

TÖK 2012



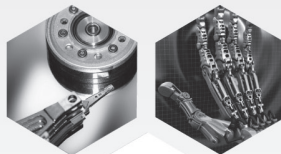
OTOMATİK KONTROL ULUSAL TOPLANTISI BİLDİRİLER KİTABI

Cilt 2



Editörler

**Murat BARUT
Engin YEŞİL**



**11-13
Ekim
2012**

Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı

Niğde

11-13 Ekim, 2012

1. Baskı
Ekim, 2012 / İSTANBUL
ISBN 978-605-86655-0-7



Meşrutiyet Cad. Kiblelizade Sk. Tepe Han No:1 Kat: 2 D:7
34440 Beyoğlu, İstanbul
Tel: 0212 292 01 89
e-mail: info@eksenmedyagrup.com

Esnek Uzunlu Manipülatörlerin Artık Titreşiminin Yok Edilmesinde Girdi Şekillendirme Yönteminin Kullanılması

Ünal Hayta ve Sadettin Kapucu

Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Bölümü

Gaziantep Üniversitesi

hayta@gantep.edu.tr; kapucu@gantep.edu.tr

Özetçe

Bu çalışmada önceden belirlenmiş bir girdi sonrasında esnek bir uzunlu artık titreşiminin açık çevrim kontrol ile giderilmesi konusu çalışılmıştır. Çalışmanın amacı basit ve sistemli bir şekilde hareket profili ayarlaması yapılarak yüksek hız operasyonlarında oluşacak artık titreşimleri engellemektir. Dört parçalı bir ivme profili önerilmiştir. Bu profilin her parçası rampa-sikloid-rampa versine içermekte ve hareket süreleri toplam zamanın dörtte biri ile sınırlandırılmıştır. Önerilen girdi komutunun uygulanabilirliği bir elastik bir uzunlu artık titreşimini engelleme ya da azaltmadaki verimliliği doğrulanmıştır.

1. Giriş

Hafif elemanlar içeren esnek bir sistemin denetimi, hızlı yanıt gerektiren sistemlerde, sistemin titreşime olan eğiliminden dolayı daha zordur. Esnek manipülatörlerin titreşim sönümlemesi büyük bir problemdir. Literatürde esnek uzunlu sistemlerin açık çevrim kontrolü için birçok teknik önerilmiştir. Öyle ki birçok yeni yaklaşım halen bu probleme uygulanmaktadır. Mohamed ve Tokhi [1], tınlama modlarında titreşim seviyesi azaltma, hızlı cevap verme, gürbüzlük ve hesaplama karışıklığı için girdi şekillendirme ile alçak geçiren ve bant söndüren filtrelenmiş girdi tekniklerini önermiş ve karşılaştırmıştır. Cuccio et al. [2] bir noktadan bir noktaya hareket eden esnek uzunlu sistemlerin artık titreşimlerini azaltmak için eşit zaman aralıklarında belirli sayıda ivme basamakları olan önceden şekillendirilmiş girdi tekniğini çalışmıştır. Daha pürüzsüz bir yörünge oluşturmak için basamak sayıları arttırılmıştır. Aspinwall [3] harmonik sinüs serileri içeren tork yörüngesi oluşturmak için girdi şekillendirme metodunu kullanmıştır. Meckl ve Seering [4] rampa sinüsoid yada versine fonksiyonu içeren girdi kuvvet fonksiyonları oluşturmuştur. Bu yaklaşımda şablon fonksiyonların ayarlamasını

yapmak için katsayılarla harmonikler eklenerek sonuç fonksiyonunun enerjisi azaltılmıştır. K. Alnefaie et al. [5] dönen bir esnek uzunlu artık titreşimini en aza indirmek için uygun artış zamanı sahip üçgen hız profilini düşünmüştür. Artık titreşim genlikleri artış zamanı, uzunlu titreşim periyodunun katlarına bağlıdır.

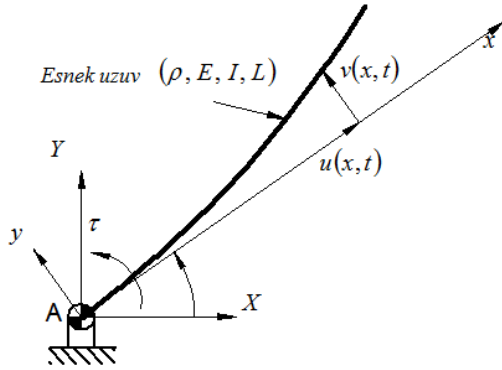
Shina ve Brennan [6] öteleme ve dönüş hareketi yapan Euler-Bernoulli kirişinin artık titreşiminin kontrolü için iki farklı ivme ayarlama metodunu geçici sistem ayarı tabanında analiz etmişlerdir. Sonuçta önerdikleri yöntemler ile girdi şekillendirme yöntemleri elde edilmiştir. Sözü edilen yöntemler K. Alnefaie et al [5] nin çalışmasında olduğu gibi uygun hareket zamanı seçimi gerektirmektedir. T. Önsay, A. Akay [7] time en uygun hareketini üreten çoklu seçim bang-bang fonksiyonunu önermişlerdir. Sistemin dinamik modeline göre doğru seçim zamanları seçilmelidir. İyi bilinen komut oluşturma teknikleri belli sayıda impuls filtreleri ile istenilen yörüngenin filtrelenmesi ile komut referansı oluşturulmuştur ki bunlar istenilen yörüngenin impuls serileri ile evriştirmek edilmesinden elde edilmiştir [8]. Bu yöntemle birinci ya da en büyük problem ise sistem belirsizlikleridir. Bu problem daha fazla impuls sinyali kullanarak ve dolayısıyla şekillendirilmiş sinyali belirsizliklere karşı daha kararlı hale getirmekle çözülmüş ancak bu durumda sistemin cevap verme zamanını uzatmıştır [8-9]. Alıcı et al. [10] bir sikloid-artı-rampa fonksiyonunu iki impuls serisi ile evriştirerek gürbüz hareket profili tasarlamıştır. Önerilen melez girdi şekillendirme tekniği sistem belirsizliklerine karşı kararlı ve cevap verme zamanını arttırmamaktadır.

Bu çalışmada her parçası rampa-sikloid-versine yörüngesi içeren ve her birinin zaman aralıkları toplam zamanın dörtte biri olacak şekilde oluşturulmuş dört parçalı ivme profilini

önerilmektedir. Takip eden bölümlerde esnek bir manipülatörün modellenmesi ve hareket denkleminin türetilmesi ardından da bu sistemin denetlenmesinde kullanılacak olan rampa-sikloid-versine yörüngesinde oluşan ivme girdisinin detayları verilecektir. En son olarak da bu denetleme yöntemi ile denetlenmiş elastik bir uzun benzetim sonuçları verilecektir.

2. Esnek Manipülatör Modeli

Önerilen metodun türetilmesi için sönümleme oranı ve diğer modlara göre en etkili olduğu için sistemin en küçük titreşim modu gibi sistem parametrelerinin yaklaşık değerleri gerekmektedir. Bu sebepten dolayı sistemin matematiksel modeline gereksinim duyulmamaktadır.[6, 10]. Bu parametreler hali hazırda olan bir sistemin üzerinden basit deneylerle ölçülenebilmektedir. Sistemin matematiksel modeli sadece benzetim değerlerini deneysel değerlerle karşılaştırmak için gereklidir. Esnek uzuvlu sistemlerin modellenmesi için çeşitli teknikler geliştirilmiştir[11-16]. Şekil 1’de dönen bir motor miline sıkıca bağlanmış olan tek uzuvlu esnek manipülatör modeli gösterilmektedir.



Şekil 1: Tek uzuvlu esnek manipülatör modeli.

Esnek uzuvlu manipülatörlerin hareket denklemleri aşağıda gösterilen kısmi diferansiyel denklemden (PDE) türetilmiştir [5, 6, 10, 17, 18]:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = -mx\ddot{\theta}(t) \quad (1)$$

Bu denklemde E elastiklik modülünü, I alan atalet momentini, m birim uzunluktaki kütleyi, $\theta(t)$ açısal yer değiştirmeyi, $v(x,t)$ elastik sapmayı, $-mx\ddot{\theta}(t)$ is birim uzunluktaki eylemsizlik kuvvetini ve $y(x,t)$ denklem ikide de

belirtildiği gibi dönme ekseninden x kadar uzaklıktaki toplam sapmayı vermektedir:

$$y(x,t) = x\theta(t) + v(x,t) \quad (2)$$

Denklem (1) in türetilmesinde alan eylemsizlik momenti ve manipülatörün yoğunluğu kiriş boyunca değişmediği gibi bazı kabuller yapılmış ve modelleme için Euler-Bernoulli kirişi kullanılmıştır. Motor mili ataleti ihmal edilebilecek kadar küçüktür ve dönmeden dolayı oluşacak merkezci kuvvet ihmal edilmiştir.

Denklem (1) modal analiz ile çözümü:

$$y(x,t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(x) q_j(t) \quad (3)$$

Eşitlik (3)’de n normal mod sayısını, $q_j(t)$ j ‘inci genelleştirilmiş koordinatları ve $\phi_j(x)$ ise j ‘inci mod şeklini verir. Denklem (1) deki hareket denklemini genelleştirilmiş koordinatlar ve literatür çalışmaları paralelinde [5, 6, 10, 17] ortogonallik konseptini kullanarak yeniden yazılarak denklem (4)’de gösterilmiştir.

$$\ddot{q}_j + \omega_j^2 q_j = \Lambda \ddot{\theta}(t) \quad (4)$$

Bu denklemde ω_j , j ‘inci doğal frekansı simgeler ki açık yazıldığı takdirde $\omega_j = (\beta_j L)^2 \sqrt{EI / mL^4}$. Bu denklemdeki $\beta_j L$ öz değerleri ve denklem (5)’ detayı verilen Λ ise modun genelleştirilmiş kütleye etkisini verir[10].

$$\Lambda = - \frac{\int_0^L x \phi_j(x) dx}{\int_0^L (\phi_j(x))^2 m(x) dx} \quad (5)$$

Uzuv x ile doğrudan orantılı olarak ataletten dolayı oluşan dağıtılmış kuvvete maruz kaldığından, en yüksek titreşim genliği uzvun birinci modundaki genliktir[6, 10, 17]. Diğer modların titreşim genliğine katkıları göz ardı edilecek kadar küçüktür. Bu yüzden çalışmada kontrol için birinci moddaki titreşim göz önüne alınmıştır.

3. Hareket Profili Düzenlenmesi

Mekanik bir sistemde noktadan noktaya dönüştürme oluşan artık titreşimlerin azaltılması için negatif ve pozitif ivme periyotları kullanılır. Bu çalışmada herhangi bir zaman aralığında da artık titreşimin azaltmaya yarayacak yeni bir ivme profili üretilmiş ve ayarlanması yapılmıştır. Oluşturulacak hareket profili önceden yapılan [19] çalışmalardan türetilmiştir. Bu çalışmadaki fonksiyon sikloid, rampa versine ve rampa birbirine eklenerek oluşturulmuştur. Verilen toplam yer değiştirme, hareket süresi üç fonksiyonun genlikleri hesaplanabilir ve profil tamamıyla ayarlanabilir. Hareket profili metodolojisi aşağıda verilmiştir.

Önerilen metodun yer değiştirme, hız, ivme ve sarsıntı profilleri şekil 2 de gösterilmiştir. Toplam hareket süresi t_r için profil iki faz içerir. Bunlar $t_{ra} = t_r/2$ süresince pozitif ivmelenme fazı, $t_{rd} = t_r/2$ süresince negatif ivmelenme fazıdır. Pozitif ivmelenme kısmı iki alt sektörden oluşur. Bunlar pozitif ivmelenmenin yarı zamanına ($t_{rar} = t_{ra}/2$) kadar pozitif ivme artışı ve diğer yarı zamanda da ($t_{rare} = t_{ra}/2$) pozitif ivmenin sıfırlanmasıdır. Benzer şekilde negatif ivmelenme fazı da iki alt sektörden oluşur. Bunlar ise negatif ivmelenme zamanının ilk yarısında ($t_{rdr} = t_{rd}/2$) negatif ivme artışı, diğer yarı zamanında da ($t_{rdre} = t_{rd}/2$) negatif ivme sıfırlanmasıdır. Hız ve yer değiştirme grafikleri oluşturulan profilin entegrali alınarak kolaylıkla elde edilmiştir. Sıradaki şartlar profillerin biçimlendirilmesi sırasında sabit tutulmalıdır; faz zamanlarının toplamı toplam hareket zamanına eşit olmalıdır, $t = t_{ra}/2 + t_{rd}/2$, her sektör birleşimindeki sadme değerleri sonsuz olmamalı ya da çok büyük olmamalı. Düzgün bir ivme profili elde etmek için hareket profili her sektörde sikloid, rampa versine ve rampa içerecek şekilde türetilmiştir.

İvme profilinin genel formu:

$$a = \frac{A_1 R t}{2\pi} + \frac{A_2}{2\pi} [R t - \sin(R t)] + \frac{A_3 R t}{2\pi} + \frac{A_3}{2\pi} [1 - \cos(R t)] \quad (6)$$

A_1 rampa hareket profilinin genliği, A_2 rampa sikloidin genliği, A_3 rampa versine hareket profilinin genliği, t hareket süresi, τ sektör süresini $R = 2\pi/\tau$ göstermektedir. Ayrıca maksimum ivme $A = A_1 + A_2 + A_3$ yazılabilir ve yukarıdaki denklemler düzenlendiğinde:

$$a = \frac{ARt}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(Rt) + \frac{A_3}{2\pi} (1 - \cos(Rt))$$

Bu denklemde:

$$A_1 = \frac{AR(R - 2\xi\omega_n)}{\omega_n^2} = \frac{A\tau_n(\tau_n - 2\xi\tau)}{\tau^2} \quad (6a)$$

$$A_2 = A \left(1 - \frac{R^2}{\omega_n^2} \right) = A \left(1 - \frac{\tau_n^2}{\tau^2} \right) \quad (6b)$$

$$A_3 = \frac{A2\xi R}{\omega_n} = \frac{A2\xi\tau_n}{\tau} \quad (6c)$$

Burada ω_n birinci mod frekansı ω_1 dir. Çünkü titreşim genliğine en büyük etkiyi birinci mod vermektedir. Diğer mod genlikleri ihmal edilecek kadar küçüktür. ξ sönümleme katsayısıdır. Teorik olarak hareket zamanı, t_r , kısıtlaması yoktur. Bu da yeni yöntemimizin en büyük avantajıdır.

İvme profili dört alt parçadan oluşmaktadır. Bunlar:

Pozitif ivmelenmenin yarı zamanındaki ivme artışı $t \in [0, t_{rar} = t_r/4]$

$$a = \frac{ARt}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(Rt) + \frac{A_3}{2\pi} (1 - \cos(Rt)) \quad (7a)$$

Pozitif ivmelenmenin diğer yarı zamanındaki ivme geri dönüşü $t \in [t_{rar} = t_r/4, 2t_{rar} = t_{ra} = t_r/2]$

$$a = A - \left[\frac{AR(t - t_{rar})}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t - t_{rar})) + \frac{A_3}{2\pi} (1 - \cos(R(t - t_{rar}))) \right] \quad (7b)$$

Negatif ivmelenmenin ilk yarısındaki negatif ivme artışı $t \in [t_{ra} = t_r/2, 3t_r/4]$

$$a = -\left[\frac{AR(t-t_{ra})}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t-t_{ra}))\right] + \frac{A_3}{2\pi} (1 - \cos(R(t-t_{ra}))) \quad (7c)$$

Negatif ivmelenmenin diğer yarısındaki ivme dönüşü $t \in [3t_r/4, t_r]$

$$a = -A + \frac{AR(t-3t_r/4)}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t-3t_r/4)) + \frac{A_3}{2\pi} (1 - \cos(R(t-3t_r/4))) \quad (7d)$$

Pozitif ve negatif ivme fazları ile onların alt bölümündeki zamanlar toplam zamanın dörtte biri olduğu için A_1 , A_2 ve A_3 değerleri tüm sekmeler için:

$$A_1 = \frac{AR(R-2\xi\omega_1)}{\omega_1^2} = \frac{A\tau_1(\tau_1-2\xi\tau)}{\tau^2}$$

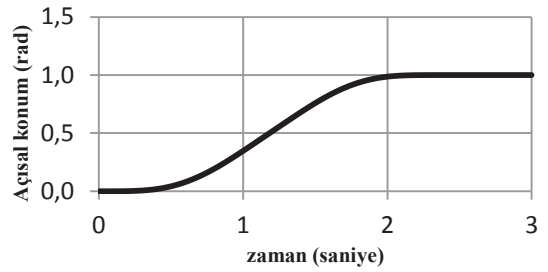
$$A_2 = A\left(1 - \frac{R^2}{\omega_1^2}\right) = A\left(1 - \frac{\tau_1^2}{\tau^2}\right)$$

$$A_3 = \frac{A2\xi R}{\omega_1} = \frac{A2\xi\tau_1}{\tau}$$

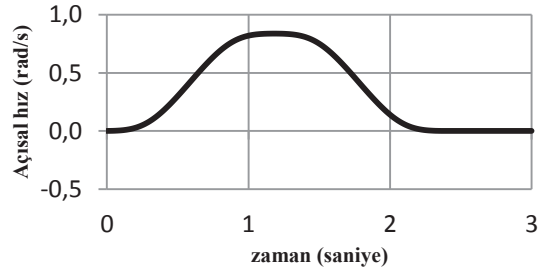
4. Benzetimler

Esnek bir sistemin artık titreşiminin azaltılmasında önerilen metodun geçerliliği (doğruluğu) ve etkinliği göstermek için benzetimler yapılmıştır. Esnek uzuvlu manipülatörlerin parametreleri Tablo 1 de verilmiştir. Bu değerler kaynak [10]'dan alınmıştır. Benzetim yapabilmek için MATLAB programı kullanılmıştır. Programda öncelikle sistem modeli ve girdi fonksiyonu M-file'de modellenmiştir. Hareket denkleminin çözümünde ode45 komutu kullanılmıştır. Denklemin çözümünden sonra motor miline uygulanacak ivme girdisine karşılık uç noktanın yer değiştirme değerleri alınmıştır. Ayrıca girdi ivmesinin türevi ve entegralleri alınarak girdi komutunun hız konum ve sadme değerleri elde edilmiştir.

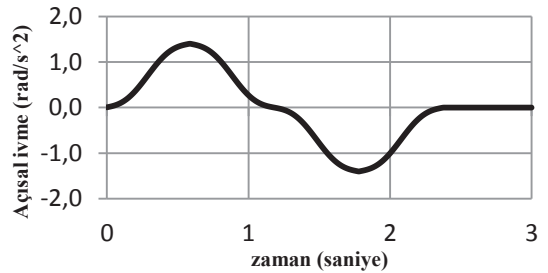
Bu çalışmada esnek uzuvlu manipülatörün artık titreşimini önlemek üzere önerilen yöntem ile oluşturulan değişik hareket süreleri için hareket profilleri Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5 da verilmiştir. Hareket süresi, sistemin periyodunun 8 katı, 3 katı olarak seçilen hareket profilleri ve bu hareket profillerinin manipülatöre uygulanması sonucunda cevabı sırasıyla Şekil 3 ve Şekil 4'de verilmiştir. Hareket süresi azaldıkça manipülatörün bir noktadan bir noktaya hareketi esnasında ivme genliğinin arttığı ancak buna karşılık hareket süresi sonunda istenilen konuma geldiğinde elastik uzvun artık titreşiminin olmadığı görülmektedir.



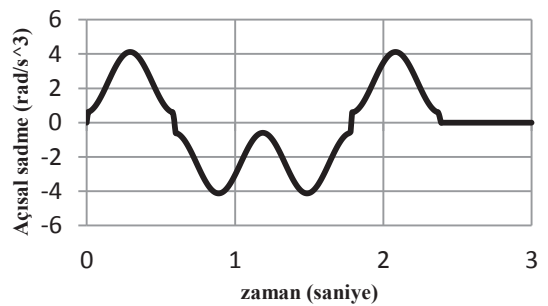
(a) Konum



(b) Hız



(c) İvme



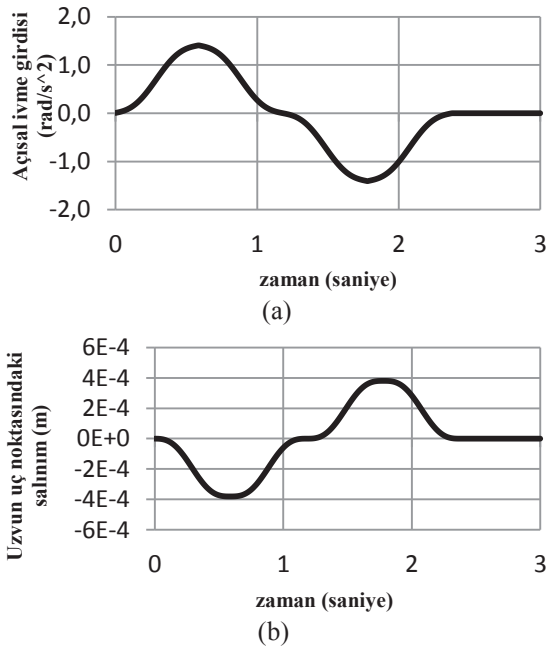
(d) Sadme

Şekil 2: Önerilen hareket profilinin sonucunda elde edilen; (a) konum sinyali, (b) hız sinyali, (c) ivme sinyali ve (d) sadme sinyali

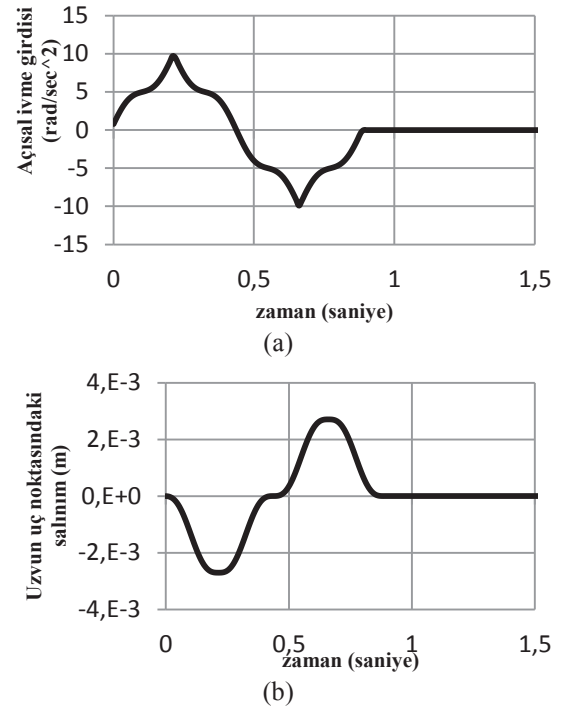
Zaten beklenildiği ve bilindiği gibi elastik sistemlere periyodunun ve periyodunun katları süresince uygulanan hareket süresi sonucunda; hareket profili ne olursa olsun, sistemde artık titreşim oluşmaz. Sistem parametrelerinin tam olarak belirlenemediği durumlarda hareket süresi arttıkça artık titreşiminin genliğinin de azalacağı bir gerçektir. Önerilen yöntemin istenilen herhangi bir hareket süresinde dahi artık titreşimi yok edip etmediğini göstermek için hareket süresi sistemin periyodunun 1.25 olacak şekilde seçildiğindeki hareket profili ve sistemin bu profile verdiği cevabı şekil 6 da verilmiştir. Hareket süresi içerisinde ivme profilinin genlikleri büyük değerler almakta ve eğimleri birkaç kez değişmektedir. Ancak görüldüğü üzere hareket süresi tamamlandıktan sonra artık titreşimin tamamen yok edilebilmektedir.

Tablo 1: Benzetimde kullanılacak değerler

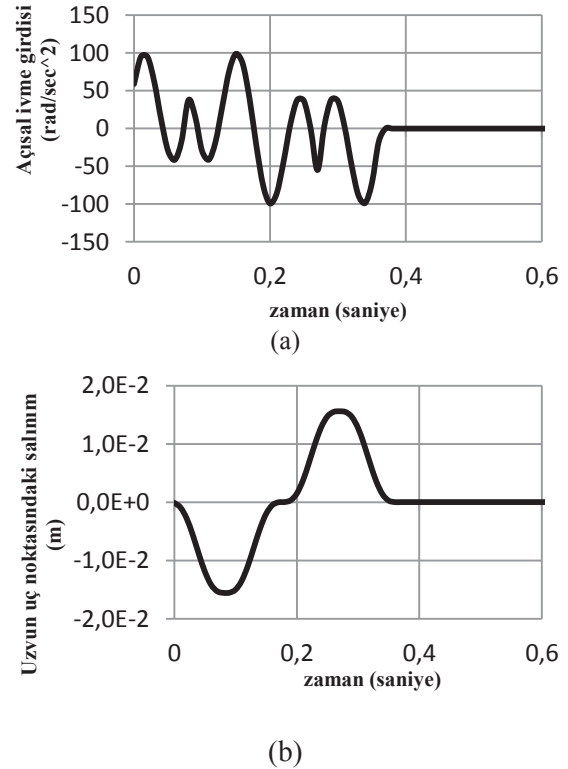
	Simge	Değer
Manipülör uzunluğu	$L(m)$	0.7
Kesit alanı genişliği	$w(m)$	0.002
Kesit alanı yüksekliği	$h(m)$	0.0255
Elastisite katsayısı	$E(Gpa)$	71
Birim uzunluktaki kütle	$m(kg/m)$	0.1382
Birinci mod frekansı	$\omega 1(rad/s)$	21
İkinci mod frekansı	$\omega 2(rad/s)$	132
Üçüncü mod frekansı	$\omega 3(rad/s)$	372



Şekil 3: Hareket profilinin hareket süresi rastgele sistemin periyodunun 8 katı olacak şekilde seçilmiştir. (a) önerilen yöntemle oluşturulan hareket profili, (b) esnek uzunlu manipülörün uç noktasının (a)'daki hareket profiline vermiş olduğu cevabı.



Şekil 4: Hareket profilinin hareket süresi rastgele sistemin periyodunun 3 katı olacak şekilde seçilmiştir. (a) önerilen yöntemle oluşturulan hareket profili, (b) esnek uzunlu manipülörün uç noktasının (a)'daki hareket profiline vermiş olduğu cevabı.



Şekil 5: Hareket profilinin hareket süresi rastgele sistemin periyodunun 1.25 katı olacak şekilde seçilmiştir. (a) önerilen yöntemle oluşturulan hareket profili, (b) esnek uzunlu manipülörün uç noktasının (a)'daki hareket profiline vermiş olduğu cevabı.

5. Sonuçlar

Bu çalışmada esnek uzuvlu manipülörün artık titreşimini önlemek üzere önerilen yöntem ile istenilen hareket süresi için hareket profilleri oluşturulması yöntemi verilmiştir. Benzetim sonuçlarında da görüldüğü gibi sisteme verilen ivme girdisinin hareket süresi ne olursa olsun sistem artık titreşimsiz olarak son pozisyonuna ulaşmaktadır. Önerilen yöntemin sistem parametrelerinin belirsizliğine karşı gürbüzlüğü ve deneysel çalışmaları devam etmektedir

6. Kaynakça

- [1] Z. Mohamed, M.O. Tokhi, "Command shaping techniques for vibration control of a flexible robot manipulator", *Mechatronics*, Volume 14, Issue 1, February 2004, Pages 69-90
- [2] A. Cuccio, R. Garziera, P. Righettini, "Vibration control input-laws in point-to-point motion: theory and experiments", *Mech. Machines Theory*, 33 (4) (1998), pp. 341-349
- [3] D.M Aspinwall, "Acceleration Profiles for Minimizing Residual Response," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 102(March): pp. 3-6, 1980.
- [4] P.H. Meckl, W.P. Seering, "Controlling velocity-limited systems to reduce residual vibration," *Robotics and Automation*, 1988. *Proceedings. 1988 IEEE International Conference*, pp.1428-1433 vol.3, 24-29 Apr 1988
- [5] K. Alnefaie, H. Diken ve A. Alghamdi, "Residual Vibration of a Rotating Flexible Beam Subject to Prescribed Motion" *JKAU: Eng. Sci.*, Vol. 20 No. 2, pp: 97-107 (2009)
- [6] K. Shin, M.J. Brennan, "Two simple methods to suppress the residual vibrations of a translating or rotating flexible cantilever beam", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 312, Issues 1-2, 22 April 2008
- [7] T. Önsay, A. Akay, "Vibration reduction of a flexible arm by time-optimal open-loop control", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 147, Issue 2, 8 June 1991, Pages 283-300
- [8] N.C. Singer ve W.C. Seering, "Preshaping command inputs to reduce system vibration", *ASME Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, Vol. 112, No. 1, pp. 76-82.
- [9] Singer Neil C., "Residual vibration reduction in computer controlled machines", MIT Artificial Intelligence Laboratory, PhD thesis, January, 1989.
- [10] A. Ankarali, H. Diken, "Vibration control of an elastic manipulator link", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 204, Issue 1, 3 July 1997, Pages 162-170
- [11] Hastings, G.; Book, W., "A linear dynamic model for flexible robotic manipulators," *Control Systems Magazine, IEEE*, vol.7, no.1, pp.61-64, February 1987
- [12] Book, W.J., "Modeling, design, and control of flexible manipulator arms: a tutorial review," *Decision and Control*, 1990., *Proceedings of the 29th IEEE Conference on*, vol., no., pp.500-506 vol.2, 5-7 Dec 1990
- [13] Martins, J.M., Mohamed, Z., Tokhi, M.O., Sa da Costa, J., Botto, M.A., "Approaches for dynamic modeling of flexible manipulator systems," *Control Theory and Applications, IEE Proceedings -*, vol.150, no.4, pp. 401- 411, 24 July 2003
- [14] Tokhi, M. O. Mohamed, Z. and Azad, A. K. M. (1997). "Finite difference and finite element approaches to dynamic modeling of a flexible manipulator", *Proceedings of IMechE-I: Journal of Systems and Control Engineering*, Vol.211, pp. 145-156.
- [15] L. Meirovitch, "Elements of Vibration Analysis", McGraw Hill (1986) (2nd. Edn.)
- [16] Bellezza, F., Lanari, L., Ulivi, G., "Exact modeling of the flexible slewing link", 1990. *Proceedings., 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol., no., pp.734-739 vol.1, 13-18 May 1990
- [17] H. Diken, "Vibration control of a rotating euler-bernoulli beam", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 232, Issue 3, 4 May 2000, Pages 541-551
- [18] Jinjun Shan, Hong-Tao Liu, Dong Sun, "Modified input shaping for a rotating single-link flexible manipulator", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 285, Issues 1-2, 6 July 2005, Pages 187-207
- [19] Kapucu, S. Kaplan, M. and Baysec, S. "Vibration Reduction of a Lightly Damped System Using a Hybrid Input Shaping Method" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering Part I, Journal of System and Control Engineering*, Vol 219, No 5, pp 335-342, 2005