

The control of centrifugal compressor surge using a recycle valve

 <http://dorl.net/dor/20.1001.1.23222344.1400.10.3.2.1>

Adel Khosravi^{1,2}, Ph.D. Student, Abbas Chatraei^{1,2*}, Assistant Professor, Ghazanfar Shahgholian^{1,2}, Associate Professor, Seyed-Mohamad Kargar^{1,2}, Assistant Professor

¹Electrical Engineering Department, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran

²Smart Microgrid Research Center, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran
khosravi_adel@yahoo.com, abbas.chatraei@gmail.com, shahgholian@iaun.ac.ir,
smkargar@yahoo.com

Abstract

A compressor is a machine that is used to increase the pressure of various gases. How to increase the pressure depends on the compressor type. One of the functional problems of centrifugal compressors is the phenomenon of the surge, which is still an obscure and unknown phenomenon that can induce mechanical or thermal stress in the system and cause a lot of damage. This type of aerodynamic instability reduces the compression ratio at both ends of the compressor, thereby reducing the overall efficiency of the system. In general, when a surge occurs, it causes process turbulence, the degradation of overall compressor efficiency, the reduction of compressor life due to mechanical damage to seals, bearings, rotor, and impellers, and the loss of internal freedoms and sensitive mechanical parts of the system. Therefore, surge control is one of the challenges of compressor control and expands the operating range of compressor operation. A map compressor consists of two axes, horizontal and vertical, as well as a set of curves that show the horizontal axis of the flow (capacity) and the vertical axis, head or pressure. Compressors must change their speed to change the output flow. For each speed, there is a minimum point and a maximum flow point within which the compressor operation is stable and predictable. The maximum capacity point is called the stone wall point and the minimum capacity point is called the vertex point. The surge line (SL) of a compressor is formed by connecting the surge points at different speeds. If the compressor works on the right side of the surge line, it is in a steady state, but if it works on the left side of the surge line, it is in an unstable or surge state. Using methods based on active surge control, the instabilities leading to the surge can be eliminated, and the area of stable performance of the system can be extended to the surge line, and thereby the stable area of the system can be widened. This paper uses a dynamic model of centrifugal compressors with a recycle valve, as well as a proportional-integrator-derivative (PID) controller and a sliding mode controller, to control the surge phenomenon with a compressor control approach based on the surge control line. A new sliding surface is defined for controlling sliding mode, and it is controlled by using recycle valve and a compressor inlet valve. A quadratic Lyapunov function is used to ensure the stability of the intended slip surface. The two approaches of inlet and recycle valve are expressed individually and collectively. The results of simulation in MATLAB state that among the compressor with a PID controller and the compressor with sliding mode, the latter outperforms the former in controlling the compressor at different speeds. Based on the comparison of the results, the amplitude of the control signal in the sliding mode is less than PID and the system reaches a stable state with less energy consumption, which shows better control by the sliding mode than by PID.


Key words: surge phenomenon, sliding mode control, compressor, Recycle valve, Proportional–integral–derivative controller

Received: 2020 November 22

Accepted: 2021 June 16

کنترل سرج کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از شیر بازگشتی

عادل خسروی^{۱،۲}، دانشجوی دکتری، عباس چترایی^{۱،۲}، استادیار، غضنفر شاهقلیان^{۱،۲}، دانشیار، سید محمد کارگر^{۱،۲}، استادیار
نوع مطالعه: پژوهشی

 <http://dorl.net/dor/20.1001.1.23222344.1400.10.3.2.1>

۱- دانشکده مهندسی برق - واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران
khosravi_adel@yahoo.com

۲- مرکز تحقیقات ریزشیکه‌های هوشمند- واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران
abbas.chatraei@gmail.com, shahgholian@iaun.ac.ir, smkargar@yahoo.com

چکیده: یکی از مشکلات عملکردی کمپرسورهای گریز از مرکز رخداد پدیده سرج در آنها است که به علت‌های مختلف، فشار سیال در داخل کمپرسور معکوس شده و باعث آسیب‌های جدی به قسمت‌های مختلف کمپرسور خواهد شد. لذا کنترل سرج یکی از چالش‌های کنترل کمپرسورها است و باعث گسترش محدوده عملیاتی کارکرد کمپرسور می‌گردد. در این مقاله مدل دینامیکی کمپرسورهای گریز از مرکز مورد استفاده قرار گرفته و از کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالگیر-مشتق‌گیر (PID) و کنترل‌کننده مد لغزشی جهت کنترل پدیده سرج برای فاصله‌یابی نسبت به خط سرج بهره گرفته شده است. سطح لغزش جدید برای کنترل-کننده مد لغزشی تعریف شده و کنترل کمپرسور با استفاده هم‌زمان از شیربازگشتی و دریچه ورودی انجام شده است. برای تضمین پایداری سطح لغزش در نظر گرفته شده از یک تابع لیاپانوف درجه دوم استفاده می‌شود. با ارائه نتایج شبیه‌سازی رفتار کمپرسور با کنترل‌کننده PID و مد لغزشی، نشان داده شده که کنترل‌کننده مد لغزشی طراحی شده توانایی کنترل کمپرسور را در سرعت‌های مختلف بهتر از کنترل‌کننده PID دارد.

واژه‌های کلیدی: پدیده سرج، کنترل مد لغزشی، کمپرسور، شیر بازگشتی، کنترل‌کننده تناسبی-انتگرال‌گیر-مشتق‌گیر

تاریخ ارسال مقاله: ۱۳۹۹/۰۹/۰۲

تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۳/۲۶

نام نویسنده‌ی مسئول: عباس چترایی

نشانی نویسنده‌ی مسئول: دانشکده مهندسی برق، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران

پارامترها:

نشانه	کمیت
s	ورودی (زیر نویس)
t	متغیر مربوط به سوپاپ چک (زیر نویس)
T	دما
u	متغیر کنترل
v	اغتشاش در کار همچنین سرعت جریان سیال
v	خاصیت مربوط به شیر (زیر نویس)
V	حجم هوا
w	جریان جرم
x	حالت کار
y	اندازه گیری کاری
z	متغیر کنترل کاری
Z	تراکم پذیری
α	قسمت واقعی عدد مختلط
β	قسمت موهومی عدد مختلط
ρ	تراکم
σ	توان فشرده سازی polytropic
τ	گشتاور
α	ضریب ثابت
A	سطح مقطع
b	پارامتر خط کنترل سرج (تابع)
c	ضریب سوپاپ
c	متغیر کمپرسور (زیر نویس)
c	خط کنترل سرج (تابع)
C	ضریب سوپاپ
d	خروجی دلخواه (زیر نویس)
d	قطر
D	تابع انتقال مخرج (تابع)
e	تعادل (زیر نویس)
e	خطای سرعت چرخش
e	اغتشاش (تابع)
f	حالت کاری (تابع)
F	نیروها
g	ورودی کاری (تابع)
h	سر Polytropic
h	اندازه گیری کاری (تابع)
H	تابع انتقال (تابع)
i	متغیر کنترل کاری (اندازه گیری) (تابع)
j	خط سرج (تابع)
J	اینرسی
k	نسبت گرمای خاص
k	متغیر کنترل کاری (محلی) (تابع)
K	PID ضرایب
l	دهانه شیر بازگشتی
L	طول
m	متغیر اندازه گیری شده (زیر نویس)
m	جرم
m	مشتق مضاعف متغیر کنترل (تابع)
M	جرم مولی
N	سرعت چرخش (rpm)
N	عملکرد انتقال (تابع)
O	روزنه (زیر نویس)
P	فشار
q	جریان حجمی
r	شعاع
r	متغیر مربوط به جریان بازگشتی؛ همچنین متغیر اصلاح یا کاهش یافته است (زیر نویس)
R	ثابت جهانی گاز

۱- مقدمه

کامبود انرژی یکی از موضوعات مورد توجه پژوهشگران است و تاکنون مطالعات مختلفی در زمینه کاربرد انواع انرژی انجام شده است (مظفرپور و شاهقلیان، ۲۰۱۶، شاهقلیان، ۲۰۲۰). با توسعه صنعت و مصارف الکتریکی در سراسر جهان، مصرف انرژی در حال افزایش است و سوخت‌های فسیلی سنتی نمی‌توانند تقاضای فعلی را برآورده کنند (شهسواری و میرطلائی، ۱۴۰۰، مهدویان و بهزادفر، ۱۳۹۸).

کمپرسورها^۱ نقش مهمی برای مصرف انرژی در صنعت دارند (جورویسالیو و همکاران، ۲۰۱۶، چن و همکاران، ۲۰۱۷). کمپرسور ماشینی است که برای افزایش فشار انواع گازها استفاده می‌شود و نحوه افزایش فشار به نوع کمپرسور بستگی دارد (شو و همکاران، ۲۰۲۰، یون و همکاران، ۲۰۲۰). برخی با کاهش حجم اشغال‌شده توسط گاز فشار را افزایش می‌دهند، مانند کمپرسورهای رفت و برگشتی^۲، کمپرسورهای اسکرو^۳ و کمپرسورهای دیافراگم^۴ و بعضی دیگر از انواع کمپرسور با افزایش سرعت سیال^۵ فشار را افزایش می‌دهند مانند کمپرسورهای گریز از مرکز^۶ (وو و همکاران، ۲۰۲۰، بل و همکاران، ۲۰۱۳). کمپرسورها در طیف وسیعی از کاربردها مانند حمل‌ونقل گاز، یخچال و کولر، توربوشارژر برای موتورهای احتراقی و ذخیره هوا

روشی برای کنترل سرج کمپرسور ارائه شده که و نتایج تحقیق با کنترل کننده‌های PI و PID مقایسه شده‌اند. کنترل کننده‌های طراحی شده با سرعت ثابت کمپرسور بررسی شده و در صورت تغییر سرعت کاری کمپرسور ممکن است کنترل کننده‌ها به خوبی عمل نکنند.

در مقاله (بارتولی و همکاران، ۲۰۰۸) نویسندگان با استفاده از کنترل کننده مد لغزشی مرتبه دوم با ارائه نتایج شبیه‌سازی پایداری کمپرسور نشان داده شده است. در مقاله (قواناتی و همکاران، ۲۰۱۸) با استفاده از روش لغزشی مد مرتبه دوم و کنترل شیر نزدیک به کمپرسور بدون نیاز به اطلاع از کمپرسور و با استفاده از مدل مور-گریتز^{۱۱} فرآیند سرج در کمپرسور کنترل شده و اعتبار سنجی مدل پیشهادی با استفاده از شبیه‌سازی در متلب نشان داده است. روش‌های کنترل مد لغزشی بر اساس تغییر ساختار کنترلی در مقایسه با روش‌های کنترل سنتی دارای مزایای مختلفی مانند مقاوم بودن تحت تغییر پارامتر و اغتشاشات خارجی و همچنین پاسخ دینامیکی خوب و سریع هستند (اوچریا و گو، ۲۰۱۳، بین و همکاران، ۲۰۱۵). از معایب کنترل کننده مد لغزشی می‌توان به خطای سیگنال مرجع و سیگنال کنترل شونده در زمان‌های پیک شکل موج کنترل شونده اشاره نمود.

از آنجا که کمپرسور یک سیستم غیرخطی با اغتشاشات دارای حد بالا است، باید از یک روش کنترلی غیرخطی مقاوم برای کنترل آن استفاده شود (حداد و همکاران، ۱۹۹۹، چنگ، ۲۰۱۹). به همین دلیل در این مقاله از روش کنترل مد لغزشی بهره گرفته شده است، که با ایجاد سطح لغزشی جدید برای کنترل کننده مشکلات کنترل کننده‌های مد لغزشی برطرف می‌شود و مقدار اعوجاج هارمونیک کاهش یافته است. برای اثبات پایداری سیستم کنترل از تئوری لیاپانوف^{۱۲} استفاده می‌شود. همچنین کنترل کننده مد لغزشی خط سرج کمپرسورهای گریز از مرکز بر مبنای خط کنترل سرج^{۱۳} (SCL) بررسی شده است. با توجه به پژوهش‌های گذشته، به‌طور خلاصه نوآوری مقاله که مورد بررسی قرار گرفته است عبارتند از:

- ۱- سطح لغزش جدید برای کنترل کننده مد لغزشی
 - ۲- کنترل کمپرسور با استفاده همزمان از شیربازگشتی و دریچه ورودی.
 - ۳- آزمایش کنترل کننده‌های طراحی شده در سرعت‌های مختلف کاری کمپرسور.
- با توجه به هدف‌های ذکر شده، در ادامه ساختار مقاله به این شرح است: در بخش دوم پدیده سرج به‌طور مختصر بیان شده است. در بخش سوم مدل‌سازی و در بخش چهارم طراحی کنترل کننده‌های مد لغزشی و PID اشاره شده است. در بخش پنجم نتایج حاصل از شبیه‌سازی بحث و بررسی می‌شود و در نهایت در بخش ششم نتیجه‌گیری مقاله بیان شده است.

در ظروف برای تجهیزات غواصی مورد استفاده قرار می‌گیرد (فوجیساوا و همکاران، ۲۰۱۹، نهلر، ۲۰۱۸).

به‌طور کلی وظیفه اصلی یک کمپرسور ثابت نگه‌داشتن فشار گاز خروجی روی مقدار مطلوب است درحالی‌که حداکثر بهره‌وری انرژی را دارد. مساله دوم که در مورد کمپرسورها وجود دارد حفاظت از آن‌ها در مقابل شرایط آسیب رسان بوده که به رخداد پدیده سرج^۷ موسوم است (خسروی و همکاران، ۱۳۹۹). به عبارت دیگر، پدیده سرج وقوع یک ناپایداری جریان در کمپرسورها است که مسیر حرکتی سیال در کمپرسور معکوس شده و با محدود شدن ناحیه عملکرد سیستم فشرده‌سازی، مانع از رسیدن به حداکثر راندمان کمپرسور می‌شود. سرج، هنوز هم پدیده‌ای مبهم و ناشناخته است که می‌تواند باعث القای تنش مکانیکی یا حرارتی در سیستم گردد و خرابی فراوانی به‌بار آورد. این نوع ناپایداری آیرودینامیکی نسبت فشار دو سر کمپرسور را پایین آورده، راندمان کل سیستم را کاهش می‌دهد. به‌طور کلی وقتی پدیده سرج اتفاق می‌افتد پیامدهای زیر به‌وجود می‌آید (کورتینویس و همکاران، ۲۰۱۲، وایت و میکاک، ۲۰۰۸): ایجاد آشفتگی در فرایند، تحلیل رفتن بازده کلی کمپرسور، کاسته شدن از عمر کمپرسور به دلیل آسیب‌های مکانیکی وارده به آب‌بندها، یاتاقان‌ها، روتور و پروانه‌ها و از بین رفتن درجه آزادی‌های داخلی و حساس قطعات مکانیکی سیستم. در سال‌های اخیر مطالعات مختلفی در زمینه کنترل فشار خروجی^۸، بررسی مشکلات پدیده سرج و روش‌های کنترل آن ارائه شده است (ما و همکاران، ۲۰۱۹، محمدی و همکاران، ۱۳۹۱).

در مقاله (هوآ و همکاران، ۲۰۱۷) بر روی یک کمپرسور گریز از مرکز با موتور جریان مستقیم تحقیقات انجام شده است، که در آن یک رابطه غیرخطی بین جریان هوا (فشار هوا) و سرعت موتور در نظر گرفته شده و کنترل کمپرسور به وسیله تغییر سرعت انجام پذیرفته است. در این مقاله جریان ورودی هوا به‌صورت ثابت در نظر گرفته شده است و نشان داده می‌شود که کنترل سرعت موتور به وسیله کنترل کننده هوشمند می‌توان فشار هوای خروجی را کم یا زیاد کرد.

در مرجع (ژائو و همکاران، ۲۰۱۴) با استفاده از کنترل کننده PI روشی برای کنترل سرج کمپرسور ارائه شده است که با توجه به این‌که سیستم غیرخطی است کنترل کننده PI به‌خوبی عمل نخواهد کرد و باید از کنترل کننده‌های مقاوم، پیش‌بین، مد لغزشی، فازی و ... برای کمپرسور استفاده نمود.

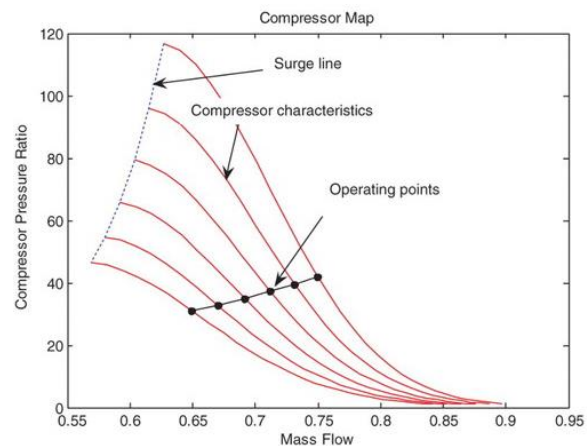
در مقاله (چتاته و همکاران، ۲۰۱۳) از دو کنترل کننده PID و PI فازی برای کنترل سرج کمپرسور استفاده شده که با بررسی زمان پایداری سیستم نشان داده شده که زمان پایداری کنترل کننده‌های PID و PI فازی به‌ترتیب سه و دو ثانیه هستند که این امر نشان‌دهنده کنترل سریع‌تر کنترل کننده PI فازی نسبت به کنترل کننده PID است.

در مرجع (تورسی و همکاران، ۲۰۱۷) با استفاده از کنترل کننده‌های پیش‌بین^۹ (MPC) و پیش بین درجه دوم^{۱۰} (SQP MPC)

۲- پدیده سرج

یکی از مشکلاتی که موجود در کمپرسورها برعکس شدن جریان گاز در داخل کمپرسور است که به این مسئله، پدیده سرج گفته می شود (یون و هم کاران، ۲۰۱۴، گراودال و اگلند، ۱۹۹۹). از عوامل ایجاد پدیده سرج می توان به بالا بودن فشار در خروجی در هنگام قرار گرفتن کمپرسور در خط کار، افزایش فشار در هدر خروجی^{۱۴} کمپرسور به علت بسته شدن مسیر در پائین دست، کاهش فشار گاز ورودی به کمپرسور و کاهش سریع دور کمپرسور اشاره کرد. همچنین از پیامدهای وقوع سرج می توان به نوسانات شدید فشار، ارتعاشات بیش از حد کمپرسور، معکوس شدن سریع جریان خروجی کمپرسور و افزایش سریع دمای گاز عبوری و همچنین دمای داخلی کمپرسور اشاره نمود. روش های کنترل سرج استفاده از شیر تخلیه و استفاده از لوله های برگشت جریان است (ژانگ و همکاران، ۲۰۱۸).

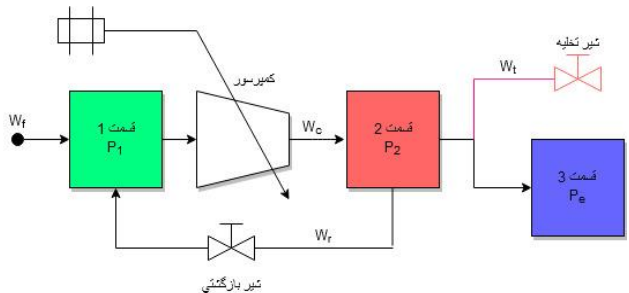
نمودار عملکرد کمپرسور از دو محور افقی و عمودی و همچنین یک دسته منحنی تشکیل شده که محور افقی میزان فلو^{۱۵} (ظرفیت) و محور عمودی، هد یا فشار را نشان می دهد. کمپرسور برای تغییر فلو خروجی باید سرعت خود را تغییر دهد. برای هر سرعت یک نقطه حداقل و یک نقطه حداکثر فلو وجود دارد که بین آن ها کارکرد کمپرسور، پایدار و قابل پیش بینی است. به نقطه حداکثر ظرفیت، نقطه استون وال^{۱۶} و به نقطه حداقل ظرفیت، نقطه سرج^{۱۷} گفته می شود. از اتصال نقاط سرج در سرعت های مختلف به یکدیگر خط سرج (SL) کمپرسور تشکیل می شود. سیکل سرج روی منحنی مشخصه کمپرسور در شکل (۱) نشان داده شده است. اگر کمپرسور در سمت راست خط سرج کار کند در حالت پایدار و اگر در سمت چپ خط سرج کار کند در حالت ناپایدار یا سرج است. با استفاده از روش های مبتنی بر کنترل فعال سرج می توان ناپایداری های منجر به سرج را حذف نمود و با عث گسترش ناحیه عملکرد پایدار سیستم به آن طرف خط سرج گردید و لذا ناحیه پایدار سیستم را وسیع تر نمود. این راه کار کنترلی در بخش های بعدی مورد استفاده و بررسی قرار خواهد گرفت.



شکل (۱): مشخص کردن خط سرج در نمودار عملکرد کمپرسور

۳- مدل سازی

در این بخش مدل سازی ریاضی یک کمپرسور با شیر بازگشتی در شکل (۲) نشان داده شده در نظر گرفته می شود. در این ساختار، گاز در قسمت های ۱ و ۲ به ترتیب با نمادهای P_1 و P_2 نشان داده شده است. قسمت ۱ نشان دهنده فیلترها برای گرفتن رطوبت و لوله کشی بالادست کمپرسور است. قسمت دوم شامل هوای فشرده شده و ورودی شیر بازگشتی است، همچنین قسمت ۳ به دو قسمت شیر تخلیه و فشار ثابت خروجی کمپرسور که با نماد P_e نمایش داده می شود تقسیم می گردد. گاز ورودی به کمپرسور با W_f نشان داده شده است. دبی خروجی از کمپرسور با W_c نشان داده می شود. فشار ورودی و خروجی مجرای نصب کمپرسور^{۱۸} به ترتیب توسط فشار در حجم ۱ و حجم ۲ ارائه می شود. همچنین دبی شیر بازگشتی را با W_r نشان داده می شود، به طوری که افت فشار روی شیر بازگشتی برابر با اختلاف فشار در حجم ۱ و ۲ است. دبی شیر تخلیه را با W_t نشان داده شده است. زمانی این شیر باز خواهد شد که کمپرسور به مدت زیادی نتواند خود را از ناحیه سرج خارج کند.



شکل (۲): سیستم فشرده سازی با شیر بازگشتی

معادلات سیستم به فرم نمایش حالت به صورت زیر بیان می شوند (جوهانسون و همکاران، ۲۰۰۹):

$$\dot{x} = f(x) + g(x) \frac{1}{u} + e(x)v \quad (1)$$

$$y = h(x) \quad (2)$$

$$z = i(y) \quad (3)$$

که x نشان دهنده بردار فضای حالت سیستم، u ورودی اسکالر سیستم، v بردار اغتشاش، f ، g و e توابع برداری هستند. y بردار اندازه گیری و h تابع برداری است. z متغیر اسکالر کنترلی و i تابع برداری است. در روابط فوق بردار حالت، ورودی کنترلی و بردار اغتشاش شامل مولفه های داده شده در معادلات زیر هستند:

$$x = [P_1, P_2, W_c, W_r, W_t]^T \quad (4)$$

$$u = C_r (L_r)^2 \quad (5)$$

$$v = [W_f, P_a]^T \quad (6)$$

۴- کنترل کننده

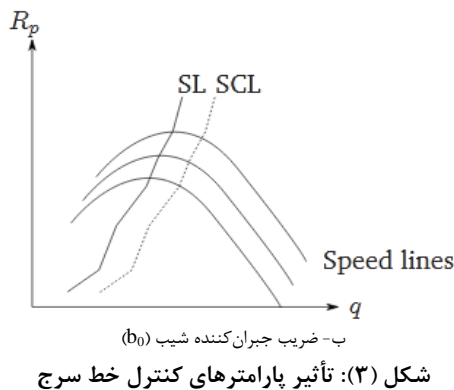
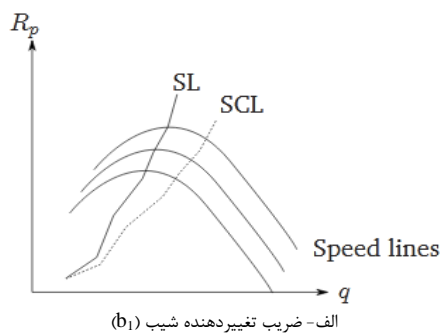
در این مقاله، کنترل کمپرسور بر اساس خط کنترل سرج انجام خواهد شد. برای این منظور از راهبرد کنترل خط سرج (SCL) استفاده می-شود. SCL با افزودن حاشیه امنیت به SL تبدیل می-شود. شکل (۳) تأثیر پارامترهای SCL را نشان می-دهد، که در آن b_1 شیب SL را تغییر می-دهد و b_0 به SL یک مقدار عرض از مبدا اضافه می-کند که از ابتدا و شروع کار کمپرسور این حفاظت حفظ گردد. پارامترهای متغیر با زمان SCL به عنوان مثال با هدف تعدیل اغتشاشات سریع و جلوگیری از وقوع مکرر سرج ارائه شده است.

در ادامه به طراحی کنترل کننده های PID و مد لغزشی اشاره خواهد شد و با توجه به شکل (۴) مشاهده می-شود که متغیر تحت کنترل میزان باز و بسته شدن شیر بازگشتی، دبی ورودی و شیر تخلیه بر اساس خروجی (q) و مقدار مطلوب خروجی (q_d) محاسبه می-گردد.

۴-۱- کنترل کننده تناسبی-انتگرال گیر-مشتق گیر

امروزه کنترل کننده های PID در اکثر سیستم های کنترل صنعتی و نیمه صنعتی برای سیستم های خطی و غیر خطی مورد استفاده قرار می-گیرند.

در این کنترل کننده سه ضریب قابل تنظیم وجود دارد که می-توان به روش های مختلف مانند سعی و خطا^{۲۰}، زیگلر-نیکولز^{۲۱}، مکان هندسی ریشه ها^{۲۲} و... آن ها را تنظیم کرد (ما و همکاران، ۲۰۱۹).



شکل (۳): تأثیر پارامترهای کنترل خط سرج

در این مقاله سطح مقطع لوله ها ثابت فرض می-شود و هر مقطع را با فشارهای P_1 و P_2 بیان می-گردد. $C_r(L_r)$ تابعی از L_r است که می-تواند به صورت سریع در محدوده زیر تنظیم گردد و باعث می-شود که کمپرسور از ناحیه ی سرج خارج گردد:

$$L_r \in [0, 1] \quad (7)$$

ثابت های سیستم در بردار α گردآوری می-شوند. در روابط فوق، اسکالر-ها، بردارها و توابع به صورت زیر در نظر گرفته شده اند:

$$\alpha = \left[\frac{c_1^2}{V_1}, \frac{c_2^2}{V_2}, \frac{A_c}{L_c}, \frac{A_r}{L_r}, \frac{A_t}{L_t}, \frac{1}{c_w^2}, c_{qv} \right] \quad (8)$$

$$f(x) = \begin{bmatrix} \alpha_1(-x_3 + x_4) \\ \alpha_2(x_3 - x_4 - x_5) \\ \alpha_3 \left(\psi_c \left(\frac{x_3}{x_1} \right) x_1 - x_2 \right) \\ \alpha_4(x_2 - x_1) \\ \alpha_5 x_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\alpha_4 \frac{|x_4| x_4}{x_2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$e(x) = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_5 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$h(x) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

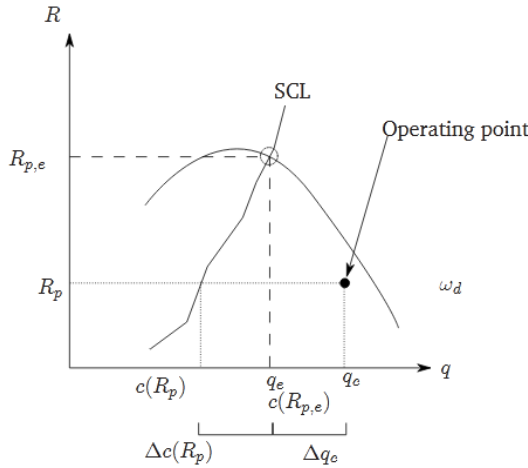
تعادل سیستم هنگام بسته شدن شیر بازگشتی توسط شرایط مرزی^{۱۹} یا اختلالات تعیین می-گردد. خط کنترل سرج را می-توان به عنوان یک جدا کننده مناطق غیر فعال و فعال شده کمپرسور بیان کرد. اگر خروجی های کمپرسور حاکی از آن باشد که سیستم غیرفعال شده - است، یعنی نقطه کار کمپرسور در سمت چپ SCL قرار دارد، برای بازگشت پایداری کمپرسور باید شیر بازگشتی باز گردد. با فرض اینکه کنترل کننده سرج قادر است متغیر کنترل را به صفر برساند و نقطه کار کمپرسور را بر روی SCL نگه دارد، نقطه تعادل کمپرسور را می-توان به صورت زیر بیان کرد:

$$c(R_{p,e}) = q_e \quad (13)$$

$$\Delta c(R_p) = c(R_p) - c(R_{p,e}) \quad (23)$$

$$\Delta q_c = q_e - q_c \quad (24)$$

بنابراین در شکل (۵) مشاهده می‌شود که متغیر کنترل، مجموع فاصله‌ها از تعادل در جریان و نسبت فشار از طریق SCL است.



شکل (۵): تفسیر متغیر کنترل

برای انحرافات خطی ثابت از SCL که نقاط کار روی یک خط موازی با SCL حرکت کنند، متغیر کنترل توسط رابطه زیر بیان می‌گردد:

$$\begin{aligned} c(R_p) - q_c &= k_0 \\ z &= c(R_p)^2 - q_c^2 \\ &= (c(R_p) - q_c)(c(R_p) + q_c) = k_0(k_0 + 2q_c) \\ &= k_0^2 + 2k_0q_c \end{aligned} \quad (25)$$

اگر $k_0 \geq 0$ باشد نقطه کار در سمت چپ SCL است. در نتیجه اندازه متغیر کنترل برای خارج شدن از ناحیه‌ی سرچ درجه ورودی افزایش می‌دهد. با این حال انحراف خطی کوتاه‌ترین فاصله تا SCL را نشان نمی‌دهد و همین انحراف باعث می‌شود که کمپرسور در بالاترین بازده خود قرار نداشته باشد. برای حل این اشکال راهبرد دوم بیان می‌گردد. **راهبرد دو:** اندازه‌گیری‌های به‌کاررفته در راهبرد کنترل با استفاده از جریان شیر بازگشتی و افزایش فشار دبی ورودی بر روی کمپرسور است. خط کنترل سرچ از خط سرچ محاسبه می‌شود که در این راهبرد به صورت زیر بیان می‌گردد:

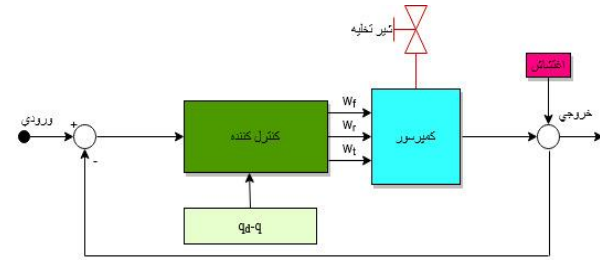
$$c(R_{p,SCL}) = [1 + b_1]j(R_{p,SCL}) \quad (26)$$

$$q_d = c(R_p)^2 \quad (27)$$

کنترل بر اساس نسبت بین q_d و q به شرح زیر است:

$$z = 1 - \frac{q_c^2}{c(R_p)^2} \quad (28)$$

متغیر کنترل را می‌توان با در نظر گرفتن رابطه‌های داده‌شده به صورت زیر بیان کرد:



شکل (۴): بلوک دیاگرام طراحی کنترل کننده

رابطه کنترل کننده PID به صورت زیر بیان می‌شود:

$$u = \frac{K_p}{q_d} z_1 + K_d \frac{d}{dt} \left(\frac{z_1}{q_d} \right) + K_i \int \frac{z_1}{q_d} dt \quad (14)$$

که K_p , K_i و K_d ضرایب قابل تنظیم هستند. لذا متغیر کنترل (Z) را می‌توان به صورت ترکیبی از q_d و q که به ترتیب خروجی و مقدار مطلوب آن در سیستم کنترل است، به دو صورت زیر تعریف کرد:

$$z_1 = q_d - q \quad (15)$$

$$z_2 = 1 - \frac{q}{q_d} \quad (16)$$

انحراف از نقطه ایده‌آل نسبت به مقدار نقطه تنظیم شده را می‌توان با استفاده از روابط (۱۵) و (۱۶) به صورت زیر مشخص کرد:

$$z_1 = z_2 q_d \quad (17)$$

در این قسمت دو راهبرد شامل فشرده‌سازی بر اساس افزایش دبی ورودی کمپرسور و شیر بازگشتی همراه با افزایش دبی ورودی کمپرسور بررسی می‌شود:

راهبرد اول: کنترل سیستم فشرده‌سازی فقط بر اساس افزایش دبی ورودی کمپرسور انجام می‌شود که در آن خط کنترل سرچ با اضافه کردن حاشیه امنیت به خط سرچ محاسبه می‌گردد:

$$c(R_{p,SCL}, t) = 1 + b_1 j(R_{p,SCL}) \quad (18)$$

$$q_d = c(R_p)^2 \quad (19)$$

متغیر کنترل از اختلاف q و q_d تعیین می‌شود:

$$z = c(R_p)^2 - q_c^2 \quad (20)$$

متغیر کنترل را می‌توان با استفاده از رابطه (۱۳) و توصیف جریان کمپرسور به صورت زیر بیان کرد:

$$c(R_{p,SCL}, t) = 1 + b_1 j(R_{p,SCL}) \quad (21)$$

$$\begin{aligned} z &= c(R_p)^2 - q_c^2 \\ &= c(R_p)^2 - c(R_{p,e})^2 + q_e^2 - q_c^2 \\ &= [c(R_p) - c(R_{p,e})][c(R_p) + c(R_{p,e})] \\ &\quad + (q_e - q_c)(q_e + q_c) \\ &= \Delta c(R_p)[\Delta c(R_p) + 2c(R_{p,e})] \\ &\quad + \Delta q_c(2q_e - \Delta q_c) \\ &= 2q_e(\Delta c(R_p) + \Delta q_c) + \Delta c(R_p)^2 - \Delta q_c^2 \end{aligned} \quad (22)$$

که در آن:

$$z = z_2 = 1 - \frac{\left(\frac{RT}{M}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{x_3}{x_1}\right)\left(\frac{x_3}{x_1}\right)^2}{k_{sel} \sqrt{\left(\frac{x_2}{x_1} - 1\right)}} \quad (32)$$

برای کنترل مد لغزشی، سطح لغزش S به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$s = \dot{z} + \gamma_2 z \quad (33)$$

اثبات پایداری: در این قسمت پایداری کنترل کننده پیشنهادی بررسی و نشان داده می‌شود. برای اثبات پایداری تابع لیاپانوف به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$V(t) = \frac{1}{2} s(t)^2 \quad (34)$$

مشتق این تابع برابر است با:

$$\frac{dV(t)}{dt} = s(t) \frac{ds(t)}{dt} \quad (35)$$

مشتق زمانی مرتبه اول متغیر Z به صورت زیر قابل محاسبه است.

$$\begin{aligned} \frac{dz(t)}{dt} &= \frac{\partial \kappa(x)}{\partial x} \dot{x} \\ &= \frac{\partial \kappa(x)}{\partial x} \left(f(x) + g(x) \frac{1}{u} + e_1 v_1 + e_2 v_2 \right) \\ &= L_f \kappa(x) + L_g \kappa(x) \frac{1}{u} \\ &\quad + L_{e_1} \kappa(x) v_1 + L_{e_2} \kappa(x) v_2 \end{aligned} \quad (36)$$

در این رابطه خواهیم داشت:

$$L_f \kappa(x) = \frac{\partial \kappa(x)}{\partial x} f(x) \quad (37)$$

$$\begin{aligned} L_g \kappa(x) &= \frac{\partial \kappa(x)}{\partial x} g(x) = \frac{\partial i(y)}{\partial y} \frac{\partial h(x)}{\partial x} g(x) \\ &= \frac{\partial i(y)}{\partial y} \frac{\partial h(x)}{\partial x} \begin{bmatrix} 0, 0, 0, -\alpha_4 \frac{|x_4| x_1}{x_2}, 0 \end{bmatrix}^T = 0 \end{aligned} \quad (38)$$

بنابراین نتیجه می‌شود:

$$\frac{dz(t)}{dt} = L_f \kappa(x) + L_{e_1} \kappa(x) v_1 \quad (39)$$

همچنین مشتق زمانی مرتبه دوم متغیر Z برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z(t)}{dt^2} &= \frac{\partial (L_f \kappa(x) + L_{e_1} \kappa(x) v_1)}{\partial x} \dot{x} \\ &\quad + \frac{\partial (L_f \kappa(x) + L_{e_1} \kappa(x) v_1)}{\partial x} v_1 \\ &= L_f^2 \kappa(x) + L_g L_f \kappa(x) \frac{1}{u} \\ &\quad + L_{e_1} L_f \kappa(x) v_1 + L_{e_2} L_f \kappa(x) v_2 \\ &\quad + L_f L_{e_1} \kappa(x) v_1 + L_g L_{e_1} \kappa(x) v_1 \frac{1}{u} \\ &\quad + L_{e_1}^2 \kappa(x) v_1^2 + L_{e_2} L_{e_1} \kappa(x) v_1 v_2 \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} z &= 1 - \frac{q_c^2}{c(R_p)^2} = 1 - \frac{q_c^2 c(R_{p,e})^2}{c(R_p)^2 q_e^2} \\ &= 1 - \left(\frac{q_c}{c(R_p)} \right)^2 \\ &= 1 - \left(\frac{q_e}{c(R_{p,e})} \right)^2 \end{aligned} \quad (29)$$

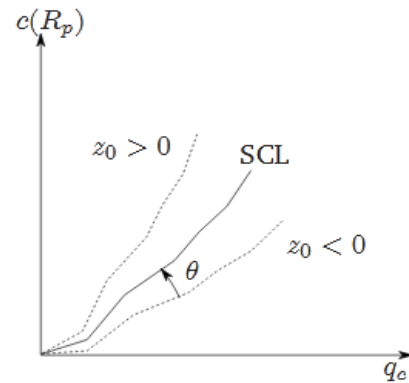
با در نظر گرفتن مقادیر ثابت $z_0 = z_0 \leq 1$ ، جریان در مقابل SCL به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$q_c = c(R_p) \sqrt{1 - z_0} \quad (30)$$

این ساختار شبیه اثرات نشان داده شده در شکل (3) است که روی SCL اعمال شده است. همان‌طور که در شکل (6) مشاهده می‌شود، اگر $z_0 = 0$ باشد، نقطه کار بر روی خط SCL خواهد بود و کمپرسور بیشترین بازده خود را دارد.

۲-۴- کنترل کننده مد لغزشی

در سال‌های اخیر روش کنترل مد لغزشی گسترش فراوانی یافته است. در این ایده با تعریف یک سطح لغزش و کنترل صحیح می‌توان سیستم را بر روی آن همگرا کرد و به پایداری رسید.



شکل (۶): تفسیر متغیر کنترل

راهبرد اول: متغیر کنترل محاسبه شده و سپس به عنوان سیگنال خطا در اختیار کنترل کننده قرار داده می‌شود تا میزان باز یا بسته بودن شیر ورودی تعیین گردد، که این رابطه به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$z = z_1 = k_{sel} \sqrt{\left(\frac{x_2}{x_1} - 1\right)} - \left(\frac{RT}{M}\right)^2 \operatorname{sign}\left(\frac{x_3}{x_1}\right)\left(\frac{x_3}{x_1}\right)^2 \quad (31)$$

متغیر کنترل Z رابطه بین یک مقدار نقطه تنظیم شده از SCL و مقدار اندازه گیری شده از جریان را توصیف می‌کند. T نشان دهنده دما است. ثابت جهانی گاز R و جرم مولکولی گاز M است.

راهبرد دوم: Z به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

۵-۱- حالت اول: پالس ورودی سیستم

رفتار مشخصه سیستم برای سرعت‌های مختلف در شکل‌های (۶) الی (۸) نشان داده شده است. از شکل‌های (۷) و (۸) قسمت (a)، مشخص می‌شود که دریچه ورودی افزایش یافته که این افزایش ورودی باعث می‌شود که کمپرسور به حالت سرج وارد شود.

در شکل‌های (۷) و (۸) قسمت (b) رفتار کیفی متغیر کنترل دیده می‌شود. این رفتار را می‌توان به‌عنوان ترکیب یک پاسخ مرتبه اول و یک پاسخ مرتبه دوم کم‌مصرف، که در آن دینامیک مرتبه دوم سریع‌تر از پویایی مرتبه اول است دیده شود.

فرکانس نوسان با بررسی دقیق‌تر در حدود ۹۰ رادیان بر ثانیه است. همچنین دیده می‌شود که دامنه پاسخ برای سرعت‌های مختلف افزایش می‌یابد. با دقت در شکل‌ها مشاهده می‌شود که زمانی که دریچه ورودی افزایش پیدا کرده است متغیر کنترل کاهش می‌یابد تا و بعد از حدود یک ثانیه دریچه را به حالت اولیه باز می‌گرداند و باعث می‌گردد که کمپرسور وارد ناحیه سرج نشود.

در شکل‌های (۹) و (۱۰) نتایج شبیه‌سازی با فرض ثابت بودن دریچه ورودی و در نظر گرفتن جریان اغتشاشات نشان داده شده است. در این شکل‌ها قسمت (a) نشان می‌دهد که مقدار اولیه اغتشاش برای همه سرعت‌ها برابر است.

در شکل‌های (۸) و (۹) قسمت (b) مشاهده می‌شود که رفتار مجانبی کنترل‌کننده متفاوت و مانند آنچه در اثر پالس ورودی سیستم ایجاد می‌شود، است.

جدول (۲): پارامترهای سیستم کمپرسور

واحد	مقدار	نشانه	کمیت
kg/mol	22×10^{-3}	M	جرم مولی
J/(kg.mol)	۸/۳۱۳۳۷۲	R	ثابت جهانی گاز
m/s	۴۰۰/۹۷	c_1	ضریب سوپاپ
m^2	۳/۳	V_1	حجم هوا
K	۲۹۵/۱۶	T_1	دما
m/s	۴۰۰/۹۷	C_2	ضریب سوپاپ
M^3	۰/۱	V_2	حجم هوا
K	۳۸۲/۱۶	T_2	دما
-	$3/1 \times 10^{-3}$	C_r^+	ضریب شیر بازگشتی
m	10	L_c	طول لوله کمپرسور
m^2	۰/۵	A_c	سطح مقطع جریان عبوری از کمپرسور
m	۵۰	L_r	طول لوله بازگشتی
m^2	۰/۵	A_r	سطح مقطع
m	۱۰۰	L_t	طول لوله تخلیه
m^2	۰/۵	A_t	سطح مقطع
kg. m ²	۲	J	اینرسی

با جای گذاری روابط (۳۴) و (۴۰) مشاهده می‌شود که:

$$\frac{dV(t)}{dt} = s(t) \frac{ds(t)}{dt} = s(t) (\dot{z}(t) + \gamma \dot{z}(t)) \quad (41)$$

$$= s(t) \left(\begin{array}{l} L_f^2 \kappa(x) + \gamma L_f \kappa(x) \\ + L_g L_f \kappa(x) \frac{1}{u} + R(x, v, u) \end{array} \right)$$

در این رابطه خواهیم داشت:

$$R(x, v, u) = L_{e_1} L_f \kappa(x) v_1 + L_{e_2} L_f \kappa(x) v_2 + L_f L_{e_1} \kappa(x) v_1 + L_g L_{e_1} \kappa(x) v_1 \frac{1}{u} + L_{e_1}^2 \kappa(x) v_1^2 + L_{e_2} L_{e_1} \kappa(x) v_1 v_2 + \gamma L_{e_1} \kappa(x) v_1 \quad (42)$$

حال فرض زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$|R(x, v, u)| \leq d \quad (43)$$

بنابراین رابطه (۴۲) به نامساوی زیر تبدیل می‌گردد:

$$\frac{dV(t)}{dt} \leq s(t) \left(\begin{array}{l} L_f^2 \kappa(x) + \gamma L_f \kappa(x) \\ + L_g L_f \kappa(x) \frac{1}{u} + d \end{array} \right) \quad (44)$$

سیگنال کنترل مطابق رابطه زیر است:

$$u = - \frac{L_g L_f \kappa(x)}{L_f^2 \kappa(x) + \gamma L_f \kappa(x) + \eta |s| + d} \quad (45)$$

بنابراین رابطه زیر را خواهیم داشت:

$$\frac{dV(t)}{dt} \leq -\eta s(t) |s(t)| = -\eta s(t)^2 \quad (46)$$

مطابق قضیه لیاپانوف چون تابع لیاپانوف مثبت معین دارای مشتق منفی معین است، نتیجه می‌شود:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} s(t) = 0 \quad (47)$$

بنابراین با توجه به رابطه بالا نتیجه می‌شود:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} z(t) = 0 \quad (48)$$

در نتیجه کنترل‌کننده طراحی شده مطابق قضیه لیاپانوف پایدار مجانبی است.

۵- نتایج شبیه‌سازی

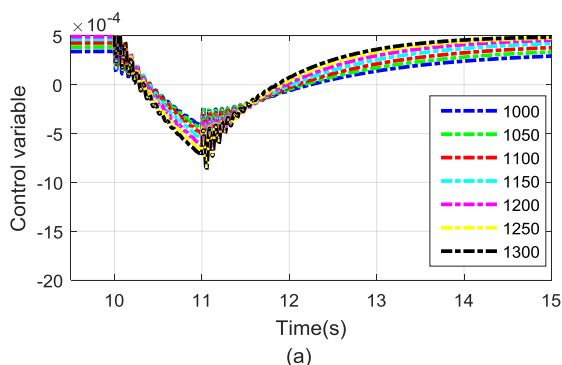
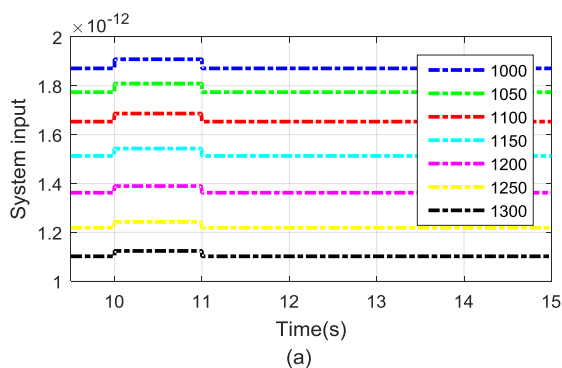
توانایی کمپرسور در غلبه بر اغتشاشاتی که ممکن است پیرامون نقطه عمل کرد آن پدید آید را با پیداری در کمپر سورها می‌نامند. مدل به‌دست‌آمده در قسمت قبل به‌وسیله کنترل‌کننده طراحی شده در دو راهبرد و در حضور اغتشاش محیطی^{۲۳} و بدون اغتشاش محیطی بررسی شده است. پارامترهای سیستم کمپرسور مطابق جدول (۲) در نظر گرفته می‌شود. رنگ‌های مختلف نشان‌دهنده عملکرد کمپرسور در سرعت‌های مختلف است.

m	۰/۲۹	r	شعاع
Kg/s	γ	ω_f	جرمان جرم
P_a	4×10^6	P_e	فشار نقطه e

به عبارت دیگر برای سرعت‌های مختلف تغییرات مخصوص به همان سرعت ایجاد شده است. با این حال، نوسانات اغتشاش مشاهده نمی‌شود و این نشان از توانایی کنترل‌کننده‌ها در حضور اغتشاش محیطی است. با مقایسه شکل‌های شبیه‌سازی شده مشاهده می‌شود که در کنترل‌کننده مدل‌گزشی تغییرات متغیر کنترل نسبت به کنترل‌کننده PID کمتر است.

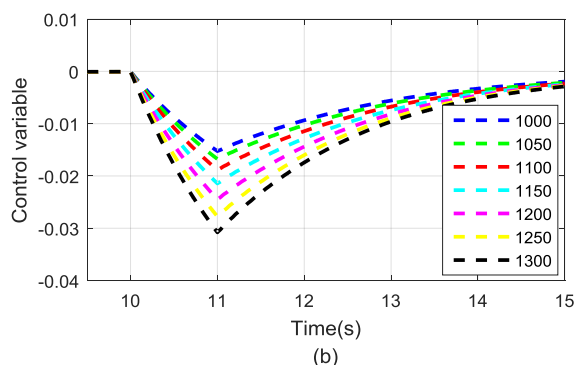
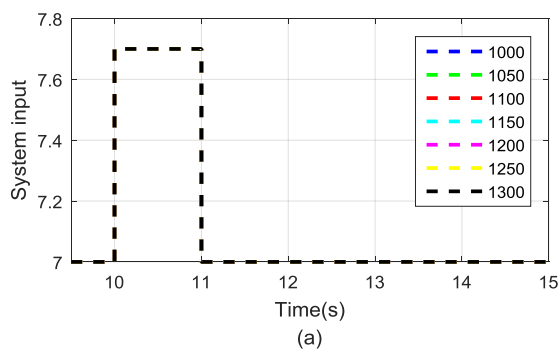
۵-۲- حالت دوم: پالس ورودی سیستم

در این قسمت نتایج شبیه‌سازی برای کنترل متغیر با استفاده از استراتژی‌های دو است. نتایج در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان داده شده است. مشاهدات مربوط به پالس ورودی سیستم از تجزیه و تحلیل راهبرد ۱ حفظ شده است از این‌رو، مشاهدات و ملاحظات ارائه شده برای راهبرد ۱ دیگر تکرار نخواهد شد. با مقایسه نتایج به دست آمده پاسخ متغیر کنترل در راهبرد ۲ نسبت به راهبرد ۱ کمتر است. همچنین شبیه‌سازی‌هایی برای راهبرد ۲ در حضور اغتشاش در (۱۳) و (۱۴) انجام شده است. رفتار کیفی متغیر کنترل برای سرعت‌های مختلف مشابه راهبرد ۱ است.

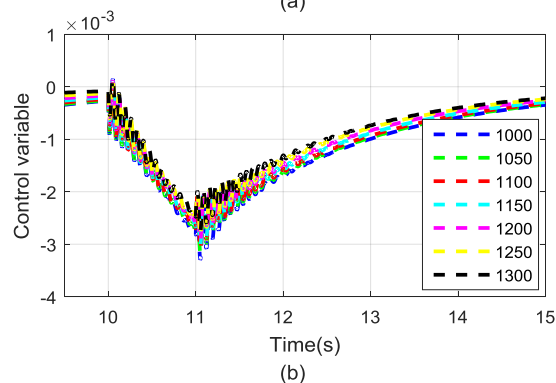
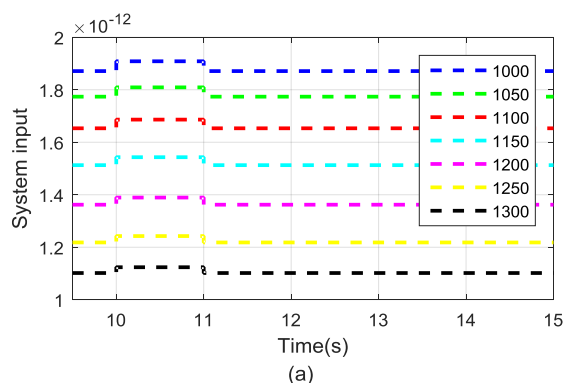


شکل (۸): راهبرد ۱ پاسخ متغیر کنترل‌کننده مد لغزشی به افزایش پالس در ورودی سیستم.

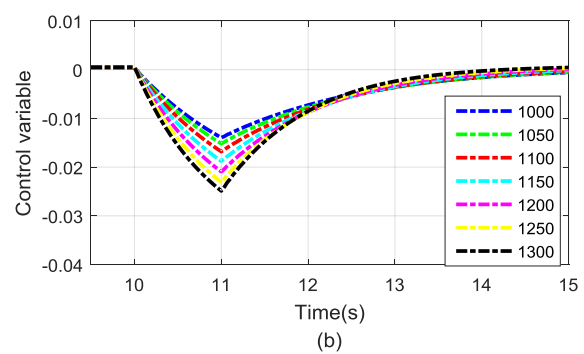
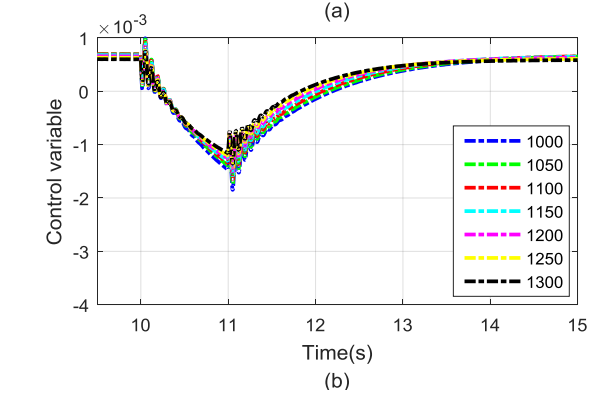
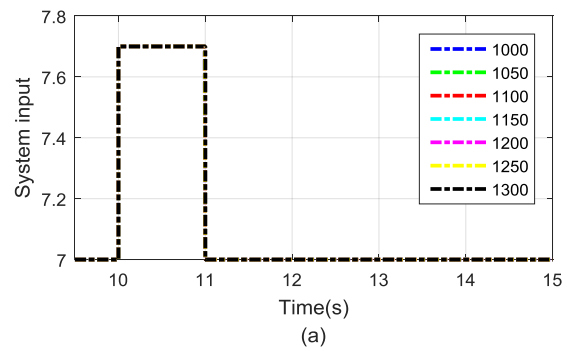
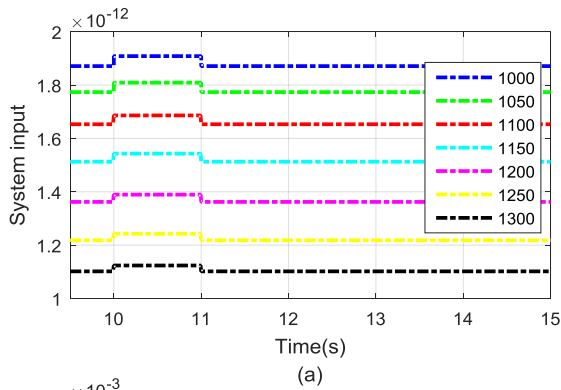
دامنه پاسخ متغیر کنترل بزرگ‌تر از راهبرد ۱ است، اما برای سرعت‌های مختلف تقریباً برابر است. از این‌رو، سیستم‌های کنترلی که از این راهبرد استفاده می‌کنند به اغتشاش واکنش نشان می‌دهد.



شکل (۹): راهبرد ۱ کنترل‌کننده PID متغیر پاسخ متناوب به افزایش نبض در اغتشاش.

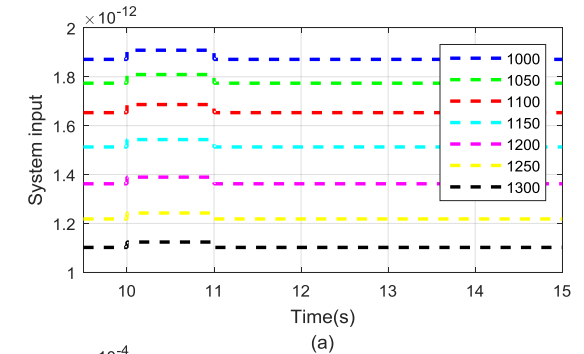
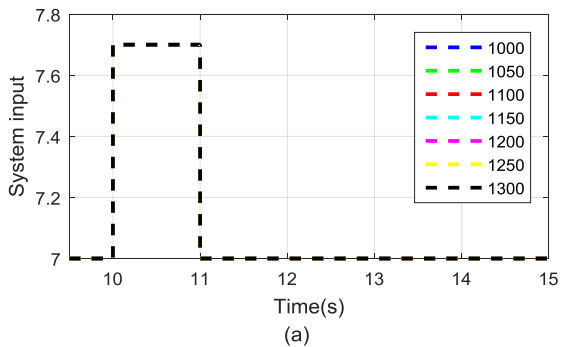


شکل (۷): راهبرد ۱ پاسخ متغیر کنترل‌کننده PID به افزایش پالس در ورودی سیستم.

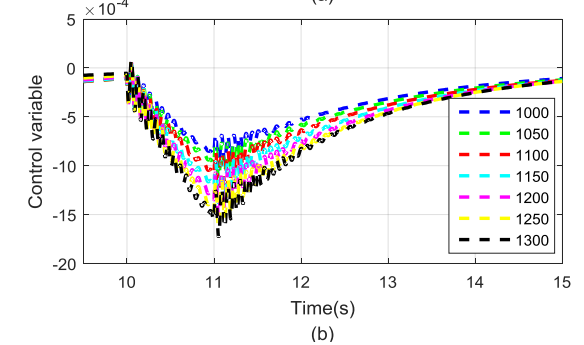
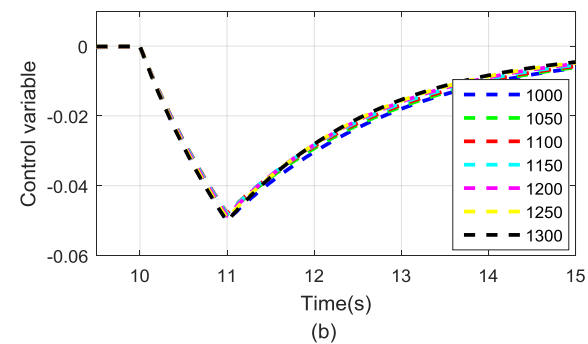


شکل (۱۰): راهبرد ۱ کنترل کننده مد لغزشی متغیر پاسخ متناوب به افزایش نبض در اغتشاش.

شکل (۱۲): راهبرد ۲ پاسخ متغیر کنترل کننده مد لغزشی به افزایش پالس در ورودی سیستم. رنگ‌ها نمایانگر سرعت‌های مختلف کمپرسور هستند.



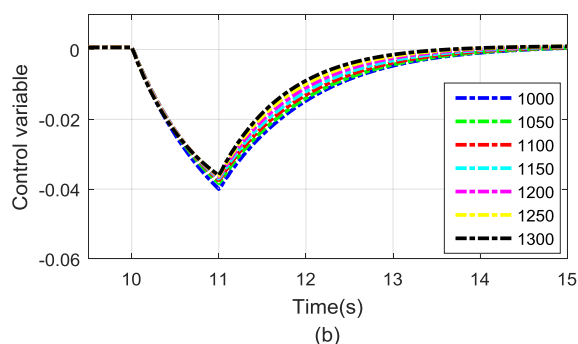
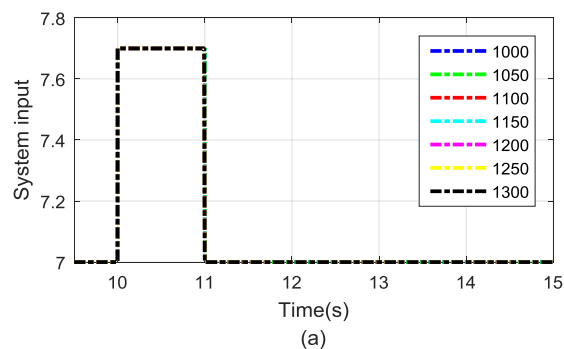
شکل (۱۱): راهبرد ۲ پاسخ متغیر کنترل کننده PID به افزایش پالس در ورودی سیستم. رنگ‌ها نمایانگر سرعت‌های مختلف کمپرسور هستند.



شکل (۱۳): راهبرد ۲ کنترل کننده PID متغیر پاسخ متغیر به افزایش نبض در اغتشاش. رنگ‌ها نمایانگر سرعت‌های مختلف کمپرسور هستند.

شکل (۱۴): راهبرد ۲ کنترل کننده PID متغیر پاسخ متغیر به افزایش نبض در اغتشاش. رنگ‌ها نمایانگر سرعت‌های مختلف کمپرسور هستند.

- expanders, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, No. 7, pp. 1965-1973, Nov. 2013.
- Bartolini, G., Muntoni, A., Pisano, A., Usai, E. (2008). Compressor surge suppression by second-order sliding mode control technique, IFAC Proceedings Volumes, Vol. 41, No. 2, pp. 6238-6244.
- Cortinovis, A., Pareschi, D., Mercangoez, M., Besselmann, T. (2012). Model predictive anti-surge control of centrifugal compressors with variable-speed drives, IFAC Proceedings Volumes, vol.45, pp. 251-256.
- Chetate, B., Zamoum, R., Fegriche, A., Boumdin, M. (2013). PID and novel approach of PI fuzzy logic controllers for active surge in centrifugal compressor, Arabian Journal for Science and Engineering, Vol. 38, No. 6, pp 1405-1414.
- Chen, S., Wei, Z., Sun, G., Cheung, K. W., Wang, D. (2017). Identifying optimal energy flow solvability in electricity-gas integrated energy systems, IEEE Trans. on Sustainable Energy, vol. 8, no. 2, pp. 846-854.
- Cheng, S. (2019). Nonlinear dynamic analysis of reciprocating compressor considering different clearance, Proceeding of the IEEE/EITCE, pp. 532-535, Xiamen, China.
- Fujisawa, N., Inui, T., Ota, Y. (2019). Evolution process of diffuser stall in a centrifugal compressor with vanned diffuser, Journal of Turbomachinery, Vol. 141, No. 4, pp. 1-10.
- Gravdahl, J. T. and Egeland, O. (1999). Centrifugal compressor surge and speed control, in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 7, no. 5, pp. 567-579.
- Ghanavati, M., Salahshoor, K., Motlagh, M. R. J., Ramazani, A., Moarefianpour, A. (2018). A novel combined approach for gas compressors surge suppression based on robust adaptive control and backstepping, Journal of Mechanical Science and Technology.
- Haddad, W. M., Leonessa, A., Chellaboina, V., Fausz, J. L. (1999). Nonlinear robust disturbance rejection controllers for rotating stall and surge in axial flow compressors, IEEE Trans. on Control Systems Technology, vol. 7, no. 3, pp. 391-398.
- Hua, Z., Zhao, D., Dou, M., Yan, L., Zhang, H. (2017). Modeling and control of brushless DC motor for compressor driving, Proceeding of the IEEE/ECCE, Cincinnati, OH, USA, pp. 1-5.
- Järvisalo, M., Ahonen, T., Ahola, J., Kosonen, A., Niemelä, M. (2016). Soft-sensor-based flow rate and specific energy estimation of industrial variable-speed-driven twin rotary screw compressor, IEEE Trans. on Industrial Electronics, vol. 63, no. 5, pp. 3282-3289.
- Johansen, T., Bøhagen, B., Spjøtvold, J. (2009). Anti-surge control Control theoretic analysis of existing anti-surge control strategies, NTNU.
- Mozafarpour-Khoshrodi, S.H., Shahgholian, G. (2016). Improvement of perturb and observe



شکل (۱۴): راهبرد ۲ کنترل کننده مد لغزشی متغیر پاسخ متغیر به افزایش نبض در اغتشاش. رنگ‌ها نمایانگر سرعت‌های مختلف کمپرسور هستند.

۶- نتیجه‌گیری

وقوع پدیده سرج بر ناحیه‌ی کاری سیستم کمپرسور تأثیر دارد و باعث کاهش راندمان آن می‌شود و در نهایت به کل سیستم آسیب جدی می‌رساند. این پدیده به صورت یک ناپایداری در جریان کمپرسورهای دینامیکی رخ می‌دهد که نتیجه عدم توانایی پروانه کمپرسور، در تولید انرژی مورد نیاز سیستم است. بنابراین برای کنترل کمپرسور برای وارد نشدن به ناحیه سرج از کنترل کننده PID و مد لغزشی با استفاده از روش شیر بازگشتی استفاده می‌شود. برای اثبات پایداری کنترل کننده طراحی شده از روش لیاپانوف استفاده شده است. در این سیستم‌ها برای طراحی کنترل کننده، از SCL برای کنترل سرج استفاده می‌شود. تست کنترل کننده طراحی شده به وسیله نرم افزار متلب است که نتایج شبیه‌سازی عملکرد مناسب کنترل کننده‌های طراحی شده در ناحیه سرج در حضور اغتشاش محیطی و بدون اغتشاش محیطی در سرعت‌های مختلف کمپرسور را نشان می‌دهد. با مقایسه نتایج به دست آمده دامنه سیگنال کنترل در مد لغزشی از PID کمتر بوده و سیستم با صرف انرژی کمتری به حالت پایدار رسیده است که نشان از کنترل بهتر مد لغزشی نسبت به PID است.

مراجع

- Bell, I. H., Groll, E. A., Braun, J. E., Horton, W. T. (2013). A computationally efficient hybrid leakage model for positive displacement compressors and

- D. Zhao, B. Blunier, F. Gao, M. Dou, A. Miraoui, "Control of an ultrahigh-speed centrifugal compressor for the air management of fuel cell systems", *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 50, No. 3, pp. 2225-2234, May/June 2014.
- Zhao, D., Blunier, B., Gao, F., Dou, M., Miraoui, A. (2014), Control of an ultrahigh-speed centrifugal compressor for the air management of fuel cell systems, *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 50, No. 3, pp. 2225-2234.
- خسروی ع., چترایی ع., شاهقلیان غ., کارگر م. (۱۳۹۹) مدل‌سازی کمپرسور ۲۵۰-K با استفاده از روش سری موازی نارکس و فازی سلسله مراتبی، نشریه مهندسی برق و مهندسی کامپیوتر ایران، سال ۱۸، شماره ۳، ص: ۱۹۱-۱۹۸.
- شهسواری، م، میرطلائی م. (۱۴۰۰). طراحی و پیاده سازی یک مبدل غیر ایزوله چند درگاه با بهره ولتاژ بالا، نشریه روش‌های هوشمند در صنعت برق، ش: ۴۶، ص: ۳۳-۴۸.
- محمدی ب.، جدی م، شیخ‌الاسلام ف، غیور م. (۱۳۹۱). بهبود محدوده عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز گازی با تغییر خط کنترل سرج با استفاده از کنترل فعال بر مبنای منطق فازی، نشریه روش‌های هوشمند در صنعت برق، سال: ۳، ش: ۹، ص: ۵۱-۵۶.
- مهدویان، م، بهزادفر، ن. (۱۳۹۸). مروری بر سیستم تبدیل انرژی بادی و کاربرد انواع ژنراتور القایی، نشریه تحقیقات نوین در برق، سال: ۸، ش: ۱، ص: ۵۵-۶۶.
- method for maximum power point tracking in wind energy conversion system using fuzzy controller, *Energy Equipment and Systems*, vol. 4, no. 2, pp. 111-122.
- Ma, X., Zheng, S., Wang, K. (2019). Active surge control for magnetically suspended centrifugal compressors using a variable equilibrium point approach, *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 66, no. 12, pp. 9383-9393.
- Nehler, T. (2018). Linking energy efficiency measures in industrial compressed air systems with non-energy benefits— A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 89, pp. 72-87.
- Shahgholian, G. (2020). An overview of hydroelectric power plant: Operation, modeling, and control, *Journal of Renewable Energy and Environment*, vol. 7, no. 3, pp. 14-28.
- Oucheriah, S. and Guo, L. (2019). PWM-based adaptive sliding-mode control for boost DC-DC converters, *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 60, no. 8, pp. 3291-3294.
- Torrisi, G., Grammatico, S., Cortinovis, A., Mercangöz, M., Morari, M., Smith, R. S. (2017). Model predictive approaches for active surge control in centrifugal compressors, *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, pp. 1947-1960.
- Woo, S., Pecht, M., O'Neal, D. L. (2020). Reliability design and case study of the domestic compressor subjected to repetitive internal stresses, *Reliability Engineering and System safety*, Vol. 193.
- White, A. J. and Meacock, A. J. (2004). An evaluation of the effects of Water Injection on compressor performance, *Transactions of the ASME*, pp. 748-754, 2004.
- Xu, W., Wang, Q., Li, X., Liu, Y., Zhu, J. (2020). A novel resonant frequency tracking control for linear compressor based on MRAS method, *CES Trans. on Electrical Machines and Systems*, vol. 4, no. 3, pp. 227-236.
- Yoon, S. Y., Lin, Z., Allaire, P. E. (2014). Experimental evaluation of a surge controller for an AMB supported compressor in the presence of piping acoustics, *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, vol. 22, no. 3, pp. 1215-1223.
- Yoon, J. W., Wilailak, Bae, S., J. E., Lee, C. J., Kim, I. W. (2020). Surge analysis in a centrifugal compressor using a dimensionless surge number, *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 164, pp. 240-247.
- Yin, X. X., Lin, Y. G., Li, W., Gu, Y. J., Liu, H. W., Lei, P. F. (2015). A novel fuzzy integral sliding mode current control strategy for maximizing wind power extraction and eliminating voltage harmonics, *Energy*, vol. 85, pp. 677-686.
- Zhang, Y., Zheng, S., Chen, G., Fang, J. (2018). Surge detection approach for magnetically suspended centrifugal compressors using adaptive frequency estimator, *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, Vol. 65, No. 7, pp. 5733-5742.

- 1 Compressor
- 2 Reciprocating compressor
- 3 Scroll compressors
- 4 Diaphragm compressors
- 5 Fluid
- 6 Centrifugal compressors
- 7 Surge phenomenon
- 8 Output pressure
- 9 Model predictive control
- 10 Sequential quadratic programming
- 11 Moore-Greitzer's
- 12 Lyapunov
- 13 Surge control line
- 14 Output header
- 15 Flow rate
- 16 Stone wall
- 17 Surge point
- 18 Compressor installation duct
- 19 Boundary conditions
- 20 Try and error
- 21 Ziegler-Nichols
- 22 Geometric location of roots
- 23 Environmental disturbance