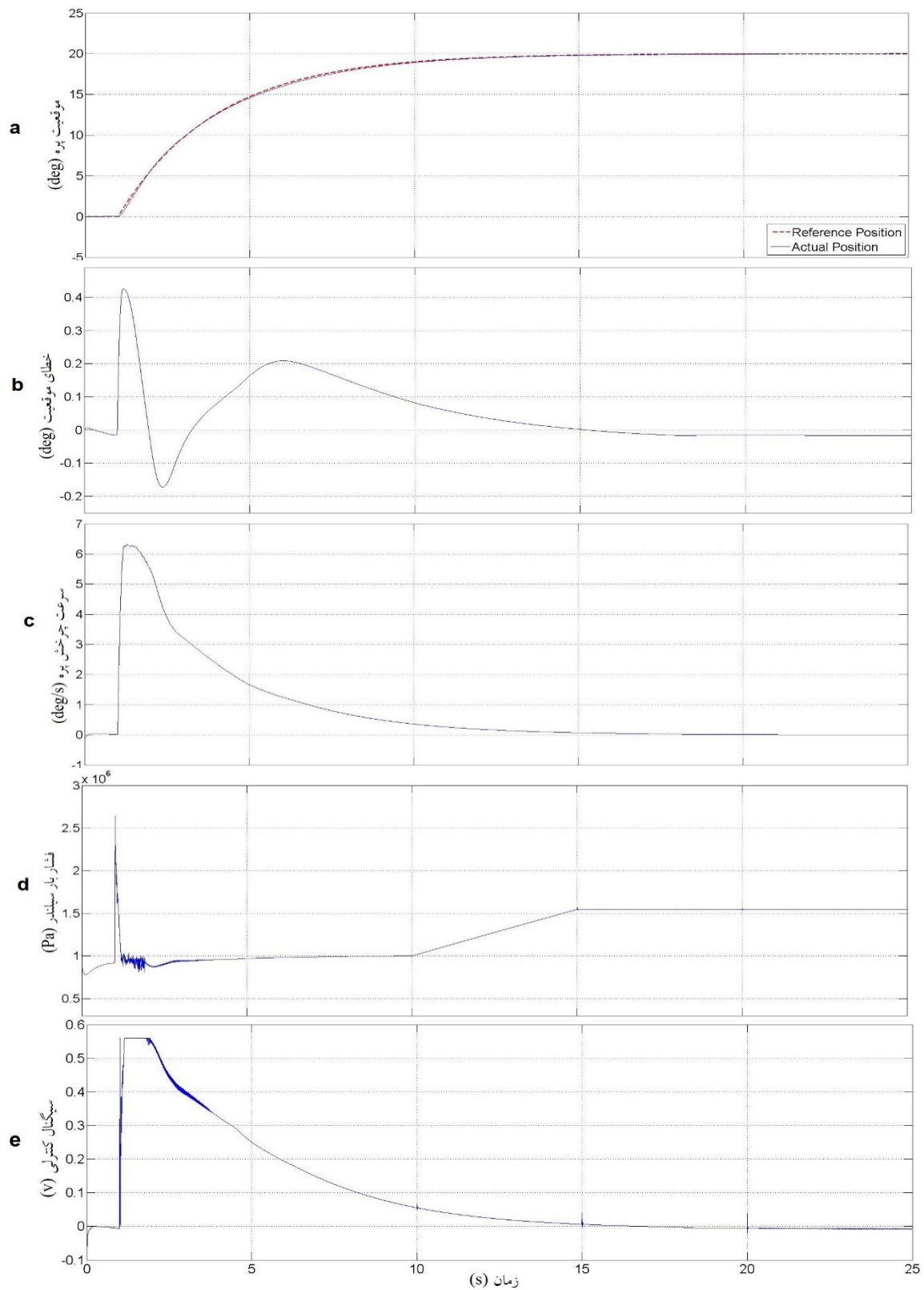
- حالت ۱: بدون عدم قطعیت

یک پله هموار با دامنه ۲۰ درجه را به عنوان ورودی مرجع در نظر می گیریم. موقعیت پره، خطای موقعیت، سرعت چرخش پره، سیگنال ورودی و فشار بار در پاسخ به این ورودی به ترتیب در شکل ۵-۱ نشان داده شده است. این نتایج مربوط به شرایط نامی و بدون حضور عدم قطعیت ها است. برای اطمینان از پایداری سیستم در برابر ورودی های مختلف، رفتار سیستم را در پاسخ به ورودی یک سیگنال تصادفی که می تواند نماینده سیگنال مرجع گام باشد، نیز بررسی می گردد. این پاسخ ها در شکل ۵-۲ نشان داده شده اند.

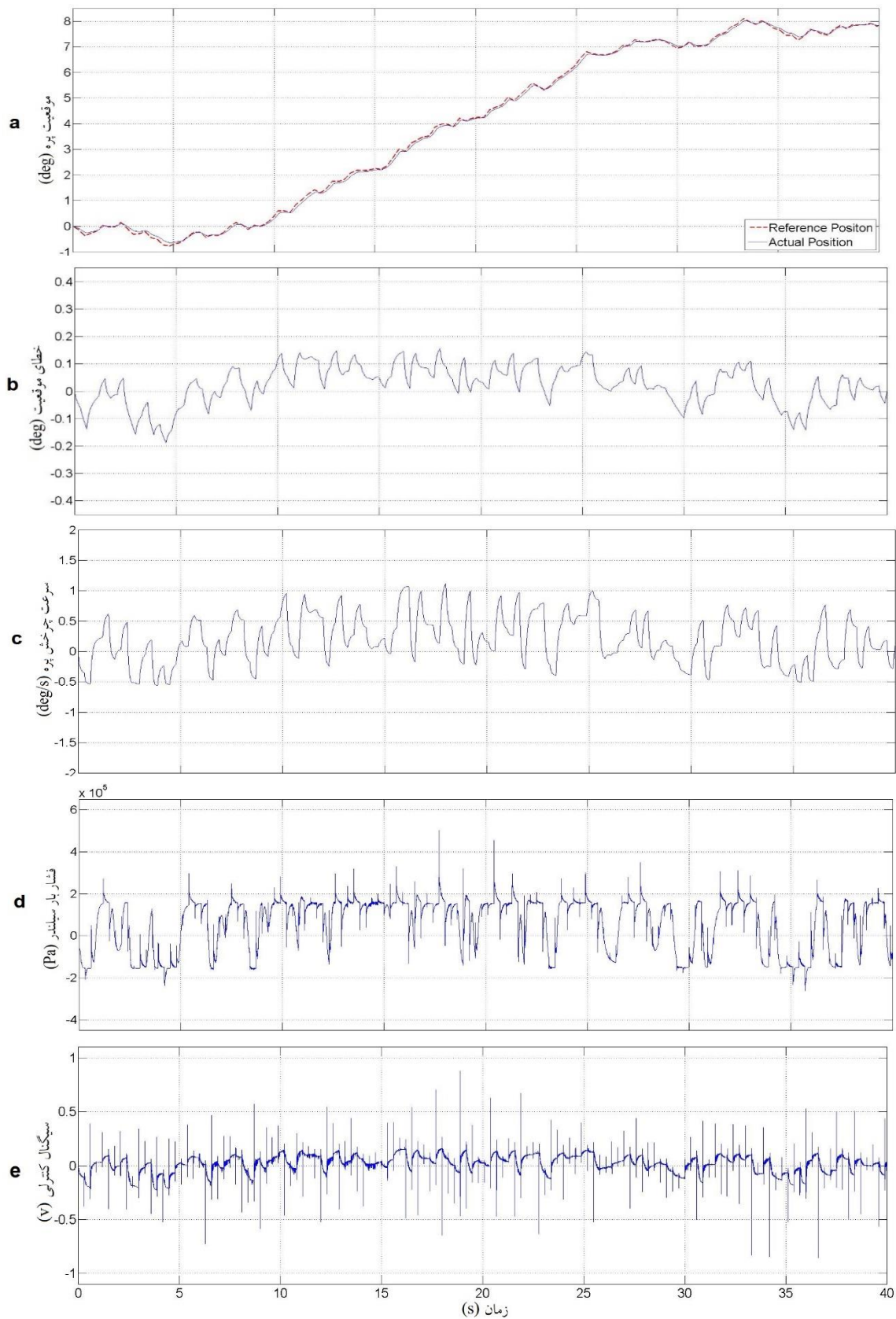
---

<sup>۱</sup> Matlab/Simulink





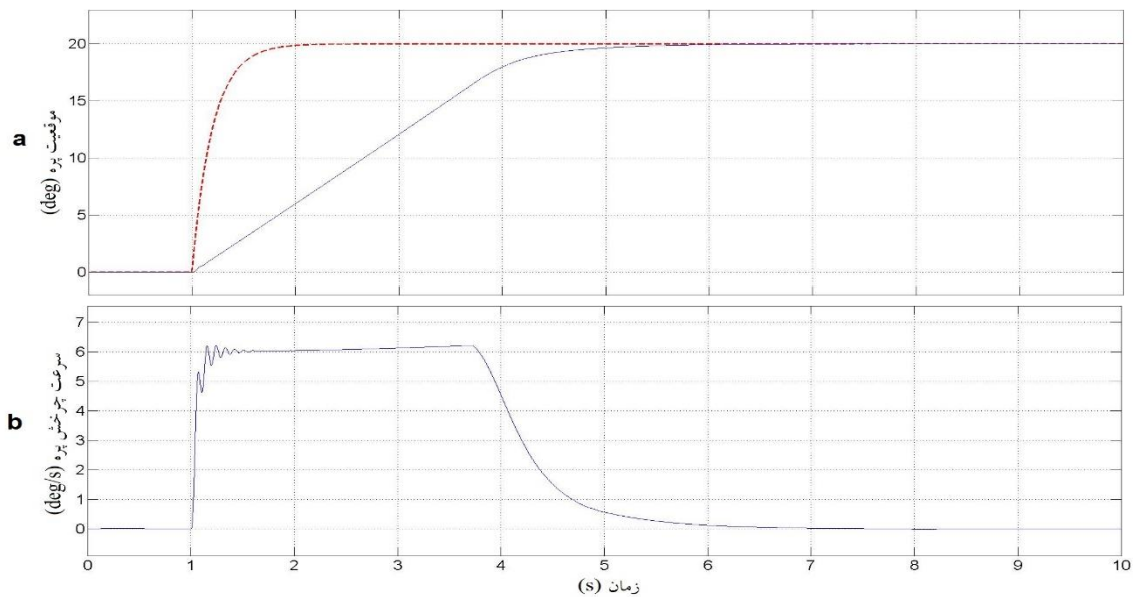
شکل ۵-۱: پاسخ سیستم به ورودی پله هموار در شرایط نامی (a) موقعیت پره (b) خطای موقعیت (c) سرعت چرخش پره (d) فشار بار سیلندر هیدرولیک ( $P_L$ ) (e) سیگنال کنترلی



شکل ۵-۲: پاسخ سیستم به ورودی تصادفی در شرایط نامی (a) موقعیت پره (b) خطای موقعیت

(c) سرعت چرخش پره (d) فشار بار سیلندر هیدرولیک (e) سیگنال کنترلی

همان‌طور از که از شکل‌ها مشاهده می‌شود، ردیابی موقعیت به‌خوبی انجام‌شده است. یعنی سیستم کنترل در شرایط نامی عملکرد دینامیکی و استاتیکی بسیار خوبی دارد. زیرا تمامی معیارهای عنوان‌شده در بخش ۴-۲، به‌جز کنترل مقاوم که در ادامه بررسی می‌شود، برآورده شده‌اند. در هر دو ورودی مرجع آزمایش‌شده، پره به حداکثر سرعت مجاز خود نمی‌رسد. اما اگر ورودی پله‌ای با زمان خیز بیشتر به سیستم بدهیم، پاسخ موقعیت و سرعت پره به‌صورت شکل ۵-۳ خواهد بود.



شکل ۵-۳: پاسخ سیستم به ورودی پله در شرایط نامی (a) موقعیت پره (b) سرعت پیچش پره

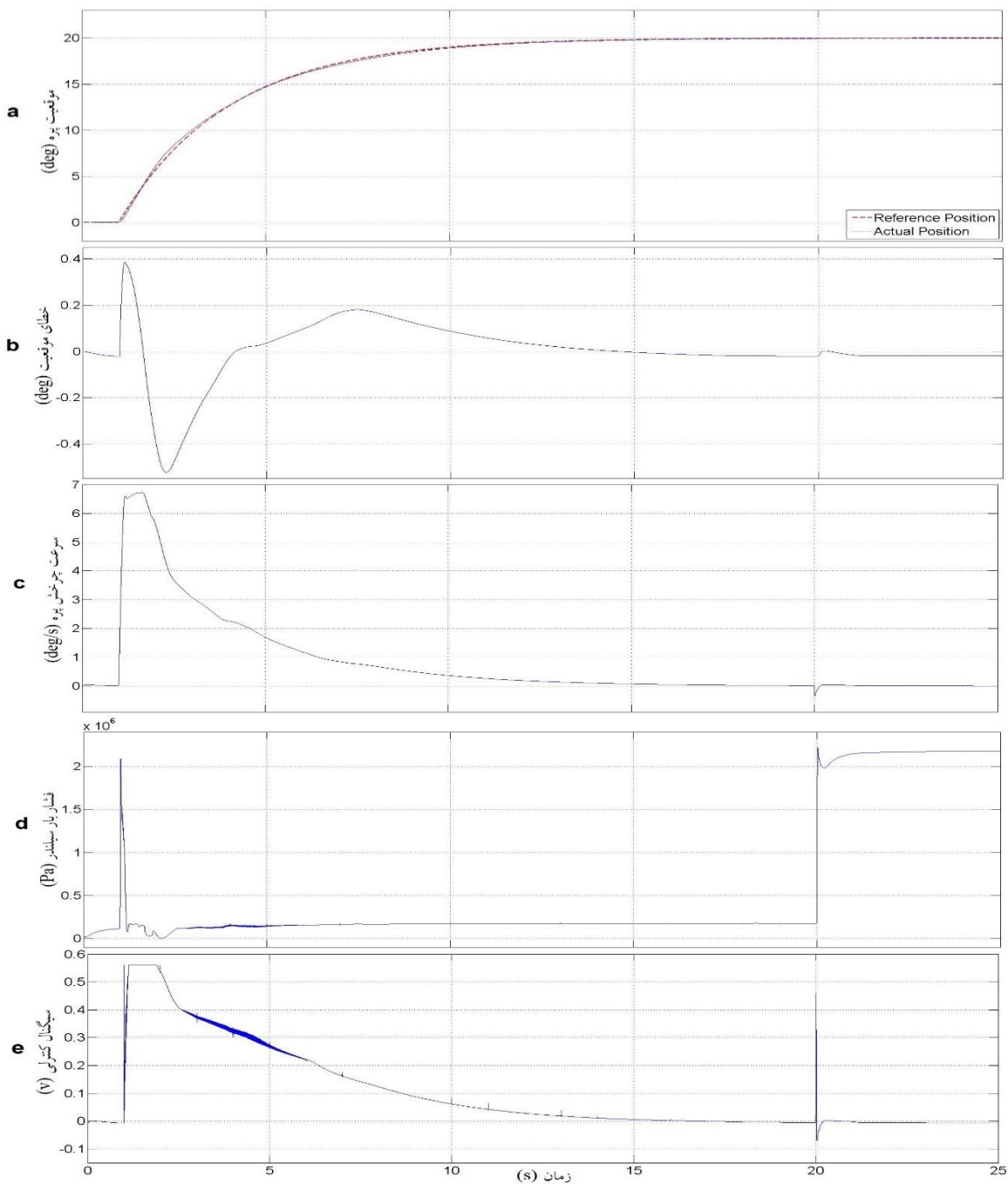
علت تأخیر در ردیابی زاویه مرجع، محدودیت سرعت پیچش پره است. رعایت حداکثر سرعت ۶ deg/s برای پره و در نتیجه سرعت خطی معادل برای سیلندر، یکی از الزامات طراحی است.

• حالت ۲: با حضور عدم قطعیت

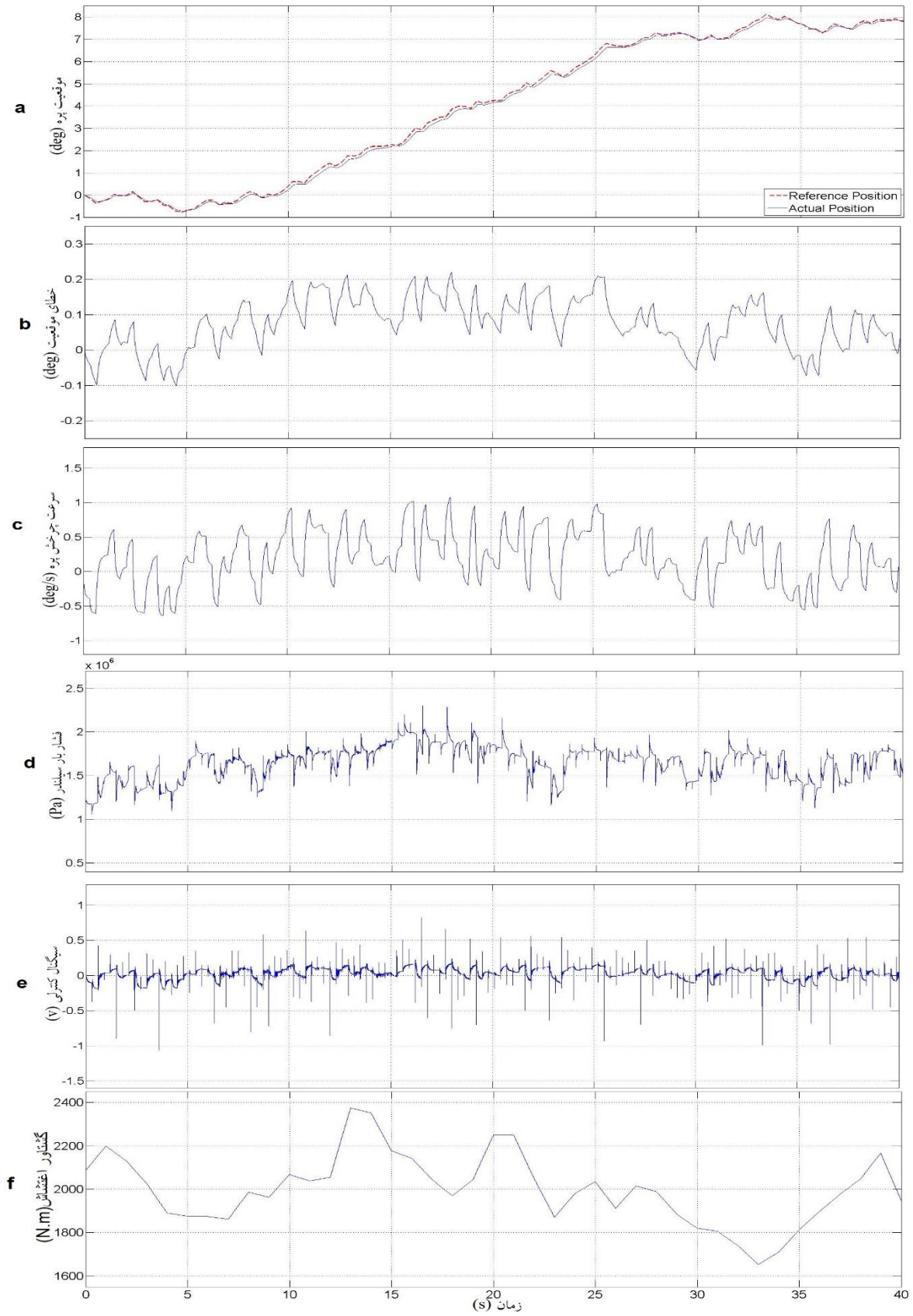
حال عدم قطعیت‌ها وارد سیستم شده و شبیه‌سازی‌ها مجدداً انجام می‌گردد. برای این منظور حداکثر تغییر پارامترهایی که در عمل ممکن است اتفاق بیفتند، به‌صورت زیر اعمال می‌گردد.

- ضریب لختی پره  $(J) = 0,5$  تا ۲ برابر مقدار نامی
- ضریب میرایی پره  $(D) = 0,5$  تا ۲ برابر مقدار نامی
- ثابت فنر (مخصوص پره)  $(C) = 0,5$  تا ۲ برابر مقدار نامی
- گشتاور بار به‌عنوان اغتشاش خارجی  $(T_L)$

برای ورودی پله : یک تابع پله با دامنه  $2500 \text{ N.m}$  در زمان  $20 \text{ s}$   
 برای ورودی تصادفی : مطابق با اغتشاش مدل شده در بخش ۲-۳-۷  
 رفتار سیستم با تغییرات فوق برای ورودی‌های مشابه شرایط نامی، در شکل‌های ۴-۵ و ۵-۵ نشان داده شده است.



شکل ۵-۴: پاسخ سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها (a) موقعیت پره (b) خطای موقعیت (c) سرعت چرخش پره (d) فشار بار سیلندر هیدرولیک ( $P_L$ ) (e) سیگنال کنترلی



شکل ۵-۵: پاسخ سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها (a) موقعیت پره (b) خطای موقعیت (c) سرعت چرخش پره (d) فشار بار (e) سیگنال کنترلی (f) گشتاور اغتشاش

## ۵-۲-۲- تحلیل نتایج

همان‌طور که از شکل‌ها مشاهده می‌شود، سیستم در حضور عدم قطعیت‌های ذکرشده، عملکرد دینامیکی و استاتیکی قابل‌قبولی دارد. برای ارزیابی دقیق عملکرد، تحقق اهداف کنترلی بیان‌شده در بخش ۲-۴ را بررسی می‌کنیم.

علاوه بر دو ورودی اعمال‌شده، ورودی‌های دیگری مانند تابع شیب و شکل موج‌های ناهموارتر نیز به سیستم داده شد که در همگی آن‌ها ردیابی با موفقیت انجام شد. همچنین طبق شبیه‌سازی در حالت‌های مختلف، حساسیت به تغییر پارامترهای کنترل‌کننده کم است. بنابراین می‌توان گفت سیستم از حاشیه پایداری مناسبی برخوردار است.

همان‌طور که از شکل مشخص است، خطای حالت دائم در حضور عدم قطعیت‌ها کمتر از  $0,02$  درجه است. اگر در کنترل موقعیت از تابع علامت برای سوئیچینگ استفاده می‌شد، خطای مانا از این مقدار نیز کمتر می‌گردید، اما در آن صورت چترینگ زیادی به وجود می‌آمد. لذا برای رسیدن به یک توازن بین عملکرد و چترینگ، باید این مقدار خطای خروجی را پذیرفت. البته این مقدار در عمل بسیار ناچیز بوده و خللی در کار کنترل توربین ایجاد نمی‌کند. در حالت گذرا نیز خطا حداکثر به  $0,4$  درجه می‌رسد. در شکل (۴-۵) همان‌طور که قابل‌ملاحظه است در لحظه  $t=2s$  خطای موقعیت افزایش یافته است که دلیل آن تغییر ناگهانی زاویه مرجع است.

هم‌زمان با تغییر ناگهانی زاویه مرجع، سیگنال کنترلی افزایش یافته است که افزایش سیگنال کنترلی ورودی در این لحظه باعث تغییرات ناگهانی در فشار بار سیلندر هیدرولیک شده است.

با توجه به دامنه زیاد ورودی مرجع ( $20$  درجه) و محدودیت سرعت پیچش پره، می‌توان دریافت که سرعت پاسخ سیستم نسبتاً سریع است. همچنین اورشوت و در نتیجه نوسانات حالت گذرا در رفتار سیستم وجود ندارد. یعنی سیستم در عین داشتن پاسخی سریع، رفتاری آرام دارد. این ویژگی به جهت

حذف حرکات اضافی عملگر و نیز کاهش زمان گذار حائز اهمیت است. بنابراین در مجموع می توان گفت کنترل کننده مقاومت خوبی نسبت به عدم قطعیت ها دارد.

یکی دیگر از چالش های سیستم کنترل، پدیده چترینگ است. با اقدامات مناسب در طراحی، مانند تعویض تابع علامت با توابع هموارتر، استفاده از یک بهره سوئیچینگ تطبیقی برای کنترل موقعیت و افزودن فیلتر پایین گذر برای ولتاژ ورودی، توانستیم چترینگ را به طور کامل از خروجی و ورودی سیستم حذف نماییم. همچنین با استفاده از محدود کننده، مقادیر ولتاژ را در محدوده مجاز می توان نگاه داشت. این اقدامات باعث می شوند که ورودی های کنترلی محدود و همواری داشته باشیم که برای اعمال به سیستم مناسب هستند.

در روند طراحی، از ایجاد الگوریتم های پیچیده، بازگشتی و تکراری پرهیز شد و یک الگوریتم ساده ارائه گردید. همچنین برای انجام محاسبات حتی الامکان از توابع ساده استفاده شد تا زمان محاسبه کاهش یابد. همگی این موارد کمک می کند تا بار محاسباتی کنترل کننده کم باشد و پردازش ها بتواند حتی توسط میکروکنترلرها یا DSP<sup>۱</sup> های کم هزینه به سرعت انجام شود. در نهایت به دلیل محقق شدن تمامی اهداف کنترلی و شاخص های ارزیابی، می توان گفت کنترل کننده ارائه شده عملکرد مناسبی دارد.

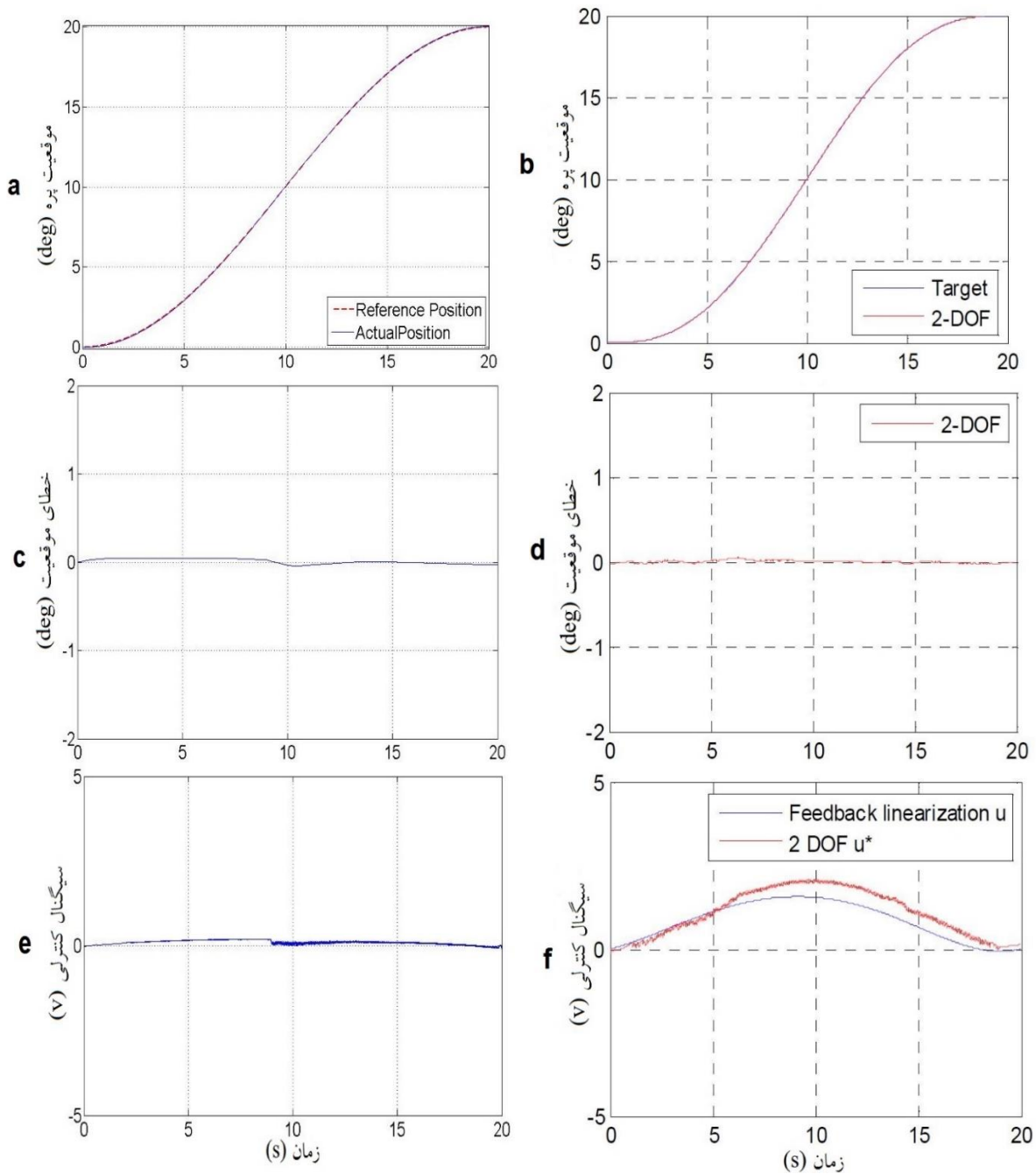
### ۵-۲-۳- مقایسه نتایج

در این بخش جهت اعتبار سنجی عملکرد کنترل کننده ارائه شده، نتایج به دست آمده از تحقیق را با نتایج عملگر هیدرولیکی گام در مرجع دیگر مقایسه می کنیم. در این راستا برای مقایسه بهتر، مرجعی را در نظر می گیریم که به کنترل موقعیت زاویه گام برای یک توربین بادی ۲ مگاواتی پرداخته است. پاسخ زمانی سیستم گام در این مرجع را با پاسخ زمانی به دست آمده از این تحقیق مقایسه شده است. در این مرجع یک عملگر الکترو هیدرولیکی برای کنترل زاویه گام یک توربین ۲ مگاواتی در نظر

---

<sup>۱</sup> Digital Signal Processor

گرفته شده است که برای مقابله با عدم قطعیت‌های سیستم، و به دست آوردن پایداری مناسب علاوه بر ردیابی دقیق موقعیت، از یک کنترل گام دو درجه آزادی<sup>۱</sup> با کنترل خطی ساز فیدبک استفاده شده است. نتایج مقایسه با مرجع [۳۱] در شکل‌های ۵-۶ تا ۷-۵ نشان داده شده است.



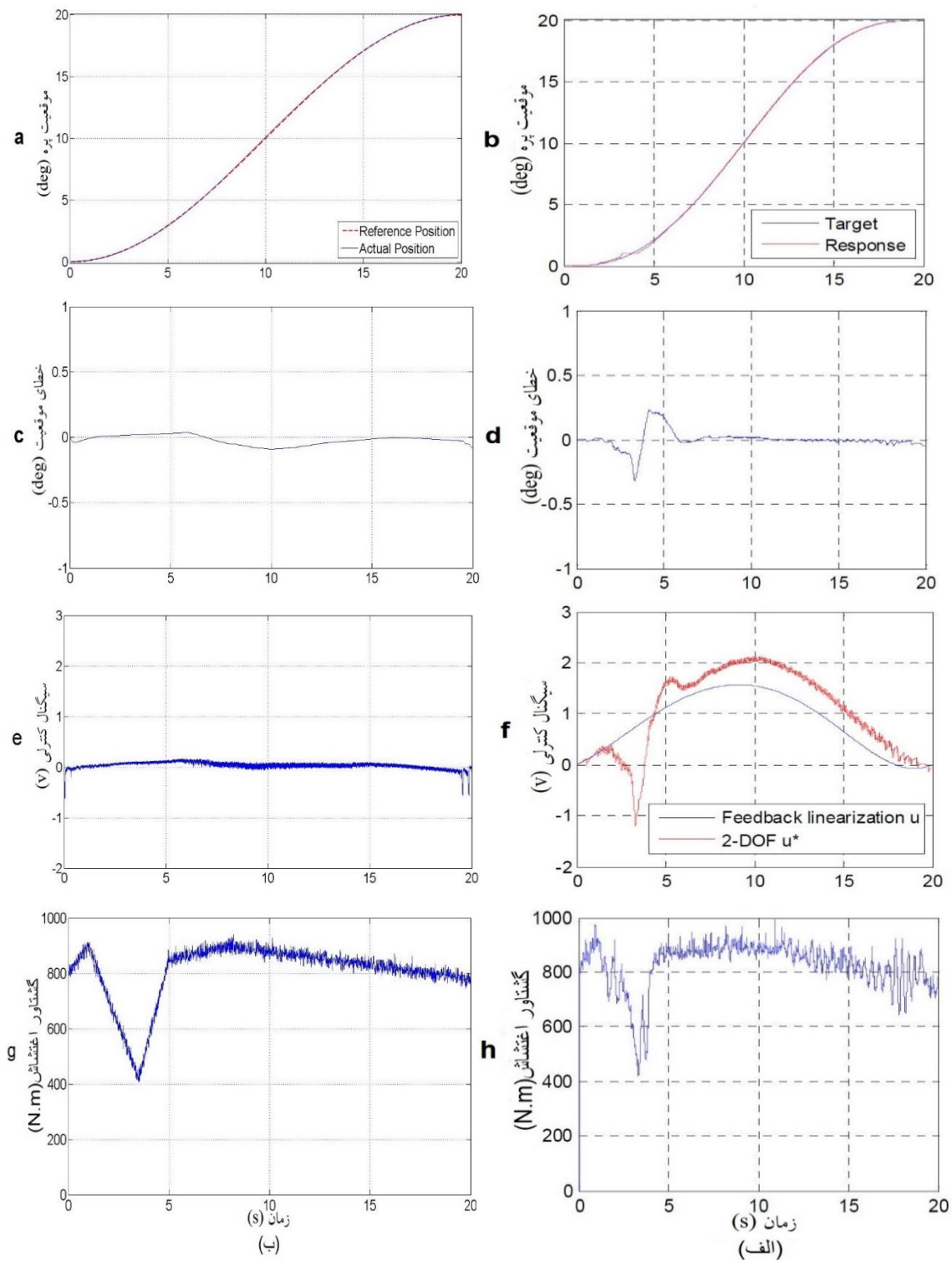
شکل ۵-۶: مقایسه پاسخ موقعیت در مرجع [۳۱] در سمت راست با این تحقیق در سمت چپ در شرایط نامی

<sup>۱</sup> Two-Degree-of-Freedom



واضح است که هر دو سیستم عملکرد قابل قبولی دارند، اما مطابق با آنچه در [۳۱] گفته شده و از شکل نیز مشخص است، یکی از معایب آن وجود اندکی اورشوت در هنگام تغییر موقعیت است. این اورشوت به دلیل استفاده از بهره متغیر سوچینگ که در معادله (۴-۳۰) بیان شده است، بدون افزایش زمان پاسخ، از بین رفته است. محدوده تغییرات بهره سوچینگ بین ۰,۵ تا ۵ می باشد که در شکل (۴-۲) نشان داده شده است و به صورت تجربی بدست آمده است.

همچنین در بزرگنمایی خطای موقعیت اندکی لرزش در شکل موج خروجی مقاله دیده می شود که در سیستم ما این اثر تقریباً حذف شده است. یعنی یک خروجی هموار و بدون لرزش داریم. حال ورودی مرجع استفاده شده در [۳۱] با وجود عدم قطعیت ها را به سیستم اعمال می کنیم. نتایج در شکل های ۵-۷ نشان داده شده اند. همان طور که مشاهده می شود، علی رغم وجود عدم قطعیت ها، سیستم به خوبی ورودی مرجع را دنبال کرده است. به طوری که حداکثر خطا تنها کمتر از ۰,۱ درجه است، در حالی که خطای موقعیت در مرجع بیش از ۰,۲ درجه، یعنی بیش از ۲ برابر مقدار خطا در سیستم ما می رسد. همچنین در این سیستم مانند قبل، پدیده چترینگ در خروجی حذف شده است. همگی موارد بیان شده نشان از بهبود عملکرد سیستم، توسط کنترل کننده ارائه شده دارد.



شکل ۷-۵: مقایسه الف: پاسخ موقعیت در مرجع [31] با ب: نتایج حاصل شبیه‌سازی با حضور عدم قطعیت

فصل ۶:

# نتیجه‌گیری و پیشنهادات

## ۶-۱- نتیجه‌گیری

در فصل‌های قبل به طراحی کنترل‌کننده موردنظر پرداخته شد و نتایج آن‌ها تحلیل و با یکدیگر مقایسه شد. در این فصل به جمع‌بندی آنچه در این پایان‌نامه عنوان شد می‌پردازیم. همچنین نتیجه‌گیری‌های کلی که از این تحقیق به دست آمد، بیان خواهد شد. سپس به اختصار به نوآوری‌های این پروژه اشاره می‌شود. در انتها نیز پیشنهادهایی جهت ادامه کار در زمینه مورد مطالعه برای محققین آینده ارائه خواهد شد.

در این تحقیق کنترل عملگر گام توربین بادی، مبتنی بر عملگر هیدرولیکی مورد مطالعه قرار گرفت. برای این منظور ابتدا معادلات حاکم بر سیستم و توضیحاتی راجع به آن بیان شد. در ادامه برای طراحی کنترل‌کننده، به دلیل غیرخطی بودن مدل سیستم و نیز وجود عدم قطعیت‌ها، از روش کنترل غیرخطی و مقاوم استفاده شد. روش مود لغزشی به دلیل داشتن این شرایط به عنوان روش اصلی برای طراحی کنترل‌کننده انتخاب شد. در نتیجه یک کنترل‌کننده مود لغزشی با کمی تفاوت نسبت به کنترل‌کننده‌های مود لغزشی رایج، جهت بهبود عملکرد سیستم طراحی شد. تفاوت اصلی این کنترل‌کننده با دیگر موارد مشابه، در ایجاد یک قانون کنترل سوئیچینگ جدید با بهره تطبیقی است. علت شکل‌گیری این ایده نیز دستیابی به دو هدف بهبود عملکرد دینامیکی سیستم و کاهش چترینگ بود که ضعف آن‌ها در نتایج تحقیقات پیشین احساس می‌شد. تحقق این موارد و سایر اهداف کنترلی عنوان شده با انجام شبیه‌سازی‌های مختلف، آزمایش و مورد تأیید قرار گرفت. همچنین مقاوم بودن سیستم کنترل با اعمال محدوده وسیعی از عدم قطعیت‌های مختلف، توسط نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان داده شد. نتایج حاصل از آن با انجام شبیه‌سازی‌های مختلف، نشان داد این سیستم کنترل در شرایط نامی عملکرد قابل‌قبولی دارد اما قادر به حفظ آن در حضور تمامی عدم قطعیت‌ها نیست. در نهایت مقایسه‌های مختلف، برتری عملکرد سیستم کنترل مود لغزشی ارائه‌شده را نسبت به دیگر روش‌ها و نیز سایر مراجع، نشان می‌دهد.

ویژگی‌های مهم و نوآوری‌های انجام‌شده در این تحقیق به صورت زیر است:

#### ۱- عملگر هیدرولیکی برای کاربرد به عنوان عملگر گام یک توربین بادی

در مقایسه با موتورهای الکتریکی، عملگرهای هیدرولیکی نه تنها از فرسایش جدی چرخ‌دنده‌ها جلوگیری می‌کنند بلکه مقاومت مکانیسم سیستم عملگر هیدرولیکی را نیز افزایش می‌دهند. اما موضوع از آن جهت اهمیت پیدا می‌کند که در این پژوهش با تبدیل حرکت خطی عملگر هیدرولیکی به چرخش زاویه‌ای پره توربین، پارامترهای پره توربین بادی نیز به سیستم افزوده می‌شود در نتیجه مدل سیستم به مدل واقعی نزدیک‌تر می‌شود.

#### ۲- در نظر گرفتن دامنه وسیعی از عدم قطعیت‌ها

عدم قطعیت‌ها شامل نایقینی در پارامترهای مکانیکی و اصطکاک و نشتی داخلی و حضور اغتشاش خارجی است و کنترل‌کننده طوری طراحی می‌شود که خواسته‌های کنترلی از سیستم را فرآورده کند. در گذشته از بعضی از عدم قطعیت‌ها صرف نظر شده است که این خود می‌تواند اطمینان سیستم، نسبت به پایداری و مقابله با اغتشاشات را کاهش دهد.

#### ۳- بکار بردن مدلی برای گشتاور بار به عنوان یک عدم قطعیت، که از سمت باد به پره اعمال می‌شود.

در این پژوهش از یک مدل گشتاور بار به جای اغتشاش پله مرسوم استفاده شده است و همچنین مدل‌سازی باد به صورت غیرخطی و تصادفی در نظر گرفته شده است. که دوباره نیز می‌توان نتیجه گرفت که مدل سیستم به مدل واقعی نزدیک‌تر می‌شود.

#### ۴- استفاده از بهره سوئیچینگ وابسته به خطا در کنترل مود لغزشی

وجود چترینگ در خروجی سیستم عملگر گام می‌تواند باعث کاهش عملکرد مطلوب و همچنین آسیب به قسمت‌های مکانیکی سیستم توربین شود و همچنین کاهش بهره سوئیچینگ و در پی آن کاهش چترینگ، سرعت پاسخ و کیفیت عملکرد سیستم را کاهش می‌دهد. برای حل این مشکل از یک قانون

کنترل سوئیچینگ با بهره متغیر استفاده شده است که بسته به اندازه خطا قابل تطبیق است. ایده اصلی بدین صورت است که در هنگام زیاد بودن مقدار خطا، برای جبران آن، بهره سوئیچینگ افزایش و در هنگام کم بودن خطا، این بهره کاهش پیدا می کند. هنگامی که خطا نزدیک به صفر است، بهره به حداقل مقدار مجاز خود می رسد به طوری که شرط پایداری را برقرار سازد. در نتیجه با این کار می توان در عین حفظ سرعت پاسخ سیستم، علاوه بر حذف اورشوت، میزان چترینگ را نیز کاهش داد.

## ۶-۲- پیشنهادات

از جمله کارهایی که در آینده می تواند به عنوان ادامه کار این پژوهش انجام شود به صورت زیر است:

۱- طبق تحقیقات انجام شده، عدم قطعیت های سیستم گستره نسبتاً وسیعی را شامل می شوند

که در طراحی کنترل مقاوم نیز در نظر گرفته شده اند. حال به عنوان پروژه های مجزا می توان به جای استفاده از کنترل مقاوم، با به کار بردن از الگوریتم های تطبیقی، به تخمین پارامترهای سیستم و سپس کنترل آن پرداخت. یعنی یک کنترل کننده تطبیقی طراحی و نتایج آن با نتایج کنترل مقاوم مقایسه شود.

۲- همان طور که در فصل اول گفته شد، دو متغیر کنترلی اصلی توربین بادی، زاویه گام پره ها

و گشتاور ژنراتور می باشند. بدین صورت که تأثیرگذارترین متغیر کنترلی در سرعت های زیاد باد، یعنی در ناحیه سوم عملکردی توربین، زاویه گام است. اما در سرعت های کمتر یعنی ناحیه دوم، اهمیت کنترل گشتاور ژنراتور بیشتر می شود. می توان در پژوهشی جدید با کنترل گشتاور توربین بادی، توان خروجی توربین را در تمامی نواحی عملکردی به صورت مطلوب کنترل کرد.

# منابع

- [1] R. D. Richardson, and G. M. McNerney, "Wind energy systems" *Proceedings of the IEEE*, vol. 81, no. 3, pp. 378-389, 1993.
- [2] J.F. Manwell, J.G. McGowan and A.L. Rogers, "Aerodynamics of Wind Turbines" *Wind Energy Explained – Theory, Design and Application*, 2002
- [3] Reynaldo Zoro, Agus Purwadi, "The Use of Wind Turbine Structure for Lightning Protection System" *International Conference on Electrical Engineering and Informatics* 17-19 July 2011, Bandung, Indonesia
- [4] M. G. Kanabar, and S. A. Khaparde, "Evaluation of Rotor Speed Stability Margin of a Constant Speed Wind Turbine Generator" in *Power System Technology and IEEE Power India Conference*, New Delhi, India, 2008.
- [5] D. K. Arya, and L. Dewan, "Speed control of variable speed wind turbine system " in *Energy, Power and Environment: Towards Sustainable Growth (ICEPE)*, *International Conference on*, Shillong, India 2015.
- [6] M. Mirzaei, "Wind Turbine Control: Robust Model Based Approach," *Department of Applied Mathematics and Computer Science, Technical University of Denmark*, Kgs. Lyngby, 2012.
- [7] Peter Fogh Odgaard, Jakob Stoustrup, "A Benchmark Evaluation of Fault Tolerant Wind Turbine Control Concepts" *IEEE transactions on control systems* Volume: 23, Issue3, May 2015
- [8] Aleksandar D. Micić<sup>1</sup>, Miroslav R. Mataušek<sup>2</sup>, "Series PID Pitch Controller of Large Wind Turbines Generator" *serbian journal of electrical engineering* Vol. 12, No. 2, June 2015, 183-196
- [9] ROLF ISERMANN, ULRICH RAAB, "Intelligent Actuators Ways to Autonomous Actuating Systems", *Printed in Great Britain. Automatica*, Vol. 29, No. 5, pp. 1315-1331, 1993
- [10] Wilmshurst, S.M.B. "Control strategies for wind turbines" *Wind Eng.* 1988, 12, 236–249.
- [11] Freeman, J.B.; Balas, M.J. "Direct model reference adaptive control of a variable speed horizontal axis wind turbines" *Wind Eng.* 1988, 22, 25–33.

- [12] Chen, J.; Chen, J.; Gong, C. "New Overall Power Control Strategy for Variable-Speed Fixed-Pitch Wind Turbines within the Whole Wind Velocity Range" *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2013, 60, 2652–2660.
- [13] Jones, R.; Smith, G.A. "High quality mains power from variable speed wind turbines" *Wind Eng.* 1994, 18, 45–49.
- [14] Idan, M.; Lior, D. "Continuously variable speed wind turbine: Transmission concept and robust control" *Wind Eng.* 2000, 24, 151–167.
- [15] Song, Y.D.; Dhinakaran, B.; Bao, X.Y. "Variable speed control of wind turbines using nonlinear and adaptive algorithms" *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 2000, 85, 293–308.
- [16] Liserre, M.; Cardenas, R.; Molinas, M.; Rodriguez, J. "Overview of Multi-MW Wind Turbines and Wind Parks" *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2011, 58, 1081–1095.
- [17] Muljadi, E.; Butterfield, C.P. "Pitch-controlled variable-speed wind turbine generation" *IEEE Trans. Ind. Appl.* 2001, 37, 240–246.
- [18] Duong, M.Q.; Grimaccia, F.; Leva, S.; Mussetta, M.; Ogliari, E. "Pitch angle control using hybrid controller for all operating regions of SCIG wind turbine system" *Renew. Energy* 2014, 70, 197–203.
- [19] Xiao, S.; Geng, H.; Yang, G. "Non-linear pitch control of wind turbines for tower load reduction" *IET Renew. Power Gener.* 2014, 8, 786–794.
- [20] Habibi, S.; Goldenberg, A. "Design of a new high performance electro-hydraulic actuator" In *Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Mechatronics*, Atlanta, GA, USA, 19–23 September 1999; pp. 227–232.
- [21] Chiang, M.H. "A novel pitch control system for a wind turbine driven by a variable-speed pump-controlled hydraulic servo system" *Mechatronics* 2011, 21, 753–761.
- [22] Chiang, M.H.; Wang, C.S.; Chen, C.S. "Intelligent Pitch Control for a 2MW Wind Turbine" *Int. J. Fuzzy Syst.* 2012, 14, 89–96.
- [23] Cheng Guan, Shuangxia Pan. "Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters" *Control Engineering Practice* 16 (2008) 1275–1284.
- [24] Yang Lin, Yang Shi, Senior Member, IEEE, and Richard Burton. "Modeling and Robust Discrete-Time Sliding-Mode Control Design for a Fluid Power Electrohydraulic Actuator (EHA) System" *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 18, no. 1, february 2013



- [25] Jianyong Yao, Zongxia Jiao, and Dawei Ma. "Extended-State-Observer-Based Output Feedback Nonlinear Robust Control of Hydraulic Systems With Backstepping" *IEEE transactions on industrial electronics*, vol. 61, no. 11, november 2014
- [26] سبزوپوشان، اصول و اجزاء کنترل صنعتی، دانشگاه علم و صنعت ایران، ۱۳۹۲.
- [27] S. Salleh ,1M. F.Rahmat,2S. M. Othman and 1K. A. Danapalasingam "review on modeling and controller design of hydraulic actuator systems" *international journal on smart sensing an intelligent systems* vol. 8, no. 1, march 2015
- [28] M. F. Rahmat\*, Zulfatman, A. R. Husain, K. Ishaque, Y. M. Sam, R. Ghazali and S. Md Rozali "Modeling and controller design of an industrial hydraulic actuator system in the presence of friction" *International Journal of the Physical Sciences* Vol. 6(14), pp. 3502-3517, 18 July, 2011
- [29] Bora Eryilmaz , Bruce H. Wilson "Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servovalve Model" April 01, 1999
- [30] Mao-Hsiung Chiang "A novel pitch control system for a wind turbine driven by a variable-speed" *Department of Engineering Science and Ocean Engineering, National Taiwan University, No.1, Sec. 4,2011*
- [31] Ching-Sung Wang and Mao-Hsiung Chiang "A Novel Pitch Control System of a Large Wind Turbine Using Two-Degree-of-Freedom Motion Control with Feedback Linearization Control" *Department of Engineering Science and Ocean Engineering, Published: 29 September 2016*
- [32] B. Muhando, T. Senjyu, H. Kinjo, and T. Funabashi "Extending the modeling framework for wind generation systems" *RLS-based paradigm for performance under high turbulence inflow. IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 24, no. 1, pp. 211-221, 2009.
- [33] M. H. Hansen and B. S. Kallesøe "Servo-Elastic Dynamics of a Hydraulic Actuator Pitching a Blade with Large Deflections" *.Journal of Physics: Conference Series* 75 (2007) 012077
- [34] H. K. Khalil, *Nonlinear control theory*, 3th ed.: Prentice Hall, 2002
- [35] J. J. Slotine, *Applied nonlinear control*: Prentice-Hall, 1991.
- [36] YAO Jianyong<sup>1</sup>, YANG Guichao<sup>1</sup>, MA Dawei<sup>1</sup> , WANG Jianbo ‘Adaptive Robust Control for Unknown Nonlinear Parameters of Single-Rod Hydraulic Actuators’  
*Proceedings of the 33rd Chinese Control Conference* July 28-30, 2014.

- [37] Laurent Rakoto, Julien Schorsch, Michel Kinnaert “Modelling hydraulic pitch actuator for wind turbine simulation under healthy and faulty conditions” IFAC-PapersOnLine 48-21 (2015) 577–582.
- [38] Wallace M. Bessa · Max S. Dutra · Edwin Kreuzer “Sliding Mode Control with Adaptive Fuzzy Dead-Zone Compensation of an Electro-hydraulic Servo-System” J Intell Robot Syst (2010) 58:3–16

ضمیمه:

جدول ۵-۱: پارامترهای عملگر هیدرولیکی

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
<b>پارامترهای سیلندر هیدرولیک</b>			
pa	$7 \times 10^6$	$P_s$	فشار رفت منبع هیدرولیک
pa	0	$P_r$	فشار برگشت منبع هیدرولیک
$m^3$	$0.89 \times 10^{-3}$	$V_t$	حجم کلی دو محفظه عملگر هیدرولیک
$m^2$	$2.97 \times 10^{-3}$	$A_p$	سطح مقطع سیلندر هیدرولیک
pa	$1 \times 10^9$	$\beta_e$	ضریب حجمی سیال
$kg/m^2$	850	$\rho$	چگالی سیال
<b>پارامترهای شیر سروو</b>			
-	0.6	$C_d$	ضریب تخلیه
-	$2 \times 10^{-14}$	$C_{tl}$	ضریب نشتی خارجی
$m^2$	0.02	$W$	افت شیر سروو
$m/V$	$1.27 \times 10^{-5}$	$K_v$	بهره شیر سروو
<b>پارامترهای نشتی داخلی</b>			
m	0 to $8 \times 10^{-5}$	$X_0$	دهانه باز معادل شیر سروو
-	$1.42 \times 10^{-5}$	$K_f$	بهره جریان

-	0.3	$k_f$	ضریب نشتی
			پارامترهای اصطکاک
N	300	$F_s$	اصطکاک کولمب
N	230	$F_c$	اصطکاک ویسکوز
N/m	$14 \times 10^5$	$\sigma_0$	ضریب سختی بین دو سطح برخورد
$N/ms^{-1}$	340	$\sigma_1$	ضریب میرایی
$N/ms^{-1}$	70	$\sigma_2$	ضریب اصطکاک ویسکوز
m/s	0.05	$V_t$	سرعت مرجع <sup>۱</sup>

جدول ۵-۲: پارامترهای توربین بادی

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
MW	2	$P_{Tn}$	توان نامی توربین
kg.m <sup>2</sup>	1238	$J_n$	لختی دورانی بار (پره)
Kg/s	100	$D_n$	ضریب دمپینگ پره
N/m	50	$C_n$	ضریب سختی پره
m	1.13	R	فاصله مرکز پره تا نقطه اعمال نیرو
m	0.8	$L_a$	فاصله مرکز پره تا انتهای شفت هیدرولیک متصل به آن
m	1.2	$L_b$	طول کل شفت با سیلندر هیدرولیک

<sup>۱</sup> Stribeck velocity

m	1.44	$L_c$	فاصله مرکز پره تا محل پین سیلندر هیدرولیک
deg	0-25	$\beta_{min} - \beta_{max}$	محدوده تغییر زاویه گام
deg/s	$\pm 6$	$\pm (d\beta/dt)_{max}$	سرعت پیچش مجاز

جدول ۳-۵: پارامترهای طراحی

مقدار	نماد	پارامتر	
17	$K_1$	ضریب تناسبی سطح لغزش	کنترل کننده مود لغزشی
20	$K_2$	ضریب تناسبی سطح لغزش	
4.5	$\beta_{min}$	حداقل بهره سوئیچینگ کنترل موقعیت	
5	$\beta_{max}$	حداکثر بهره سوئیچینگ کنترل موقعیت	
0.002	$\sigma$	نرخ تغییر بهره سوئیچینگ	

# Abstract

Since importance of pitch control in power control of wind turbines, spatially in third operation region with constant Rotational speed of the turbine, it is needed to choose a suitable controller for pitch actuator, separately from main turbine control loop. In this research Hydraulic actuator is considered as the pitch actuator of a 2 MW wind turbine. The purpose is design of a high-performance controller, considering the control requirements and special constraints which is applied on the actuator by turbine. Due to nonlinear actuator model and presence of some uncertainties in its mechanical parameters and wind speed disturbances, we use a robust nonlinear controller. For this purpose, a novel sliding mode control (SMC) is uses. The discrepancy of this controller and conventional SM controllers is utilizing an adaptive switching control low. In this method, the magnitude of switching gain is determined according to amount of instance error with a simple function. For better evaluation For better evaluation, the new sliding mode controller results are compared with the controller using the feedback linearization method. Finally, simulation results show robustness of the control system against wide range of uncertainties. Also, the desired performance of the control system is confirmed by types of comparitions and validations.

**Keywords:** wind turbine, pitch actuator, Hydraulic actuator, robust control, nonlinear control, sliding mode.



**Shahrood University  
of Technology**

Faculty of Electrical Engineering and Robotic

M.Sc. Thesis in Control Engineering

**Robust Nonlinear sliding mode Control Design for a Hydraulic  
Actuator in 2MW Wind turbine**

by

**Mohsen khaksar**

supervisor

**Dr.heydar toosian shandiz**

**January 2018**