



کنترل امپدانس یک عملگر نیوماتیک با شیرهای سولنوئیدی قطع / وصل

ناصر حسین‌قلی‌ارباب^۱، فرید نجفی^{۲*}

۱- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

* رشت - صندوق پستی ۳۷۵۶-۴۱۶۳۵، fnajafi@guilan.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۱۸ شهریور ۱۳۹۲

پذیرش: ۱۶ آبان ۱۳۹۲

ارائه در سایت: ۱۰ خرداد ۱۳۹۳

کلید واژگان:

عملگر نیوماتیک

شیرهای قطع / وصل

کنترل امپدانس

خطا در تعقیب فشار

نیروی تماسی

در این مقاله کنترل امپدانس یک عملگر نیوماتیک با شیرهای سولنوئیدی قطع / وصل انجام شده است. نخست با توجه به معادلات سیستم، روشی برای دستیابی به رفتار شبیه جرم- فنر- دمپر خطی در عملگر نیوماتیک با ضرایب قابل انتخاب ارائه شده است. طبق این روش ابتدا نیروی لازم برای اعمال شدن به مجموعه متحرک صلب عملگر برای القای رفتار ذکر شده به آن، تعیین می‌شود. سپس با توجه به این که نیروی مورد نیاز و سفتی عملگر هر دو تابعی از فشار محفظه‌ها هستند، دو رابطه برای فشار مطلوب محفظه‌ها استخراج شده است که باید توسط حلقه کنترل فشار تعقیب گردند. برای این منظور از روش کنترل مد لغزشی استفاده شده و سپس با توجه به قطع / وصل بودن شیرها، الگوریتمی برای تبدیل ورودی کنترلی به نسبت وظیفه شیرها ارائه شده است. آزمایش‌های تجربی نشان می‌دهند که دستیابی به محدوده وسیعی از مقادیر برای پارامترهای امپدانس به دلیل ایجاد ناپایداری ممکن نیست، همچنین تعقیب مسیر در فضای آزاد در سیستم تحت کنترل امپدانس به خوبی انجام می‌شود در حالی که در فرآیند برخورد با مانع صلب، نیروی تعاملی نسبت به سیستم تحت کنترل موقعیت کمتر می‌شود. در نهایت با ارائه صورت جدیدی از فرمول‌بندی برای معادلات، عوامل موثر بر کیفیت و محدوده امپدانس قابل ارائه توسط عملگر نیوماتیک بررسی شده است.

Impedance control of a pneumatic actuator with solenoid on/off valves

Naser Hosseingholi Arbab¹, Farid Najafi^{2*}

1- Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Mechanical Engineering, Guilan University, Guilan, Iran

*P.O.B. 3756-41635 Rasht, Iran, fnajafi@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 09 September 2013
Accepted 07 November 2013
Available Online 31 May 2014

Keywords:

Pneumatic actuator
On/Off valves
Impedance control
Error in pressure Tracking
contact force

ABSTRACT

Executing the impedance control of a pneumatic actuator with solenoid on/off valves is the subject of this paper. Firstly, based on equations of the system, a method presented to enforce the pneumatic system to behave like a linear mass-damper-spring system with adjustable parameters. Based on this method, the desired force determined that is aimed to act on the movable rigid components. Then, with respect to the fact that both the pneumatic output force and its stiffness are functions of the chambers pressures, the desired pressure profile of the chambers have been derived that must be followed by the pressure control loop. The sliding mode approach used and beside it a new algorithm implemented to convert the control input to duty cycle of the on/off valves. The experimental tests show that the achievable range of impedance parameters is limited due to the possible instability problem. Also the position tracking in free space at the system under impedance control is good, while the contact force is less compare with the position control case. Then taking into consideration the new mathematical model presented in this paper, we discussed on the factors that affect the quality and achievable mechanical impedance range of pneumatic actuator.

۱- مقدمه

تلاش‌هایی در جهت ایجاد توانایی در ربات برای داشتن تعاملی پایدار، کارا و از لحاظ کنترلی مقاوم با محیط بوده است. برای بررسی عملکرد ربات‌هایی که در تعامل دینامیکی با محیط قرار دارند (مانند ربات‌های با کاربرد در صنایع هپتیک، تله‌اپریشن، توان‌بخشی و ...) معیارهایی مانند نسبت امپدانس ارائه شده به امپدانس هدف (شفافیت) [۴]، محدوده امپدانس قابل ارائه [۵] و اختلاف بین امپدانس ارائه شده و امپدانس مورد انتظار [۶] توسط محققان مطرح شد. عواملی که در دستیابی به کیفیت عملکردی مناسب با توجه به معیارهای بالا موثر هستند شامل میزان امپدانس ذاتی ساختار مکانیکی ربات، کیفیت سنسورها و عملگرها و

زندگی مدرن آینده نیاز به ربات‌هایی دارد که بتوانند تعامل موفق با محیط پیرامون خود داشته باشند. یکی از جنبه‌های این تعامل، تعامل نیرویی است که ربات باید بتواند در مواجهه با محیط ناشناخته بیرون انعطاف لازم را داشته باشد تا از آسیب رسیدن به محیط و خود ربات جلوگیری شود. به منظور ایجاد این قابلیت در ربات‌ها، از دهه ۱۹۷۰ بحث کنترل نیروی تعاملی ربات مطرح شد و ایده‌هایی مانند افزودن انعطاف ناعطاف مثل انعطاف‌پذیری مرکزی از راه دور [۱]، کنترل فعال سفتی [۲] و کنترل امپدانس [۳]

1- Remote Centre of Compliance (RCC)

Please cite this article using:

N. Hosseingholi Arbab, F. Najafi, Impedance control of a pneumatic actuator with solenoid on/off valves, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 4, pp. 12-20, 2014 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

در زمینه کنترل امپدانس عملگرهای نیوماتیک، ریچاردسون و همکاران [۲۰] از روش مکان محور^۱ برای کنترل امپدانس عملگر نیوماتیک در یک ربات فیزیوتراپی استفاده کرده‌اند، ولی در مورد محدوده امپدانس قابل ارائه و نیز محدودیت‌های موجود در این زمینه اشاره‌ای نکرده‌اند. همچنین دینامیک فشار را سریع فرض کرده و اثر خطای تعقیب فشار بر عملکرد سیستم کنترلی را نیز بررسی نکرده‌اند. در زمینه بررسی پایداری عملگرهای نیوماتیک در تعامل دینامیکی با محیط‌های دلخواه، ژو و بارث در [۲۱] نافع‌ال بودن یک عملگر نیوماتیک با در نظر گرفتن موقعیت اسپول شیر و نیروی ایجاد شده توسط عملگر به‌عنوان جفت ورودی- خروجی را مورد بررسی قرار داده‌اند. شن و گلدفارب در [۲۲] با در نظر گرفتن این نکته که در عملگر نیوماتیک وجود فشار در محفظه‌ها سبب ایجاد سفتی در عملگر می‌شود و این سفتی حتی بدون استفاده از کنترل فیدبک و صرفاً به‌دلیل وجود فشار در محفظه‌ها وجود دارد، اثبات نمودند که چون به واسطه وجود این سفتی مدار باز تلاش کنترلی کمتری برای دستیابی به سفتی مطلوب در کنترل امپدانس نیاز است، محدوده پایداری بیشتر می‌شود و از آن در بهبود سفتی پایدار قابل دستیابی در سیستم‌های تعاملی هپتیکی استفاده کرده‌اند. همچنین آن‌ها در [۲۳] با کنترل فشار محفظه‌ها با روش کنترل مد لغزشی دو ورودی- دو خروجی روشی برای کنترل هم‌زمان سفتی و نیروی عملگر نیوماتیک و نیز محدوده‌های قابل دستیابی آن‌ها بر حسب موقعیت پیستون ارائه دادند. ژو و بارث در [۲۴] روشی برای کنترل امپدانس یک عملگر نیوماتیک ارائه داده‌اند. الگوریتم آن‌ها شامل یک حلقه داخلی برای کنترل فشار و یک حلقه خارجی برای تحقق امپدانس مطلوب است. در سه تحقیق اخیر اشاره شده که شاخص‌ترین تحقیقات در زمینه کنترل امپدانس عملگرهای نیوماتیک هستند، فرض شده که دینامیک فشار سریع بوده و فشار مطلوب سریعاً قابل دستیابی است و اثرات ناشی از عدم تعقیب بدون خطای فشار بررسی نشده است.

در ادامه مطالب این مقاله در هفت بخش دیگر ارائه می‌شود. در بخش دوم معادلات حاکم بر سیستم نیوماتیک شامل معادلات دینامیکی مجموعه صلب متحرک، معادلات دینامیکی حاکم بر فشار محفظه‌ها و معادلات مربوط به عبور سیال از شیرها ارائه می‌شود. در بخش سوم روش کنترلی برای دستیابی به امپدانس مورد نظر ارائه شده است. با توجه به این‌که کنترل فشار محفظه‌ها به‌عنوان مهم‌ترین بخش از الگوریتم کنترلی بخش پیشین است، در بخش چهارم روش کنترل فشار دو محفظه با توجه به قطع / وصل بودن شیرها ارائه شده است. در بخش پنجم مجموعه آزمایشگاهی معرفی شده و در بخش ششم آزمایش‌های تجربی که برای بررسی عملکرد سیستم کنترلی انجام پذیرفته، ارائه شده‌اند. در بخش هفتم با ارائه صورت جدیدی از فرمول‌بندی معادلات بخش‌های پیش، عوامل موثر بر کیفیت و محدوده امپدانس قابل ارائه به‌وسیله عملگر نیوماتیک مورد بررسی قرار گرفته است. بخش هشتم نیز به بحث و نتیجه‌گیری اختصاص دارد.

۲- مدل دینامیکی سیستم

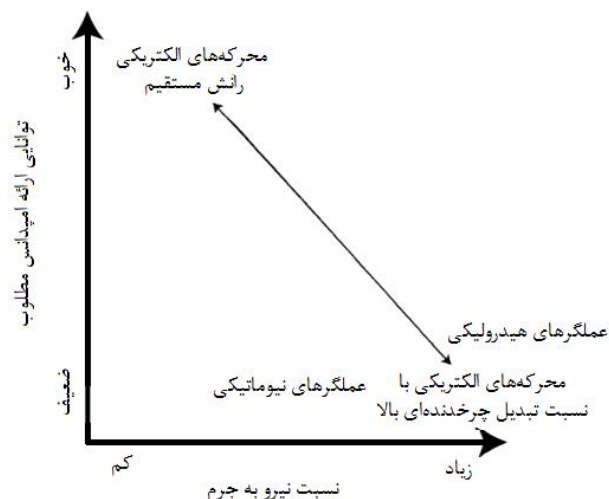
شماره‌های کنترلی در شکل ۲ نشان داده شده است. مدل دینامیکی سیستم شامل دینامیک اجزای صلب متحرک، دینامیک فشار هوای داخل محفظه‌ها و دینامیک جریان سیال تراکم‌پذیر از داخل شیر است.

۲-۱- دینامیک اجزای صلب متحرک

معادله حرکت این مجموعه به‌صورت معادله (۱) است:

نیز الگوریتم کنترلی مورد استفاده است. برای بررسی میزان تعارض بین کیفیت عملکرد و پایداری در سیستم‌های تعاملی با توجه به این عوامل، هوگان و کولگیت تحقیقات مفصلی را آغاز کردند. هوگان در [۷] تأثیر استفاده از فیدبک نیرو در تغییر امپدانس ظاهر شده در انتهای مجری نهایی یک ربات را بررسی و اثبات نمود که کاهش قابل ملاحظه امپدانس مکانیکی ربات از این طریق ممکن است منجر به ناپایداری شود. کولگیت اثبات کرد که تعامل دینامیکی دو سیستم خطی در صورتی که هر یک از دو سیستم امپدانس یک سیستم نافع‌ال را داشته باشند، پایدار خواهد بود [۸]. او با توجه به همین معیار در [۹] اثبات کرد که اگر از فیدبک نیرو برای کاهش اینرسی ظاهری ربات استفاده شود، با کاهش آن زیر ۵۰٪ دیگر نافع‌الی ربات تضمین شده نیست. برگر با اشاره به این موضوع که عملگر مناسب در این زمینه عملگری است که همراه با قابلیت ارائه محدوده وسیع امپدانس قابلیت ایجاد نیروی خروجی بیشتری را داشته باشد، تحقیقات وسیعی را در این زمینه انجام داد و نموداری کیفی مطابق شکل ۱ برای مقایسه انواع عملگرها از لحاظ توانایی ارائه امپدانس مورد نظر در مقابل نسبت نیرو به وزن آن‌ها ارائه داد [۱۰].

در این مقاله کنترل امپدانس یک عملگر نیوماتیک و توانایی آن در ارائه امپدانس‌های مکانیکی مختلف و محدودیت‌های پیش‌رو در این زمینه مورد بررسی قرار می‌گیرد. عملگرهای نیوماتیک به دلیل داشتن خواصی مانند نسبت نیرو به وزن بالا، انعطاف ذاتی و تمیزی، انتخابی مناسب جهت کاربرد در ربات‌هایی که با انسان تعامل دارند مانند ربات‌های توان‌بخشی است [۱۱]. کاربردهایی که تاکنون این نوع عملگرها در صنعت داشته‌اند بیشتر معطوف به موقعیت‌دهی در نقاط ابتدا و انتهای کورس آن‌ها بوده که یکی از دلایل عمده آن مشکل بودن کنترل دقیق موقعیت، سرعت و نیروی آن‌ها است. عملگرهای نیوماتیک به دلیل تراکم‌پذیر بودن سیال عامل آن و نیز این‌که نیروهای اصطکاکی درصد قابل توجهی از نیروی خروجی عملگر را تشکیل می‌دهند و در عین حال این نیروها متأثر از عوامل متعددی هستند، رفتار بسیار غیرخطی و نیز مدل دینامیکی مرتبه بالایی دارند که امر کنترل آن‌ها را مشکل می‌کند. علی‌رغم این موضوع تحقیقات زیادی در زمینه مدل‌سازی این عملگرها با شیرهای قطع / وصل [۱۲] و شیرهای تناسی [۱۳]، تخمین اصطکاک [۱۴]، تخمین فشار [۱۵]، کنترل موقعیت [۱۶]، کنترل فشار [۱۷] و کنترل نیرو [۱۸] و همچنین بررسی رویت‌پذیری متغیرها در این عملگرها [۱۹-۱۵] انجام شده است.



شکل ۱ مقایسه انواع عملگرها از لحاظ توانایی ارائه امپدانس مورد نظر

$$m_{imp}(\ddot{y} - \ddot{y}_d) + b_{imp}(\dot{y} - \dot{y}_d) + k_{imp}(y - y_d) = F_{env} \quad (4)$$

در رابطه (4)، m_{imp} ، b_{imp} و k_{imp} به ترتیب اینرسی، میرایی و سفتی مورد انتظاری است که عملگر نیوماتیک باید در مواجهه با اغتشاشات بیرونی از خود نشان دهد و y_d نیز موقعیت مرجع است. برای این که عملگر نیوماتیک بتواند رفتاری مطابق رابطه (4) از خود نشان دهد، می توان نیروی محرک مطلوب در رابطه (1) را به صورت رابطه (5) تعریف کرد:

$$F_{pd} = \beta \dot{y} + \hat{F}_{cf} - \hat{F}_{env} + \frac{P_{atm} A_r}{M} + \frac{M}{m_{imp}} (\hat{F}_{env} - b_{imp}(\dot{y} - \dot{y}_d) - k_{imp}(y - y_d) + m_{imp} \ddot{y}_d) \quad (5)$$

در رابطه (5)، β و \hat{F}_{cf} به ترتیب ضریب اصطکاک ویسکوز و نیروی اصطکاک کولمب تخمین زده شده و \hat{F}_{env} نیز نیروی خارجی اندازه گیری شده توسط سنسور نیرو است. این رابطه به گونه ایی انتخاب شده است که نیاز به اندازه گیری و یا تخمین شتاب در آن نیست و در صورت اندازه گیری مناسب نیرو و موقعیت و تخمین مناسب سرعت و نیروهای اصطکاک، نیروی محرک مطلوب برای ایجاد رفتاری مطابق رابطه (4) می تواند به درستی تعیین شود. برای ایجاد نیروی محرک مطلوب در رابطه (5)، نیاز است که فشار مطلوب محفظه ها تعیین شوند، از طرفی سفتی عملگر نیوماتیک نیز تابعی از فشار محفظه ها بوده و مطابق رابطه (6) است.

$$k = \frac{P_1 A_1}{\frac{L}{2} + y} + \frac{P_2 A_2}{\frac{L}{2} - y} \quad (6)$$

در رابطه (6) L طول کورس سیلندر نیوماتیک است. با توجه به رابطه (6) و این که:

$$F_{pd} = P_{1d} A_1 - P_{2d} A_2 \quad (7)$$

فشار مطلوب هر یک از محفظه ها، P_{1d} و P_{2d} مطابق رابطه (8) به دست می آید:

$$P_{1d} = \left(\frac{k_d}{A_1} + \frac{F_{pd}}{A_1 L} + \frac{P_a A_r}{A_1 L} \right) y - \frac{k_d}{A_1 L} y^2$$

$$P_{2d} = \left(\frac{k_d}{A_2} + \frac{F_{pd}}{A_2 L} + \frac{P_a A_r}{A_2 L} \right) y - \frac{k_d}{A_2 L} y^2 - \frac{F_{pd}}{A_2} - \frac{P_a A_r}{A_2} \quad (8)$$

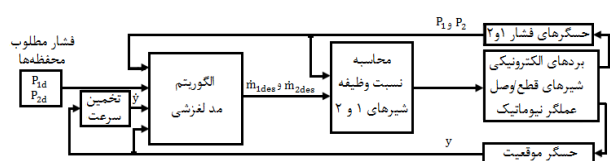
که k_d سفتی مطلوب است.

4- کنترل فشار محفظه ها

الگوریتم کنترلی ارائه شده برای تعقیب فشار مطلوب محفظه ها شامل دو بخش است. در بخش اول با توجه به طبیعت غیرخطی و نوع عدم قطعیت در دینامیک فشار، از روش کنترلی مد لغزشی برای تعیین مقدار ورودی کنترلی در هر لحظه استفاده می شود. سپس با توجه به این که شیرها از نوع قطع / وصل است، الگوریتمی ارائه شده که ورودی کنترلی تعیین شده در بخش پیش را به فرمان قابل اعمال به شیرها تبدیل می کند. دیاگرام بلوکی سیستم کنترل فشار محفظه ها در شکل 3 نشان داده شده است.

4-1- الگوریتم کنترلی مد لغزشی

با در نظر گرفتن $\dot{m}_{1,2}$ به عنوان ورودی کنترلی در رابطه (2)، معادله فشار به صورت رابطه استاندارد برای اعمال روش کنترلی مد لغزشی قابل بیان است.



شکل 3 دیاگرام بلوکی سیستم کنترل فشار محفظه ها

$$M\ddot{y} = F_p - P_{atm} A_r - \beta \dot{y} - F_{cf} + F_{env} \quad (1)$$

$$F_p = P_1 A_1 - P_2 A_2$$

در رابطه (1)، γ موقعیت پیستون نسبت به وسط عملگر و M جرم کل اجزای متحرک شامل پیستون، میله پیستون و بار خارجی متصل به آن را نشان می دهد. F_p نیروی ایجاد شده توسط فشار محفظه ها (که از این پس نیروی محرک نامیده می شود)، P_1 ، P_2 ، A_1 و A_2 به ترتیب فشار و سطح مقطع محفظه های 1 و 2، P_{atm} فشار هوا، β ضریب اصطکاک ویسکوز، F_{cf} نیروی اصطکاک کولمب و F_{env} نیروی وارد شده از محیط بیرون به عملگر است.

2-2- دینامیک فشار هوای داخل محفظه ها

با این فرض که هوا گاز ایده آل بوده و نیز توزیع دما و فشار در داخل هر یک از محفظه ها یکنواخت است، معادله تغییرات فشار به صورت رابطه (2) است:

$$\dot{P}_{1,2} = \frac{\alpha R T}{V_{1,2}} \dot{m}_{1,2} - \frac{\alpha P_{1,2} \dot{V}_{1,2}}{V_{1,2}} \quad (2)$$

در رابطه (2)، $V_{1,2}$ حجم محفظه ها، $\dot{m}_{1,2}$ دبی جرمی ورودی/خروجی هر محفظه، T دمای هوا و R ثابت جهانی گازها است. α ضریبی است که مقدار آن بستگی به نوع فرآیند انتقال حرارت در حین تغییرات فشار داخل محفظه دارد و با توجه به این که در این جا این فرآیند به دلیل پیچیده کردن معادلات مدل نشده است و از طرفی فرآیند انتقال حرارت بین دو حالت هم دما و بی-دررو است، محدوده آن بین 1 (برای حالت فرآیند هم دما) و k (برای حالت فرآیند بی-دررو) در نظر گرفته می شود [13]. k نسبت گرمای ویژه سیال است که مقدار آن برای هوا 1/4 است. در الگوریتم کنترل فشار پارامتر α به عنوان عدم قطعیت مدل که بازه تغییرات آن $k-1$ است لحاظ می شود.

2-3- دینامیک جریان سیال داخل شیر

با توجه به تراکم پذیر بودن سیال، رژیم جریان در داخل شیر ممکن است به دو صورت خفه شده و خفه نشده باشد که بستگی به نسبت فشار پایین دست به فشار بالادست دارد. در رابطه (3) \dot{m}_v دبی جرمی گذرنده از شیر، C_f ضریب تخلیه شیر، A_v مساحت سطح مقطع روزنه آن و P_u و P_d به ترتیب فشار در بالادست و پایین دست روزنه است.

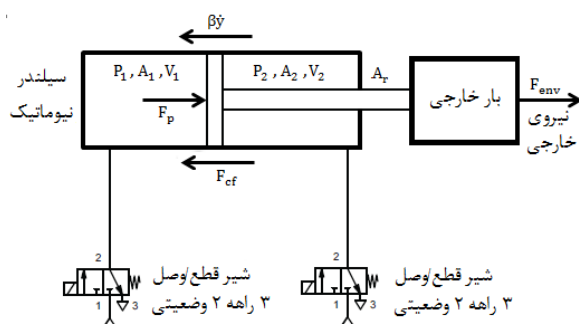
$$\dot{m}_v = C_f A_v \begin{cases} C_1 \frac{P_u}{\sqrt{T}} : \frac{P_d}{P_u} \leq P_{cr} \\ C_2 \frac{P_u}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}}} : \frac{P_d}{P_u} > P_{cr} \end{cases} \quad (3)$$

مقادیر C_1 ، C_2 و P_{cr} بستگی به نسبت گرمای ویژه سیال مورد نظر دارند:

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, P_{cr} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}}, C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}$$

3- استراتژی کنترل امیدانس

رفتار امیدانسی دلخواه به صورت معادله (4) قابل بیان است:



شکل 2 شماتیک سیستم نیوماتیک

بستگی دارد. میزان تغییرات پارامترهای دارای عدم قطعیت، مقدار وارد شدن اغتشاشات بیرونی، خطای اندازه‌گیری یا تخمین متغیرهای حالت و نیز شدت تغییرات در ورودی مرجع از عواملی هستند که می‌توانند سبب دور شدن از سطح لغزش شوند و عملگر را وادار به اعمال ورودی کنترلی مطابق روابط (۱۱)، (۱۲)، (۱۸) و (۲۰) کند. براساس این روابط میزان تلاش کنترلی به محدوده نامعینی‌ها روی توابع f و b (F و β)، سرعت تغییرات فشار مرجع (\dot{P}_d) و نیز مقدار پارامترهای λ و η که سرعت هم‌گرایی و زمان رسیدن به سطح لغزش را معین می‌کنند و نیز پارامتر که ضخامت لایه مرزی را مشخص کرده و در جلوگیری از پدیده نوسانات فرکانس بالا و مصرف بسیار زیاد توان موثر است بستگی دارد. در پیاده‌سازی الگوریتم کنترلی، برای پارامترهای λ و η ابتدا با توجه به توان عملگرها مقدار اولیه‌ای برای آن‌ها محاسبه شده است و سپس با روش سعی و خطا در طی انجام آزمایشات، مقدار آن‌ها اصلاح شده است. در مورد پارامتر نیز با روش سعی و خطا مقدار مناسب تعیین شده است. خاطر نشان می‌شود سعی و خطا در مورد انتخاب این سه پارامتر به صورت هم‌زمان انجام پذیرفته است.

۴-۲- الگوریتم تبدیل ورودی کنترلی به نسبت وظیفه شیرها

با توجه به این‌که شیرهای استفاده شده از نوع قطع/ وصل است، در این قسمت الگوریتمی ارائه می‌شود که بر اساس آن مقدار ورودی کنترلی محاسبه شده در بخش پیش به نسبت وظیفه شیرها تبدیل می‌شود. اگر زمان دوره وظیفه^۱ کل شیر را T_{pwm} ، تأخیر در باز و بسته شدن شیر پس از ارسال فرمان را به ترتیب $T_{d_{on}}$ و $T_{d_{off}}$ ، زمان باز و بسته بودن شیر در یک دوره وظیفه را به ترتیب T_{op} و T_{cl} و مدت زمان دادن فرمان پالس ۱ و پالس ۰ به شیر به ترتیب T_{p0} و T_{p1} نام‌گذاری شوند، روابط (۲۲) و (۲۳) بین این پارامترها وجود دارد:

$$T_{op} = T_{d_{off}} + (T_{p1} - T_{d_{on}}) \quad (22)$$

$$T_{cl} = T_{d_{on}} + (T_{p0} - T_{d_{off}}) \quad (23)$$

الگوریتم به این صورت است که در آغاز هر دوره وظیفه شیر (که در آزمایش‌های تجربی مقدار ۱۸ میلی‌ثانیه برای آن در نظر گرفته شده است)، مقادیر T_{p0} و T_{p1} باید تعیین شوند و در طول این دوره وظیفه به شیر اعمال شوند. برای این منظور با فرض این‌که در طول دوره فشارها تنها اندکی تغییر داشته باشند، ابتدا مقدار کل جرمی که در طول این مدت باید به جرم داخل محفظه افزوده یا از آن کاسته شود براساس رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود:

$$m_{des} = \dot{m}_{des} * T_{pwm} \quad (24)$$

که مقدار دبی جرمی تعیین شده توسط کنترلر است. از طرفی این جرم مجموع جرم‌های ورودی و خروجی از محفظه در طی این مدت است:

$$m \quad (25)$$

با توجه به روابط (۲۳)، (۲۴) و (۲۵)، مقدار T_{cl} و T_{op} قابل محاسبه است:

$$T_{op} = \frac{m_{des} + \dot{m}_{out} * T_{pwm}}{\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out}} \quad (26)$$

$$T_{cl} = T_{pwm} - T_{op} \quad (26)$$

مقادیر \dot{m}_{in} و \dot{m}_{out} نیز با توجه به مقدار فشار بالادست و پایین دست در آغاز دوره وظیفه مربوطه و مطابق رابطه (۳) محاسبه می‌شوند. در نهایت مقادیر T_{p0} و T_{p1} به عنوان خروجی این قسمت از الگوریتم کنترلی با توجه به رابطه (۲۲) محاسبه می‌شوند:

$$T_{p1} = T_{op} + T_{d_{on}} - T_{d_{off}} \quad (27)$$

$$T_{p0} = T_{cl} - T_{d_{on}} + T_{d_{off}} \quad (27)$$

1- Duty cycle

$$\dot{P} = f(\vec{X}) + b(\vec{X})u \quad (9)$$

که $f(\vec{X}) = -\frac{\alpha P \dot{V}}{V}$ و $b(\vec{X}) = \frac{\alpha RT}{V}$ است. به دلیل عدم قطعیت روی مقدار دقیق پارامتر α ، این دو تابع نیز دارای عدم قطعیت ولی با محدوده مشخص است. $u = \dot{m}$ نیز ورودی کنترلی هر محفظه است که مقدار آن در هر لحظه باید توسط قانون کنترلی تعیین شود. با انتخاب سطح لغزش انتگرالی براساس رابطه (۱۰):

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) \left(\int_0^t \bar{P} dt \right) \quad (10)$$

که در آن $\bar{P} = P - P_d$ خطای تعقیب و λ پارامتر ثابت مثبت و مرتبط با سرعت هم‌گرایی است، مسئله تعقیب فشار به مسئله باقی ماندن روی سطح لغزش متغیر با زمان s یا اطراف آن تبدیل می‌شود. قانون کنترلی در آغاز به صورت روابط (۱۱) و (۱۲) انتخاب می‌شود [۲۵]:

$$u = \frac{1}{b} (\hat{u} - K \text{sgn}(s)) \quad (11)$$

$$\hat{u} = -\hat{f} + \dot{P}_d - \lambda \bar{P} \quad (12)$$

در روابط (۱۱) و (۱۲)، \hat{f} تخمین تابع f است به طوری که محدوده خطای تخمین با تابع $F = F(P, V, \dot{V})$ به صورت رابطه (۱۳) نشان داده می‌شود:

$$|\hat{f} - f| \leq F \quad (13)$$

\hat{b} نیز میانگین هندسی مقدار کمینه و بیشینه تابع $b(\vec{X})$ با توجه به بازه تغییرات پارامتر α است.

$$\hat{b} = (b_{\max} b_{\min})^{1/2} \quad (14)$$

با توجه به بازه تغییرات α ، توابع F و \hat{b} برابر خواهند بود با:

$$F = 0.2 \left| \frac{P \dot{V}}{V} \right| \quad (15)$$

$$\hat{b} = \sqrt{1.4} \frac{RT}{V} \quad (16)$$

ضریب K نیز در رابطه (۱۱) یک ضریب متغیر است و گونه‌ای انتخاب می‌شود که پایداری سیستم کنترلی در خارج از سطح لغزش با در نظر گرفتن تابع s^2 به عنوان تابع لیاپانوف مطابق رابطه (۱۷) تضمین شود:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \geq -\eta |s| \quad (17)$$

در رابطه (۱۷) ضریب η یک عدد مثبت انتخاب می‌شود که مقدار آن روی تلاش کنترلی و زمان رسیدن به سطح لغزش موثر است. با انتخاب مقدار K به طوری که شرط مطابق رابطه (۱۸) را ارضا نماید:

$$k \geq \beta(F + \eta) + (\beta - 1)|\hat{u}| \quad (18)$$

رابطه (۱۷) برقرار می‌شود. مقدار پارامتر β نیز مطابق رابطه (۱۹) است:

$$\beta = \left(b_{\max} / b_{\min} \right)^{1/2} \quad (19)$$

در مرحله بعد برای جلوگیری از نوسانات فرکانس بالا در نزدیکی سطح لغزش که به دلیل ناپیوسته بودن قانون کنترلی ایجاد، قانون کنترلی به صورت رابطه (۲۰) اصلاح می‌شود:

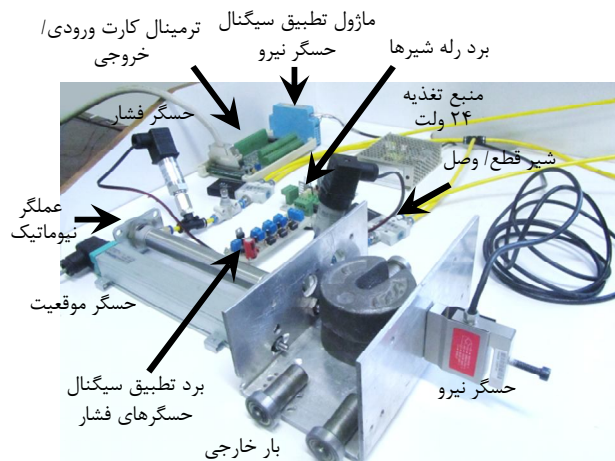
$$u = \frac{1}{b} (\hat{u} - K \text{sat}(s/)) \quad (20)$$

که تابع $\text{sat}(s/)$ به صورت رابطه (۲۱) تعریف می‌شود:

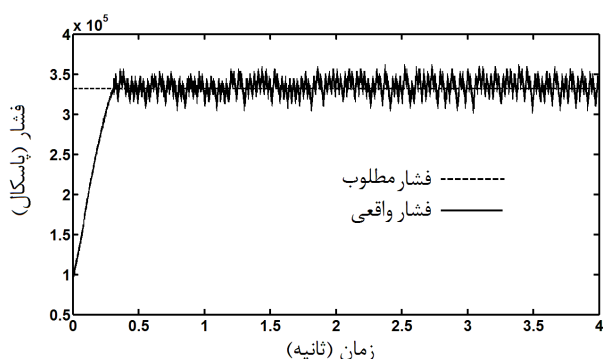
$$\text{sat}(s/) = \begin{cases} 1 & : s/ > 1 \\ s/ & : -1 < s/ < 1 \\ -1 & : s/ < -1 \end{cases} \quad (21)$$

پارامتر ضخامت لایه مرزی اطراف سطح لغزش است. با این انتخاب، قانون کنترلی در نزدیک سطح لغزش به صورت پیوسته می‌شود. در این‌جا مقدار ضخامت لایه مرزی بر روی دقت کنترلی و میزان نوسانات فرکانس بالا موثر است. مقدار بزرگی ورودی کنترلی در هر لحظه در الگوریتم مد لغزشی به میزان دور بودن از سطح لغزش و مدت زمان مورد انتظار برای رسیدن به آن

۵- معرفی مجموعه آزمایشگاهی



شکل ۴ تصویر مجموعه آزمایشگاهی

شکل ۵ تعقیب فشار مرجع در حالتی که از تابع $\text{sgn}(s)$ در الگوریتم کنترلی مد لغزشی استفاده شده است

همچنین نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهند که فرکانس قابل تعقیب علاوه بر دامنه مقداری به میانگین تابع سینوسی مرجع نیز بستگی دارد.

۶-۲- بررسی قابلیت سیستم در ارائه مقادیر مختلف پارامترهای امپدانس

در این آزمایش‌ها جرم قسمت متحرک به واسطه وزنه‌هایی که روی گاری قرار داده می‌شوند ۴/۵ کیلوگرم بوده و همچنین نیروهای اصطکاکی در هر آزمایش به صورت تجربی تخمین زده شده و در الگوریتم کنترلی جبران‌سازی می‌شوند. در آزمایش‌های این بخش هدف اول بررسی عملکرد الگوریتم کنترلی امپدانس ارائه شده بوده و هدف دوم بررسی محدوده قابل دستیابی برای پارامترهای امپدانس است.

بدین منظور نتایج آزمایش‌ها در چند مقدار مختلف از پارامترهای اینرسی، میرایی و سفتی هدف براساس شکل‌های ۱۱- ۲۱ ارائه شده است.

جدول ۱ مشخصات اجزای مجموعه آزمایشگاهی

مشخصات فنی	شرکت سازنده - شماره مشخصه	نوع قطعه
قطر داخلی ۲۵ میلی‌متر، قطر میله ۱۰ میلی‌متر و طول کورس ۱۴۰ میلی‌متر	فستو DSNU-25-140-P-A	سیلندر- پیستون خطی
طول حرکتی ۱۷۵ میلی‌متر و میزان غیرخطی بودن کمتر از ۰/۰۵٪	جفران LT-M-0175-S	پتانسیومتر خطی
از نوع سه راهه- دو وضعیتی با به ترتیب ۲/۳ و ۳ میلی‌ثانیه زمان تاخیر در باز و بسته شدن، قطر روزنه: ۳ میلی‌متر	فستو MHE3-MS1H-3/2G	شیر قطع/ وصل پاسخ سریع
محدوده کاری ۰ تا ۱۰ بار، دقت ۰/۱ درصد کل محدوده کاری	بی دی 26.600-1002-1-100	حسگر فشار
S شکل- محدوده ± 50 کیلوگرم نیرو و میزان غیرخطی بودن بیشینه ۰/۰۳٪	بونگ شین DBBP-50	حسگر نیرو
فرکانس نمونه برداری ۲/۴ کیلوهرتز قابلیت تنظیم ولتاژ تحریک و کاهش نویز حسگر نیرو	ادونتک ADAM-3016	ماژول تطبیق سیگنال حسگر نیرو
مبدل آنالوگ/ دیجیتال ۱۲ بیتی، فرکانس نمونه برداری ۱۰۰ کیلوهرتز	ادونتک PCI-1710HG	کارت اکتساب داده‌ها

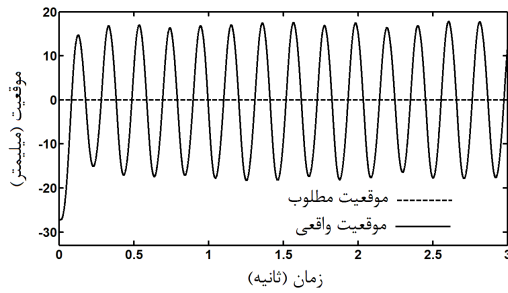
مجموعه آزمایشگاهی شامل یک سیلندر- پیستون خطی، یک پتانسیومتر خطی برای اندازه‌گیری موقعیت، دو شیر قطع/ وصل پاسخ سریع به همراه برد الکترونیکی تقویت سیگنال برای تحریک آن‌ها، دو حسگر فشار جهت اندازه‌گیری فشار محفظه‌ها به همراه برد الکترونیکی برای تطبیق سیگنال آن‌ها، اوریفیس قابل تنظیم برای کنترل دبی بیشینه و میرا کردن نوسانات جریان سیال، حسگر نیرو و ماژول مربوط به تطبیق سیگنال آن، کارت اکتساب داده‌ها جهت تبادل سیگنال‌ها بین رایانه از یک طرف و حسگرها و عملگرها از طرف دیگر، رایانه جهت پیاده‌سازی الگوریتم کنترلی، رگولاتور فشار به همراه واحد مراقبت هوای فشرده، کمپرسور و بار خارجی متصل به میله پیستون به همراه چند وزنه است. تصویر مجموعه در شکل ۴ و مشخصات اجزا در جدول ۱ قابل مشاهده است. در همه آزمایش‌ها فشار تغذیه برابر با ۶ بار نسبی تنظیم می‌شود. گام زمانی نمونه‌برداری از حسگرهای فشار و موقعیت، همچنین گام زمانی انجام محاسبات نرم‌افزاری و فرمان دادن به شیرها ۰/۲ میلی‌ثانیه و گام زمانی نمونه‌برداری از حسگر نیرو ۰/۶ میلی‌ثانیه است.

۶-۱- آزمایش‌های تعقیب فشار

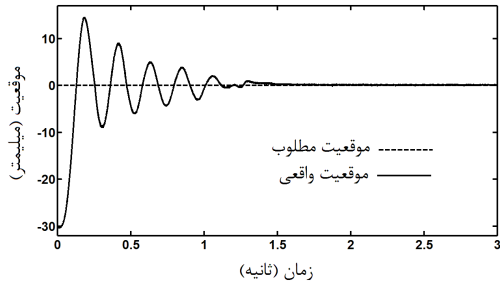
نخست برای بررسی عملکرد سیستم کنترل فشار، نتایج آزمایش‌های تعقیب فشار ارائه می‌شود. برای مقایسه عملکرد قوانین کنترلی ارائه شده در روابط (۱۱) و (۲۰)، تعقیب فشار با این قوانین کنترلی انجام شده و نتایج در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که در حالت استفاده از تابع $\text{sgn}(s)$ در قانون کنترلی، نوسانات خروجی با فرکانس بالا در اطراف مقدار مرجع اتفاق می‌افتد که خود منجر به مصرف توان بسیار بالا می‌شود. ولی استفاده از تابع $\text{sat}(s)$ به جای آن در قانون کنترلی، منجر به ایجاد تغییرات ملایم در اطراف سطح لغزش می‌شود و براساس شکل ۶ تعقیب نیز به خوبی انجام می‌گیرد.

در آزمایش بعدی، هدف تعقیب ورودی مرجع سینوسی با فرکانس‌ها و دامنه‌های متفاوت است. براساس شکل ۷ تابع سینوسی با فرکانس ۱ هرتز، میانگین فشار ۴ بار و دامنه فشار ۲ بار به خوبی تعقیب می‌شود. با افزایش فرکانس و حفظ مقدار میانگین و دامنه فشار مرجع، قابلیت تعقیب کاهش یافته و در حدود فرکانس ۱/۲ هرتز مقدار خطا در تعقیب قابل ملاحظه می‌شود (شکل‌های ۸ و ۹).

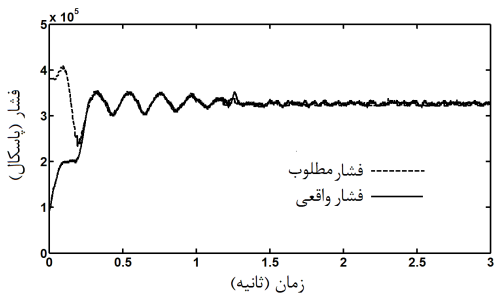
در شکل ۱۰ تعقیب فشار در همین فرکانس و میانگین فشار ۴ بار ولی دامنه فشار ۱ بار انجام شده و ملاحظه می‌شود تعقیب بدون خطا انجام شده است.



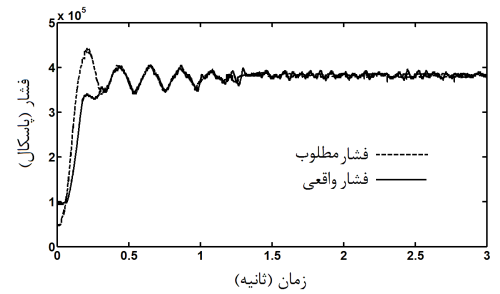
شکل ۱۱ تعقیب موقعیت در سیستم تحت کنترل امپدانس در فضای آزاد با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف صفر و اینرسی هدف ۴/۵ کیلوگرم



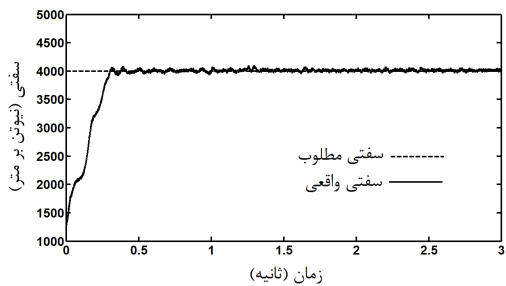
شکل ۱۲ تعقیب موقعیت در سیستم تحت کنترل امپدانس در فضای آزاد با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۴/۵ کیلوگرم



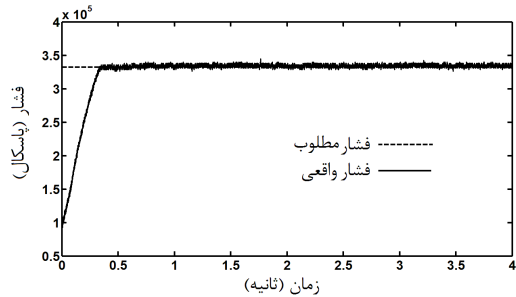
شکل ۱۳ تعقیب فشار در محفظه ۱ در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۴/۵ کیلوگرم



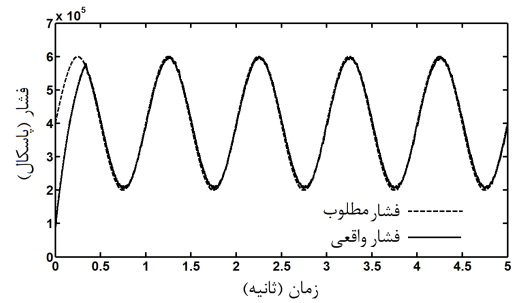
شکل ۱۴ تعقیب فشار در محفظه ۲ در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۴/۵ کیلوگرم



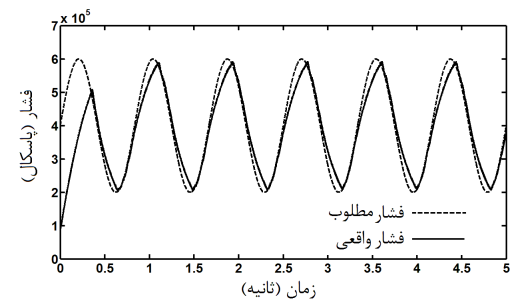
شکل ۱۵ تعقیب سفتی در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۴/۵ کیلوگرم



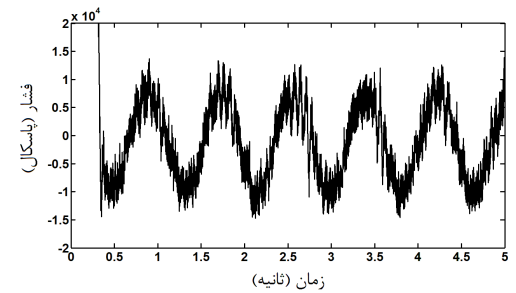
شکل ۶ تعقیب فشار مرجع در حالتی که از تابع $\text{sat}(\frac{s}{\theta})$ در الگوریتم کنترلی مد لغزشی استفاده شده است



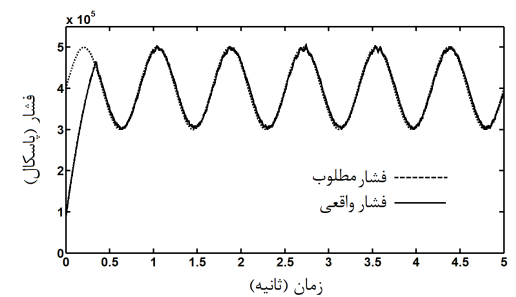
شکل ۷ تعقیب فشار با ورودی مرجع سینوسی در فرکانس ۱ هرتز، میانگین فشار ۴ بار و دامنه فشار ۲ بار



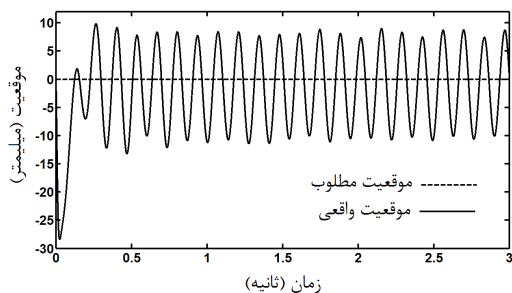
شکل ۸ تعقیب فشار مرجع سینوسی در فرکانس ۱/۲ هرتز، میانگین فشار ۴ بار و دامنه فشار ۲ بار



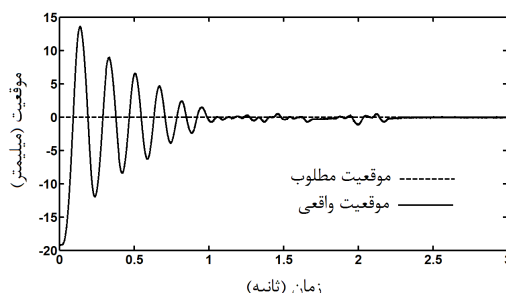
شکل ۹ خطا در تعقیب فشار



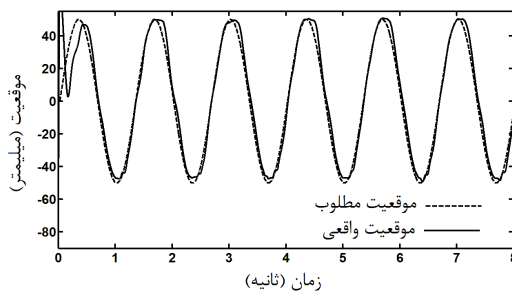
شکل ۱۰ تعقیب فشار مرجع سینوسی در فرکانس ۱/۲ هرتز، میانگین فشار ۴ بار و دامنه فشار ۱ بار



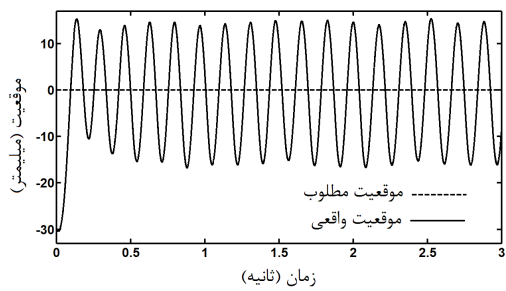
شکل ۱۶ تعقیب موقعیت در سیستم تحت کنترل امپدانس در فضای آزاد با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۳ کیلوگرم



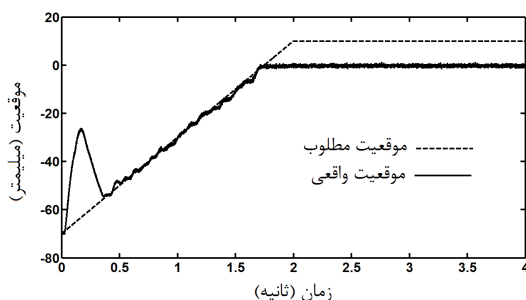
شکل ۱۷ تعقیب موقعیت در سیستم تحت کنترل امپدانس در فضای آزاد با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم



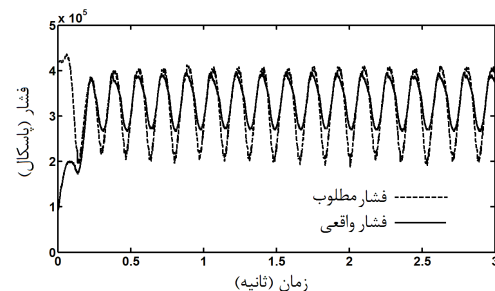
شکل ۱۸ تعقیب فشار در محفظه ۱ در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم



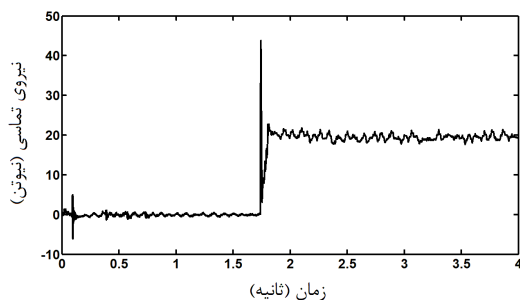
شکل ۱۹ تعقیب فشار در محفظه ۲ در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم



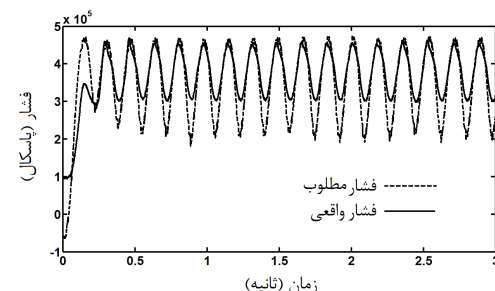
شکل ۲۰ تعقیب مسیر شیب در حالتی که سیستم تحت کنترل امپدانس است



شکل ۲۱ تعقیب مسیر شیب در حالتی که سیستم تحت کنترل امپدانس است

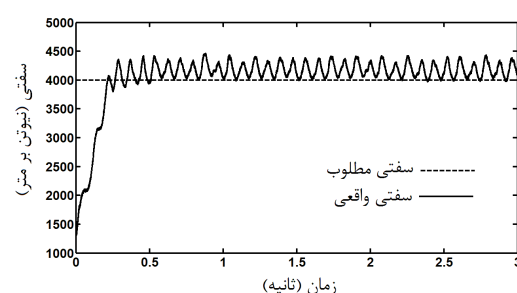


شکل ۲۲ تعقیب مسیر شیب در حالتی که سیستم تحت کنترل امپدانس است



شکل ۲۳ تعقیب فشار در محفظه ۲ در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم

۳-۶- آزمایش‌های تعقیب مسیر و برخورد
در این مجموعه آزمایش‌ها هدف بررسی قابلیت تعقیب مسیر عملگر نیوماتیک تحت کنترل امپدانس در فضای آزاد و نیز بررسی نیروهای ایجاد شده در برخورد با یک مانع کاملاً سفت است. در شکل ۲۲ عملکرد سیستم در تعقیب یک مسیر سینوسی ملاحظه می‌شود. در آزمایش بعدی هدف این است که پیستون از انتهای سمت چپ مبدا حرکت کرده و با سرعت ثابت ۴۰ میلی‌متر بر ثانیه به موقعیت ثابت ۱۰ میلی‌متری سمت راست مبدا برود که ناگهان در موقعیت صفر (مبدا) به مانعی کاملاً سفت برخورد می‌کند. در شکل ۲۳ تعقیب مسیر و در شکل ۲۴ نیروی ایجاد شده در اثر این برخورد نشان داده شده است.



شکل ۲۴ تعقیب سفتی در سیستم تحت کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم

$$\begin{aligned}
 m_{\text{imp}}(\ddot{y} - \ddot{y}_d) + b_{\text{imp}}(\dot{y} - \dot{y}_d) + k_{\text{imp}}(y - y_d) \\
 = \frac{m_{\text{imp}}}{M}(F_{\text{env}} - \hat{F}_{\text{env}}) \\
 - \frac{m_{\text{imp}}}{M}((\beta - \hat{\beta})\dot{y} + (F_{\text{cf}} - \hat{F}_{\text{cf}})) \\
 + \frac{m_{\text{imp}}}{M}(\bar{P}_1 A_1 - \bar{P}_2 A_2) \quad (30)
 \end{aligned}$$

با توجه به رابطه (۳۰)، شرط داشتن رفتاری مطابق رابطه (۴) اندازه‌گیری مناسب نیروی خارجی، تخمین و جبران‌سازی قابل قبول اثرات اصطکاکی و تعقیب بدون خطای فشار مطلوب است. در این مقاله اثر عامل سوم مورد بررسی قرار می‌گیرد. به‌این‌منظور در این بخش نتایج آزمایش‌هایی که در آن‌ها نیروی خارجی وجود ندارد (حرکت سیستم در فضای آزاد) مورد توجه قرار می‌گیرد. همچنین با توجه به این‌که در آغاز هر آزمایش مقدار نیروی اصطکاک با استفاده از آزمایش‌های زیاد در شرایط مورد نظر به‌صورت تجربی تخمین زده می‌شود، مقدار اثر مربوط به خطای تخمین اصطکاک بسیار کم فرض می‌شود. با در نظر گرفتن این شرایط رابطه (۳۰) به صورت رابطه (۳۱) قابل بازنویسی است:

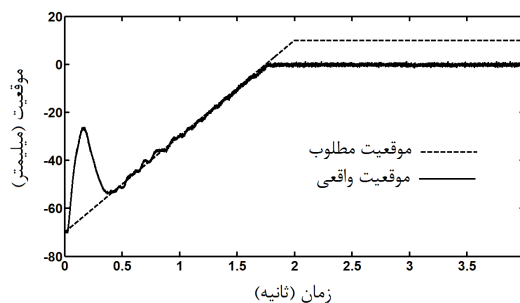
$$\begin{aligned}
 m_{\text{imp}}(\ddot{y} - \ddot{y}_d) + b_{\text{imp}}(\dot{y} - \dot{y}_d) + k_{\text{imp}}(y - y_d) = \\
 \frac{m_{\text{imp}}}{M}(A_1 \bar{P}_1 - A_2 \bar{P}_2) + F_{\varepsilon} \quad (31)
 \end{aligned}$$

که F_{ε} اثر مربوط به خطای تخمین اصطکاک است و کوچک فرض می‌شود. باقی عبارات سمت دوم تساوی که برای سیستم جرم-فنر-دمپر مورد نظر مانند نیروی تحریک خارجی عمل می‌کند از این پس نیروی تحریک‌کننده نامیده می‌شود. در صورتی که فشارها بدون خطا کنترل شوند، مقدار این نیرو برابر صفر خواهد بود و در صورت مثبت بودن میرایی هدف، اختلاف بین موقعیت واقعی و موقعیت مطلوب به سمت صفر میل می‌کند. در شکل ۲۷ نمودار این نیروی تحریک بر حسب زمان برای آزمایشی که نتایج تعقیب مسیر، فشار و سفتی آن در شکل‌های ۱۷-۲۰ ارائه شده‌اند، رسم شده است. ملاحظه می‌شود نیروی متناوبی با فرکانس برابر با فرکانس تغییرات فشار و دامنه حدود ۲۱ نیوتن ایجاد شده است و سبب نوسانات ماندگار سیستم می‌شود.

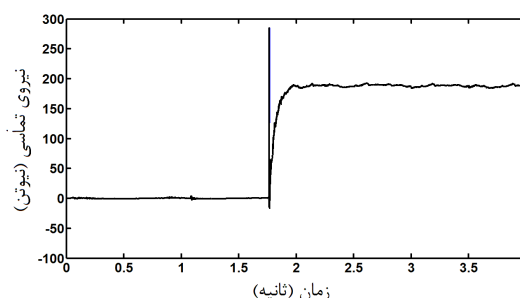
۸- بحث و نتیجه‌گیری

تعقیب فشار: با مقایسه شکل‌های ۵ و ۶ ملاحظه می‌شود که با در نظر گرفتن لایه مرزی اطراف سطح لغزش و اصلاح قانون کنترلی مطابق رابطه (۲۰)، می‌توان به تعقیب ورودی مرجع بدون ایجاد پدیده چترینگ در اطراف سطح لغزش پرداخت که نتیجه آن کاهش مصرف انرژی و نیز عملکرد آرام‌تر سیستم نیوماتیک است. نکته قابل توجه این است که با توجه به مشخصات شیر و فشار تغذیه، مقدار حداکثر دبی جرمی قابل اعمال مطابق رابطه (۳) بنابراین اگر مقدار دبی جرمی مطلوب برای برگشتن بر سطح لغزش توسط قانون کنترلی بیش از این مقدار تعیین شود، عملگر توانایی اعمال آن را ندارد که این امر منجر به عدم توانایی در تعقیب فشار و محدود شدن امپدانس قابل ارائه می‌شود. همچنین براساس آزمایش‌های انجام گرفته در تعقیب فشار (شکل‌های ۷-۱۰)، مشخص شده است که محدوده فرکانس قابل تعقیب فشار مرجع، بستگی به دامنه و میانگین تابع سینوسی مرجع نیز دارد. این امر در محدوده سفتی قابل دستیابی در عملگر نیوماتیک موثر بوده و در نتیجه در اینرسی قابل دستیابی نیز موثر است.

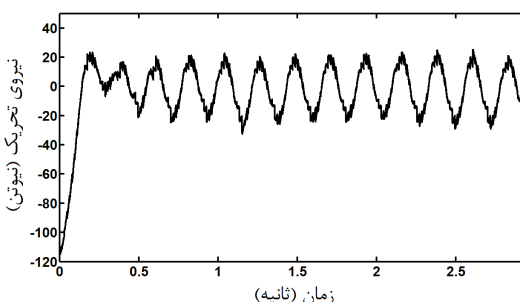
قابلیت سیستم در ارائه مقادیر مختلف پارامترهای امپدانس: با توجه به آزمایش‌های تجربی بخش ۶-۲ و تحلیل ارائه شده در بخش ۷، نتیجه گرفته می‌شود که محدوده اینرسی قابل ارائه توسط عملگر نیوماتیک تحت کنترل امپدانس، محدود است. با توجه به شکل‌های ۱۲ و ۱۶ ملاحظه



شکل ۲۵ تعقیب مسیر شیب در حالتی که سیستم تحت کنترل موقعیت است



شکل ۲۶ نیروی برخورد در حالتی که سیستم تحت کنترل موقعیت است



شکل ۲۷ نیروی تحریک بر حسب زمان در کنترل امپدانس با سفتی هدف ۴۰۰۰ نیوتن بر متر، میرایی هدف ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر و اینرسی هدف ۱/۸ کیلوگرم برابر با 5 (gr/s) است

برای مقایسه، همین آزمایش برای حالتی که سیستم تحت کنترل موقعیت (به‌جای کنترل امپدانس) قرار می‌گیرد انجام شده است. در کنترل موقعیت از یک کنترل‌کننده تناسبی-انترگالی-مشتقی^۱ و الگوریتم ارائه شده در بخش ۴-۲ برای تعیین نسبت وظیفه شیرها استفاده شده است. نتایج این آزمایش در شکل‌های ۲۵ و ۲۶ ملاحظه می‌شود.

۷- بررسی عوامل موثر بر کیفیت و محدوده امپدانس قابل ارائه

برای بررسی اثرات مربوط به عدم تخمین صحیح نیروهای اصطکاک، نقایص اندازه‌گیری و محدودیت‌های تعقیب فشار مطلوب بر کیفیت و محدوده امپدانس قابل ارائه، در این بخش فرمول‌بندی جدیدی بر اساس معادلات بالا ارائه می‌شود. با اضافه و کم نکردن عبارات $P_{1d}A_1$ و $P_{2d}A_2$ به معادله (۱) و با تعریف خطای تعقیب فشار مطابق رابطه (۲۸):

$$\begin{aligned}
 \bar{P}_1 &= P_1 - P_{1d} \\
 \bar{P}_2 &= P_2 - P_{2d} \quad (28)
 \end{aligned}$$

رابطه (۲۹) به‌دست می‌آید:

$$M\ddot{y} = F_{\text{env}} - P_{\text{atm}}A_r - \beta\dot{y} - F_{\text{cf}} + (P_{1d}A_1 - P_{2d}A_2) + (\bar{P}_1A_1 - \bar{P}_2A_2) \quad (29)$$

با اعمال رابطه (۷) و سپس رابطه (۵) در رابطه (۲۹)، معادله (۳۰) حاصل می‌شود:

- [7] N. Hogan, On the Stability of Manipulators Performing Contact Tasks, *IEEE Journal of Robotics and Automation*, Vol. 4, No. 6, pp. 677-686, 1988.
- [8] J. E. Colgate, N. Hogan, Robust Control of Dynamically Interacting Systems, *International Journal of Control*, Vol. 48, No. 1, pp. 65-88, 1988.
- [9] J. E. Colgate, N. Hogan, An Analysis of Contact Instability in terms of Passive Physical Equivalents, *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 1, pp. 404-409, 1989.
- [10] S. P. Buerger, *Stable, High-Force, Low-Impedance Robotic Actuators for Human-Interactive Machines*, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- [11] E. T. Wolbrecht, D. J. Reinkensmeyer, J. E. Bobrow, Pneumatic Control of Robots for Rehabilitation, *International Journal of Robotics Research*, Vol. 29, No. 1, pp. 23-38, 2010.
- [12] R. B. Van Varseveld, G. M. Bone, Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 2, No. 3, pp. 195-204, 1997.
- [13] E. Richer, Y. Hurmuzlu, A High Performance Pneumatic Force Actuator System, Part 1, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 122, No. 3, pp. 416-435, 2000.
- [14] J. F. Carneiro, G. D. Almeida, A Neural Network Based Nonlinear Model of a Servopneumatic System, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 134, 024502, 2012.
- [15] S. R. Pandian, F. Takemura, Y. Hayakawa, S. Kawamura, Pressure Observer-Controller Design for Pneumatic Cylinder Actuators, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 7, No. 4, pp. 490-499, 2002.
- [16] Z. Rao, G. M. Bone, Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic Actuators, *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 6, No. 3, pp. 562-569, 2008.
- [17] B. Hejrati, F. Najafi, Accurate Pressure Control of a Pneumatic Actuator with a Novel Pulse Width Modulation-Sliding Mode Controller Using a Fast Switching On/Off Valve, *Proceedings of the IMechE, Journal of System and Control Engineering*, Vol. 227, No. 2, pp. 230-242, 2012.
- [18] M. Q. Le, Force Tracking of Pneumatic Servo Systems using on/off Solenoid Valves based on a Greedy Control Scheme, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 133, No. 5, 054505, 2011.
- [19] H. Langjord, G. O. Kaasa, t. A. Johansen, Adaptive Nonlinear Observer for Electropneumatic Clutch Actuator with Position Sensor, *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 20, No. 4, pp. 1033-1040, 2012.
- [20] R. Richardson, M. Brown, B. Bhaktac, M. Levesley, Impedance Control for a Pneumatic Robot-based around Pole-placement, Joint Space Controllers, *Journal of Control Engineering Practice*, Vol. 13, No. 3, pp. 291-303, 2005.
- [21] Y. Zhu, E. Barth, Passivity-Based Impact and Force Control of a Pneumatic Actuator, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 130, No. 2, 024501, 2008.
- [22] X. Shen, M. Goldfarb, On the Enhanced Passivity of Pneumatically Actuated Impedance-Type Haptic Interfaces, *IEEE Transactions on Robotics*, Vol. 22, No. 3, pp. 470-480, 2006.
- [23] X. Shen, M. Goldfarb, Simultaneous Force and Stiffness Control of a Pneumatic Actuator, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 129, No. 4, pp. 425-434, 2007.
- [24] Y. Zhu, E. Barth, Impedance Control of a Pneumatic Actuator for Contact Tasks, *Proceedings of IEEE Conference on Robotics and Automation*, pp. 987-992, 2005.
- [25] J. J. Slotine, W. Li, *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.

می‌شود سیستم در ارائه اینرسی‌های نزدیک به اینرسی ذاتی سیستم عملکرد موفقی دارد ولی با کاهش اینرسی هدف، سیستم قادر به ارائه آن نیست. برای نمونه با توجه به شکل ۱۷ ملاحظه می‌شود دستیابی به اینرسی هدف کمتر از ۱/۸ کیلوگرم با سفتی و میرایی به ترتیب ۴۰۰۰ نیوتن بر متر و ۳۰ نیوتن ثانیه بر متر به دلیل ایجاد نوسانات ماندگار امکان‌پذیر نیست. با مقایسه این اینرسی با اینرسی ذاتی مجموعه که ۴/۵ کیلوگرم است، عدد ۰/۴ برای نسبت اینرسی قابل ارائه به اینرسی ذاتی به دست می‌آید. البته این نسبت با تغییر پارامترهای میرایی و سفتی هدف می‌تواند تغییر کند. همچنین نشان داده شد که عدم تطبیق فشار واقعی و فشار تعیین شده توسط الگوریتم کنترل امپدانس (شکل‌های ۱۸ و ۱۹) موجب این می‌شود که نیروی حاصل از فشارها منطبق بر نیروی مورد نیاز برای ایجاد رفتار امپدانس مورد نظر نباشد و این اختلاف نیرو در سیستم تحت کنترل مانند یک نیروی تحریک خارجی نامطلوب عمل کرده که سبب عدم دستیابی به رفتار امپدانس مورد نظر می‌شود. همچنین فرکانس این نیرو با فرکانس تغییرات فشار برابر بوده و سبب ایجاد نوسانات پایدار در حرکت مجموعه متحرک عملگر نیوماتیک می‌شود. با کاهش اینرسی هدف فرکانس این نوسانات بیشتر می‌شود (شکل ۲۱).

تعقیب مسیر و برخورد: در بخش ۳-۶ عملکرد سیستم تحت کنترل امپدانس در تعقیب مسیر در فضای آزاد و نیز در برخورد با یک جسم کاملاً سفت مورد بررسی قرار گرفت. آزمایش‌ها نشان می‌دهند که اگر پارامترهای امپدانس در محدوده پایدار خود انتخاب شوند، تعقیب مسیر به خوبی انجام خواهد شد، درحالی‌که عملکرد سیستم در برخورد ناگهانی با یک مانع بسیار بهتر از حالتی است که سیستم صرفاً تحت کنترل موقعیت است و مقدار نیروی برخورد در دو حالت کنترلی اشاره شده مبین این موضوع است.

۷- مراجع

- [1] S. Drake, *Using Compliance in Lieu of Sensory Feedback for Automatic Assembly*, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 1977.
- [2] J. K. Salisbury, Active Stiffness Control of a Manipulator in Cartesian Coordinates, *Proceedings of 19th IEEE Conference on Decision and Control*, Vol. 19, No. 1, pp. 95-100, 1980.
- [3] N. Hogan, Impedance Control: an Approach to Manipulation, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 107, No. 1, pp. 1-24, 1985.
- [4] D. A. Lawrence, Stability and Transparency in Bilateral Teleoperation, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 9, No. 5, pp. 624-637, 1993.
- [5] J. E. Colgate, Stanley M. C., Brown J. M., Issues in the Haptic Display of Tool Use, *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Vol. 3, pp. 140-145, 1995.
- [6] P. G. Griffiths, *Design and Analysis of Haptic Interface and Teleoperator Feedback Systems*, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, University of Michigan, Ann Arbor, 2008.