



Çeyrek Araç Model Konforunun İyileştirilmesi için Kısıt Koşulları Altında Çalışan Model Öngörülü Denetleyici Tasarımı

Can U. DOĞRUER^{1,*}

¹Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06800, ANKARA

Öz

Bu çalışmada, yolcu konforunu ifade eden bir performans ölçütünün en düşük değeri almasını sağlayan bir denetleyici tasarımı çeyrek araç modeli kullanılarak araştırıldı. Bu denetleyicinin tasarımında durum vektörü ve kontrol sinyali ile ilişkili kinematik ve dinamik eşitsizlikler göz önüne alındı. Bahsi geçen dinamik ve kinematik kısıt koşulları; araç gövdesi ile teker arasına yerleştirilen dinamik eyleyicinin uyguladığı kuvvet büyüklüğü, amortisör yer değiştirme değişkeninin büyüklüğü, aracın yol tutuş kabiliyetinin sayısal bir göstergesi olan teker üzerinde meydana gelen esnek deformasyon sonucu oluşan dinamik kuvvet büyüklüğü olarak tanımlanır. Yukarıda tanımlanan temel problem model öngörülü denetleyici ile çözülerek kısıt şartları altında çalışan model öngörülü denetleyicinin tasarımı yarı-kesin programlama optimizasyon problemine dönüştürüldü ve kontrol algoritması bu optimizasyon probleminin çözümünden bulundu.

Makale Bilgisi

Başvuru: 19/11/2016

Düzeltilme: 13/04/2017

Kabul: 21/04/2017

Anahtar Kelimeler

Model öngörülü
denetleyici
Doğrusal-karesel-
regülatör
Çeyrek araç modeli
Yarı-kesin programlama

Keywords

Model predictive control
Linear quadratic regulator
Quarter-car model
Semi-definite
programming.

Design of a Constrained Model Predictive Control Law to Improve Driving Comfort of a Quarter-Car Model

Abstract

In this study, a controller law is investigated using a quarter-car model to ensure that a performance measure expressing passenger comfort has the lowest value. In this controller law, kinematic and dynamic inequalities associated with the state vector and the control signal are considered. The dynamic and kinematic constraints are defined as: the magnitude of the force applied by the dynamic actuator placed between the vehicle body and the wheel, the magnitude of the displacement variable of the damper, the dynamic force generated by the elastic deformation of the wheel which is a numerical indicator of the vehicle's gripping ability. Abovementioned basic problem is solved with the predictive controller and the design of the model predictive controller working under the constraint conditions is transformed into a semi-definite programming optimization problem then a control algorithm is found to solve this optimization problem.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bu çalışmada, iki serbestlik derecesine sahip çeyrek bir araç modeli çalışılarak aracın dinamik performansını artırmak için model öngörülü denetleyici kullanıldı. Doğrusal sistemlerde, model öngörülü denetleyicinin çözümü, durum vektörünün optimal sabit kazanç matrisi ile çarpımı sonucu ile elde edilir [1]. Diğer yandan, kontrol sinyali ve durum değişkenleri alt ve üst kısıt koşullarına sahip ise dinamik problemin optimizasyonu kısıt şartlarına haiz karesel optimizasyon probleminin çözümü ile bulunabilir [1,2].

Yukarıda ifade edilen kontrol probleminin çözümü çeşitli bilimsel çalışmalarda somut bir şekilde ortaya konulmuştur [1,2]. Dolayısı ile üzerinde çalışılan araç model dinamiğini ifade eden diferansiyel denklemler durum-uzay modeline dönüştürüldükten sonra model öngörülü denetleyici araç konforu optimizasyon problemini çözmek için kullanılabilir.

*İletişim yazarı, e-mail: cdogruer@hacettepe.edu.tr

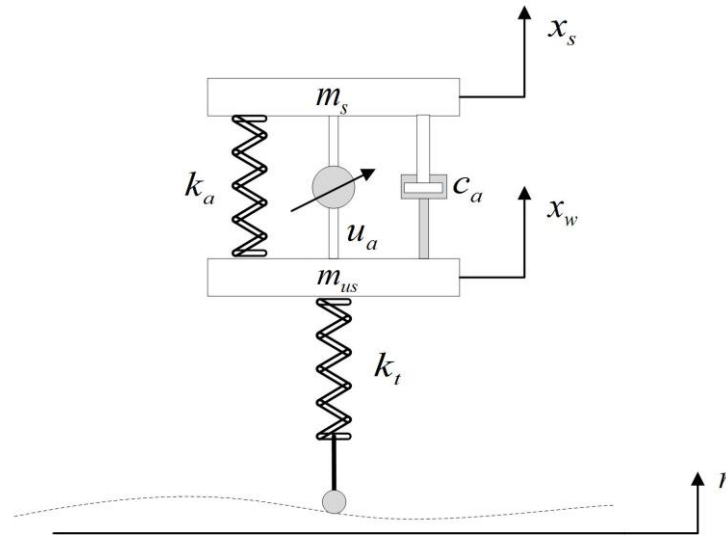
Ancak, gerçek bir sistemde eyleyicilerin uygulayabileceği kuvvet büyüklüğünün üst sınırları olabilir ve sistemin yapısal tasarımından kaynaklanan kısıtlamalardan dolayı bir kısım yer değiştirme değişkenlerinin daha önceden belirlenen üst sınırları aşması sistemin mukavemeti ve performansı açısından olumsuz etkiye sahip olabilir. Eyleyicinin uygulayacağı kuvvet büyüklüğünün ve amortisör yer değiştirmesini temsil eden değişkenin, alt ve üst sınırları olabileceği, tekerde meydana gelen deformasyon sonucu oluşan dinamik kuvvet büyüklüğünün aracın yol tutma kabiliyetini etkilediği gerçeği göz önüne alınır; model öngörülü denetleyici ile ilişkili optimizasyon problemi bu koşullar göz önüne alınarak çözülür. Bu durumda, kısıt koşullarına haiz karesel optimizasyon probleminin çözülmesi gerekir [1,2].

Araç konforu ile ilişkili kısıt şartlarına haiz karesel optimizasyon problemi bir yarı-kesin programlama problemine, durum vektörü ve kontrol sinyalinin sağlaması gereken eşitsizlikler ise doğrusal matris eşitsizliklerine dönüştürülür. Böylece, araç konforunun artırılması probleminin tanımında kullanılan kısıt şartlarına haiz karesel optimizasyon problemi yerine bu karesel optimizasyon problemine eşlenik olan yarı-kesin programlama ve doğrusal matris eşitsizlikleri problemi çözülür [2].

2. İLGİLİ BİLİMSEL ÇALIŞMALAR (RELATED WORKS)

İlgili bilimsel çalışmalar incelendiği zaman aktif titreşim kontrolünde genelde doğrusal karesel regülatör kullanıldığı görülür [3]. Diğer yandan, araç titreşimini kontrol etmek için birçok araştırmacının farklı denetleyici tiplerini kullanmış olduğu görülür [3,4]: bulanık mantık [5], LPV [6], gürbüz kontrol [7] ve kayan mod kontrol [8,9], doğrusal olmayan kontrol [10] ve benzeri kontrol yaklaşımlarının araç sürüş performansı iyileştirme çalışmalarında kullanıldığı görülür. Bunun yanı sıra, model referans kontrol [11], yapay sinir ağları [12], istatistiksel optimal kontrol yaklaşımları [13] bu alanda kullanılmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Diğer yandan, araç sisteminin aktif titreşim kontrolü uygulamalarında sistemin dinamik özelliklerini kontrol etmek için manyeto-reolojik sıvılar [5,14-15] gibi birçok cihazın araç amortisöründe kullanıldığı gözlemlenir. Model öngörülü denetleyici de araç titreşim kontrolü uygulamalarında kullanılmış ve sistem üzerinde kısıt koşulları olduğu zaman başarılı sonuçların elde edildiği örnek çalışmalar ilgili çalışmalar arasında bulunabilir [13,15-17].

Bu çalışmanın temel yaklaşımını oluşturan model öngörülü denetleyici tasarımı, son yıllarda, bilimsel çalışmalarda sıklıkla kullanılmaya başlanmıştır [18,19]. Kolay tasarımı, çoklu durum vektörüne sahip sistemlerin kontrol edilmesinde sağladığı kolaylık ve performans ölçütünün matematiksel olarak ifade edilebilmesi basit uygulamalarda dahi klasik PID denetleyici uygulamaları ile kıyaslanabilecek sıklıkta kullanılmasına yol açmıştır.



Şekil 1. Çeyrek araç modeli ve aktif amortisör [8]. (Quarter-car model and active suspension)

Çeyrek araç modelinin ele alındığı çalışmada [8], yolcu konforunun artırılması için araç gövdesinin hareketi mümkün olan en kısa zamanda en düşük değere indirgenmesi hedeflenmiştir. Diğer yandan, amortisöre paralel bağlanan hidrolik eyleyicinin uygulayabileceği kuvvet büyüklüğünün üst sınırı olduğu ve araç

üzerindeki deformasyonların yapısal sorunlara yol açabileceği göz önüne alınarak; amortisör yer değiştirme değişkeninin ve lastik deformasyonunu gösteren durum değişkenlerinin belli sayısal aralıklar içerisinde kalması denetleyici tasarımı sırasında göz önüne alınmıştır. Bu çalışmada, araç titreşim problemi model öngörülü denetleyici tasarım problemi olarak ifade edilmiştir [8,20]. Daha sonra ise dinamik ve kinematik kısıt şartları altında çalışan model öngörülü denetleyici tasarımı bir yarı-kesin programlama optimizasyon problemine dönüştürülmüştür [2]. Böylece, yarı-kesin programlama probleminin çözümünden optimal kontrol sinyali elde edilmiştir [2]. Önceki çalışmalarda, model öngörülü denetleyici farklı kısıt şartları altında araç titreşimini kontrol etmek için kullanılmıştır [13,20]. Ancak bu çalışmada, kısıt koşulları altında araç titreşiminin model öngörülü denetleyici ile kontrol edilmesi açık bir şekilde karesel optimizasyon problem tanımına eşlenik olan doğrusal matris eşitsizlikleri altında çözülen bir yarı-kesin programlama optimizasyon problemine dönüştürülmüştür [2]. Nihai olarak, optimal giriş sinyali bahsi geçen yarı-kesin programlama probleminin çözümünden elde edilmiştir.

3. TEORİ (THEORY)

3.1. Problem Tanımı: Kinematik ve Dinamik Kısıt Şartları Altında Yolcu Konforunun Artırılması

(Problem Statement: Improvement of Driving Comfort under Dynamic and Kinematic Constraints)

Çeyrek araç modelinin ele alındığı çalışmadaki [8] çeyrek araç modeli ve aktif amortisör Şekil 1' de görülmektedir. Bu araç modeli, amortisör üstünde ve altında olmak üzere iki kütle, araç amortisörünün soyut modelini gösteren yay-piston-silindir çiftini ve tekeri temsil eden yay ve sönümleme sabitlerinden oluşur. Bunların dışında, amortisör parçalarına paralel bağlanmış bir hidrolik silindir-piston tarzında eyleyici de mevcuttur [8]. Bu yapısal model içerisinde hidrolik eyleyicinin kullanım amacı yolcu platform titreşimini sıfıra yakınsamak ve yol profilinden kaynaklanan düzensizliklerin yolcuya en az büyüklükte ulaşmasını sağlamaktır. Araç modelinin denklemleri aşağıdaki gibi yazılır [8]:

$$\dot{x} = Dx + Fu_a + G\dot{r} \quad (1)$$

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_a}{m_s} & -\frac{c_a}{m_s} & 0 & \frac{c_a}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m_{us}} & \frac{c_a}{m_{us}} & -\frac{k_t}{m_{us}} & -\frac{c_a}{m_{us}} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ -\frac{1}{m_{us}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Yukarıdaki denklemde m_s ve m_{us} araç gövdesinin ve tekerin kütesini gösterir. x_s ve x_w araç gövdesinin ve tekerin yer değiştirmesini gösterir. k_a ve k_t yay sabitleri amortisör ve teker yay sabitlerini ifade eder. c_a amortisörün sönümlenme sabitini gösterir. r yol profilinde kaynaklanan düzensizliği ve u_a hidrolik eylecinin uyguladığı kuvveti ifade eder; bu kuvvet aynı zamanda kontrol sinyalini temsil eder. Diğer yandan takip eden terimler aracın durum vektörünün elemanlarını tanımlar: $x_1 = x_s - x_w$ amortisörün yer

değiştirmesini, $x_2 = \dot{x}_s$ araç gövdesinin hızını, $x_3 = x_w - r$ tekerin esnek deformasyonunu ve $x_4 = \dot{x}_w$ tekerin esnek deformasyon hızını gösterir. Yukarıda yazılan denklem de sistem sürekli-zaman durum uzay gösteriminden ayrık uzay zamana dönüştürüldükten sonra durum uzay geçiş matrisinde bir bellek değişkeni daha tanımlanır; bu bellek değişkeni araç gövdesinin hızını gösteren değişkeni saklar.

$$x_{5,k+1} = x_{2,k} \quad (6)$$

Böylece, araç gövdesinin ivmesi aşağıda tanımlanan sistem çıktı modeli ile hesaplanabilir:

$$y_k = Hx_k \quad (7)$$

$$H = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & -\frac{1}{\delta} \\ 0 & 0 & k_t & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Yukarıdaki denklemde δ denetleyicinin örnekleme zamanını göstermektedir. Sistem çıktı modelinin birinci elemanı ile araç gövde ivmesi birinci dereceden fark denklemi ile yaklaşık olarak hesaplanır. Sistem çıktı modelinin ikinci terimi, teker üzerinde oluşan kuvveti teker yay sabiti k_t ve teker deformasyonunu gösteren değişkeni $x_{3,k}$ ile hesaplar. Amortisör yer değiştirme büyüklüğü de sistem çıktı modeline $x_{1,k}$ durum değişkeni ile dâhil edilir. Diğer yandan, durum uzay gösteriminde yazılan denklemde dinamik ve kinematik kısıt şartları aşağıdaki şekilde yazılır:

$$|u_k| \leq u_l \quad (9)$$

$$|x_{1,k}| \leq x_{1,l} \quad (10)$$

$$k_t x_{3,k} \leq (m_s + m_{us})g \quad (11)$$

Yukarıdaki dinamik ve kinematik kısıt eşitsizlikleri şöyle yorumlanabilir: hidrolik eyleyicinin uygulayabileceği maksimum kuvvet u_l ile sınırlıdır. Amortisörün yer değiştirmesi $x_{1,l}$ ile sınırlıdır. Aracın yol tutuş kabiliyetinin sayısal bir göstergesi olan ve tekerin esnek deformasyonundan kaynaklanan kuvvet aracın toplam ağırlığını aşmamalıdır.

3.2. Kinematik ve Dinamik Kısıt Şartları Altında Çalışan Model Öngörülü Denetleyici (Model Predictive Control with Dynamic and Kinematic Constraints)

Gerçekçi bir çözüm için dinamik ve kinematik kısıt koşulları göz önüne alan bir optimal denetleyici geliştirilmesi gerekir. Bu çalışmada, model öngörülü denetleyici [1,2] dinamik ve kinematik kısıt koşullarına sağlayan ve bir performans ölçüt değerini mümkün olan en küçük değere indirgeyen optimal kontrol sinyalini hesaplamak için kullanılmıştır. Aşağıda tanımlanan ayrık-zaman durum-uzay modeli ile temsil edilen sistem ele alınmıştır:

$$x_{k+1} = \Phi x_k + \Gamma u_k \quad (12)$$

$\Phi \in R^{5 \times 5}$ durum vektörü geçiş matrisini, $\Gamma \in R^5$ kontrol sinyali giriş kazanç matrisini gösterir. Yukarıda tanımlanan sistem aşağıda yazılan performans ölçütünü uygun en küçük değere indirgemelidir. Minimize edilmesi gereken performans ölçütü ise aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [4,20]:

$$J_\infty = \sum_{k=0}^{N-1} [x_k^T Q x_k + u_k^T R u_k] + x_N^T P x_N \quad (13)$$

Q matrisi durum vektöründeki sapmaları ölçeklendiren ağırlık değerlerini, R matrisi kontrol sinyalindeki sapmaları ölçeklendiren ağırlık değerlerini gösterir. P matrisi $k = N$ ufuk zamanında durum vektöründe oluşan sapmaları ölçeklendirir. Yukarıda tanımlanan karesel maliyet fonksiyonunun en uygun değer almasını sağlayan denetleyici karesel bir optimizasyon işlemi ile bulunabilir. Bu çözüm, aynı zamanda, yukarıda tanımlanan eşitsizlikler ile tasvir edilen dinamik ve kinematik kısıt koşullarını sağlamalıdır. Bu durum da eğer problemin çözümü olduğu varsayılırsa optimal kontrol sinyali u_k^* aşağıdaki gibi ifade edilir [1,2]:

$$\begin{cases} u_k = u_k^* & k = 0, 1, 2, \dots, N - 1 \\ u_k = Kx_k & k = N, N + 1, \dots, \infty \end{cases} \quad (14)$$

Eğer x_0 sınır şartlarının sağlandığı küme içerisinde değilse; $x_0 \notin O_\infty$ başka bir kontrol algoritması kullanılır. Optimal bir denetleyici sonlu bir ufuk zamanı içerisinde ilk durum vektörünü son durum vektörü $x_N \in O_\infty$, olacak şekilde kontrol eder ve bu küme içerisinde değişmez durumda optimal kontrol $u_k = Kx_k$ problemin geri kalan zamanında uygulanır [2]. Bu optimizasyon problemi yarı-kesin programlama optimizasyon problemine dönüştürülür [2]. u_k yarı-kesin programlama probleminin çözümünden bulunur. Daha sonra, optimal kontrol bu kontrol vektörünün ilk elemanı olarak seçilir ve problem bir sonraki zaman aralığında tekrar çözülür [1,2].

Tablo 1. Araç model değişken değerleri [8]. (Parameters of vehicle model)

m_s (kg)	m_{us} (kg)	k_a (N/m)	k_t (N/m)	c_a (Ns/m)
290	59	16812	190,000	1000

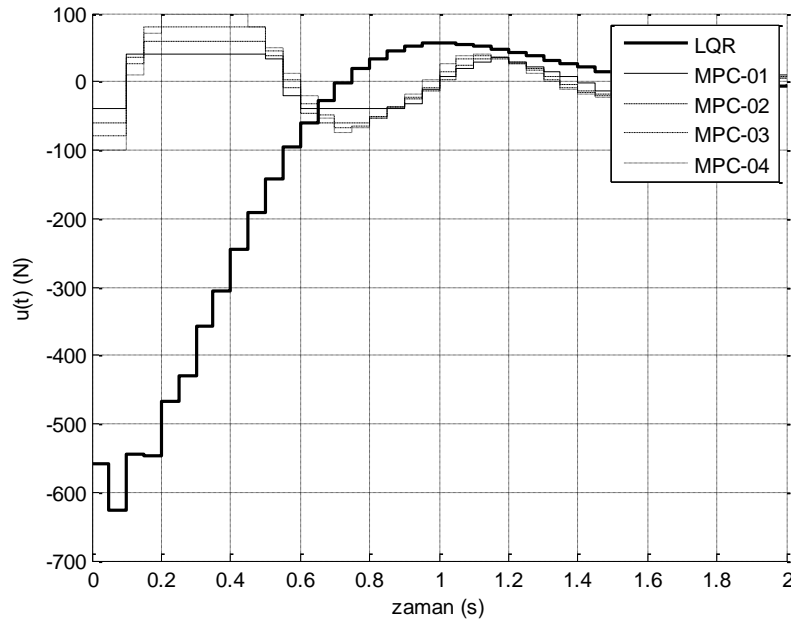
4. BİLGİSAYAR BENZETİM SONUÇLARI (SIMULATION RESULTS)

Model öngörülü denetleyici tarafından kontrol edilen araç modelinin performansı bilgisayar benzetimleri ile karşılaştırmalı olarak incelenir. Sistem modelinin değişkenleri Tablo 1’ de verilmiştir. Doğrusal karesel regülatör ve kısıt şartları altında çalışan model öngörülü denetleyicinin performans ölçütünde kullanılan ağırlık değerleri Tablo 2’ de, sistemin başlangıç değerleri ise; Tablo 3’ de verilmiştir. Tablo 4’ de verilen dinamik ve kinematik kısıt şartları altında sistemin eyleyici kısıt altında çalışma performansı araştırılır.

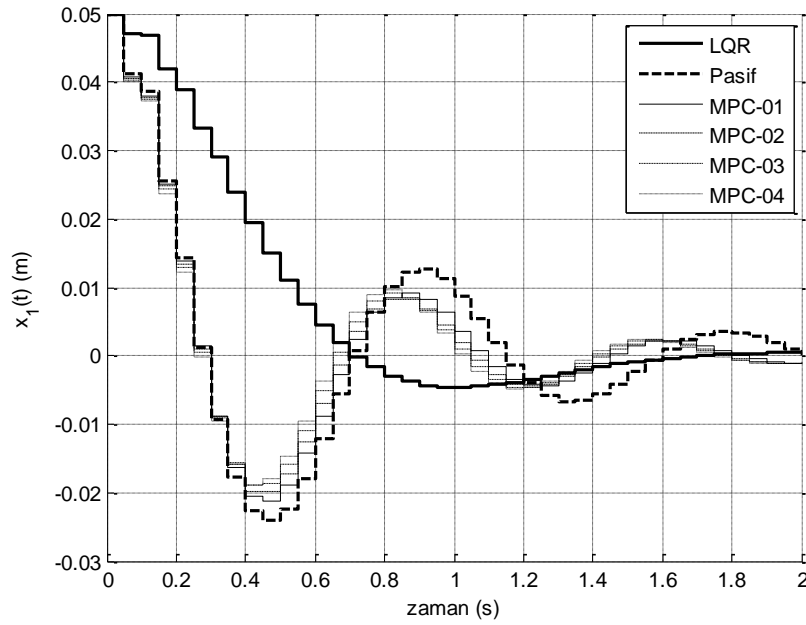
Eyleyicinin araç gövdesine uyguladığı kuvvet, amortisör yer değiştirmesi, lastik deformasyonu ve araç gövdesinin ivmesi sonuçları Şekil 2 ile Şekil 6 arasında yer alan grafiklerde gösterilmiştir. Bu grafiklerde doğrusal karesel regülatör, pasif amortisör ve model öngörülü denetleyicinin performansları karşılaştırılmıştır. Şekil 2’ de doğrusal karesel regülatörün ve model öngörülü denetleyicinin araç gövdesine uyguladığı kuvvet büyüklüklerinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Bu şekil model öngörülü denetleyicinin kısıt şartlarına uygun kuvvet uyguladığını göstermektedir. Kuvvet büyüklükleri silindirin uygulayabileceği en büyük kuvvet büyüklüğünü geçmek durumunda olduğu zaman kırılır ve beklenildiği gibi kısıt şartlarının sağlandığı bir set içerisinde ise sabit kazançlı geri besleme kontrol kanunu şeklinde sonuç verir. Diğer yandan doğrusal karesel regülatör kısıt şartlarından bağımsız olarak sistem performansının gerektirdiği yüksek kuvvet büyüklüklerinin uygulanmasını gerektiren sonuçlar üretir. Dolayısı ile doğrusal karesel regülatör sistem performansı incelendiği zaman daha iyi sonuçlar verir. Ancak bulunan matematiksel sonuçların sistemin fiziksel kapasitesinin üzerinde olduğu düşünülürse, gerçek bir araç üzerinde doğrusal karesel regülatörün performansı tahmin edilemez.

Model öngörülü denetleyici kullanıldığı zaman; Şekilde 3’ de gösterilen amortisör yer değiştirme büyüklüğünde; Şekil 4’ de gösterilen lastik deformasyon büyüklüğünde; Şekil 5’ de gösterilen araç gövdesinin ivmesinde ve Şekil 6’ da gösterilen aracın çekiş kuvvet büyüklüğünde sınırlı bir iyileşme gözlemlenir. Diğer yandan doğrusal karesel regülatör; amortisör yer değiştirme büyüklüğünde; lastik deformasyon büyüklüğünde; araç gövdesinin ivmesinde ve aracın çekiş kuvvet büyüklüğünün iyileştirilmesinde daha yüksek performans gösterir. Bunun sebebi; model öngörülü denetleyici kullanıldığı zaman Şekil 2’ de gösterilen kontrol sinyali dinamik kısıt şartlarına bağlı olarak sınırlı bir değer kümesi içerisinde kalır; bu da model öngörülü denetleyicinin sistem performansını iyileştirmek için uygulaması gereken kuvvet miktarının yeterli büyüklükte değerlere ulaşmasını engeller. Elde edilen sonuçlar, temel olarak, kontrol sinyalinin iki değer arasında sıkışıp kalmasından ve optimal kontrol sinyal değerinin büyük ölçüde kırılmasından kaynaklanır. Diğer yandan, doğrusal karesel regülatör performans ölçütünün gerektirdiği kuvvet büyüklüğünü talep edebilir.

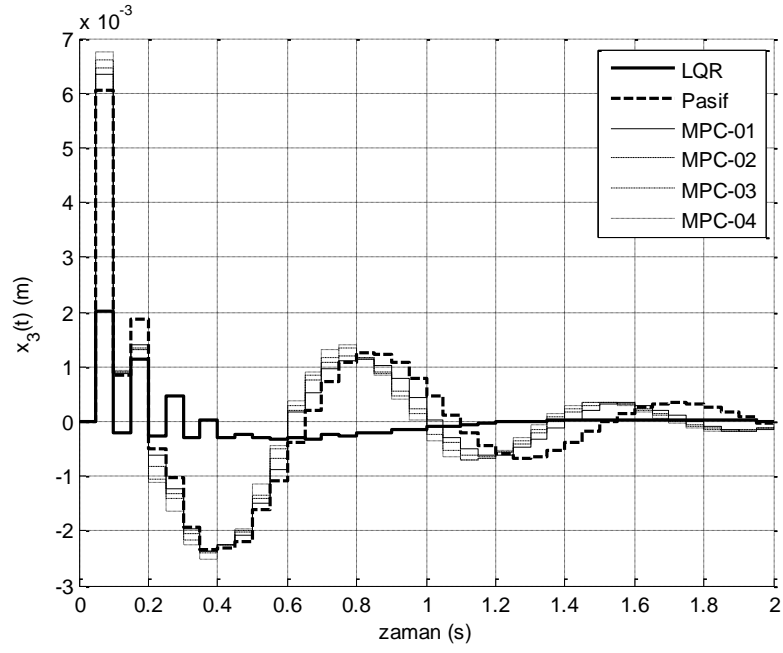
Üzerinde çalışılan bilgisayar benzetim seti, model öngörülü denetleyicinin sistem davranışı ile ilişkili bir performans ölçütünün dinamik ve kinematik kısıt koşulları altında optimize edilebileceğini gösterir. Diğer yandan, bilgisayar benzetimlerin birçoğunda doğrusal karesel regülatörün sistem performansını model



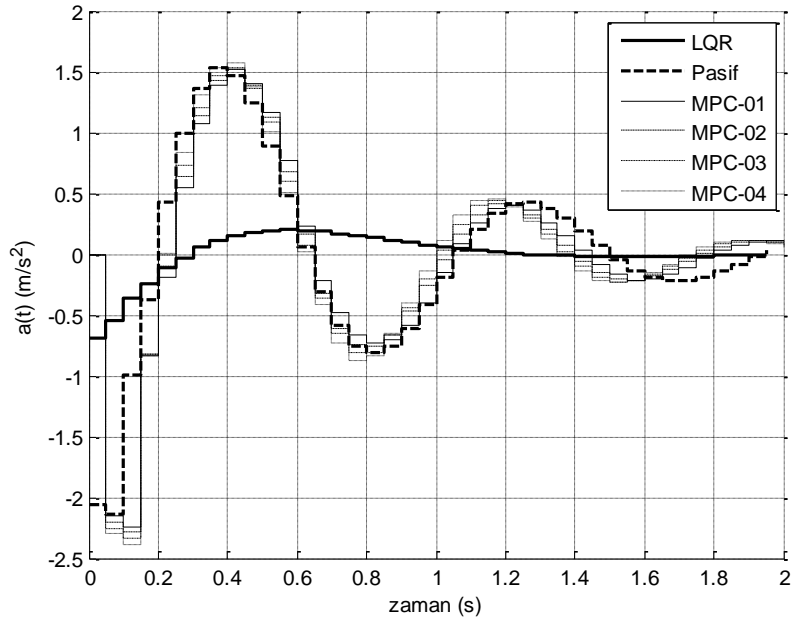
Şekil 2. Hidrolik silindirin araç gövdesi üzerine uyguladığı kuvvetin dinamik eşitsizlik ile sınırlandırıldığı bilgisayar benzetim sonucu: Hidrolik silindir tarafından araç gövdesine uygulanan kuvvet. (Results of a simulation in which the force exerted on the vehicle by a hydraulic cylinder is constrained: Force exerted on the vehicle body by a hydraulic cylinder)



Şekil 3. Amortisör yer değiştirme değişkeninin zamana bağlı değişimi. (Travel of suspension vs. time)



Şekil 4. Lastik deformasyonunu temsil eden değişkenin zamana bağlı değişimi. (Tire deformation vs. time)



Şekil 5. Araç gövdesinin ivmesi. (Vehicle body acceleration vs. time)

öngörülü denetleyiciden daha iyi hale getirdiği gözlemlenebilir. Ancak, doğrusal karesel regülatör hiç bir bilgisayar benzetiminde dinamik ve kinematik kısıt koşullarını sağlamaz. Dolayısı ile gerçek bir araç sistemi üzerinde doğrusal karesel regülatör denetleyici kullanıldığı zaman araç performansı ve araç dinamiği üzerindeki etkisi tahmin edilemez. Model öngörülü denetleyici kullanıldığı zaman performans ölçütünün sistem dinamiği çerçevesinde bilgisayar benzetimleri ile örtüşme olasılığı yüksektir.

Tablo 2. Optimizasyon sabitleri. (Optimization parameters)

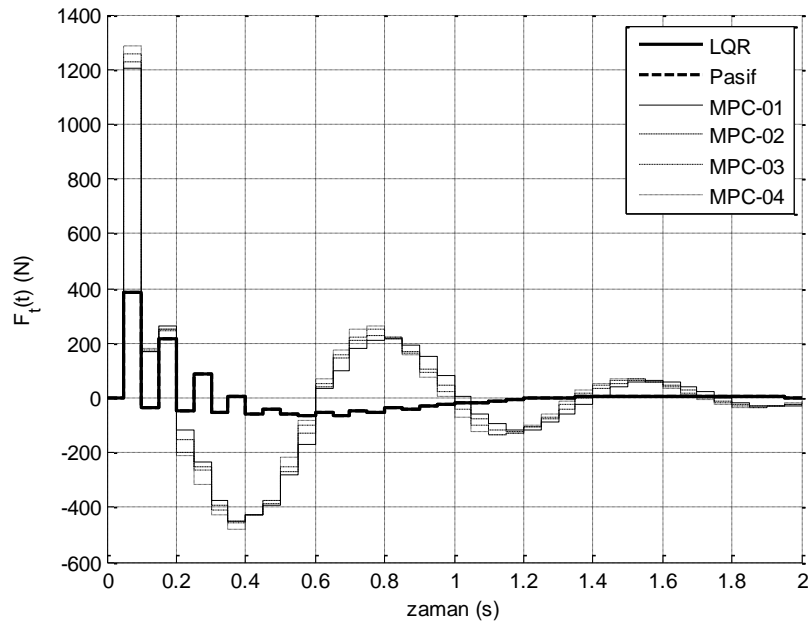
q_5	R	N	δ
1E6	1E0	5	5E-2

Tablo 3. Benzetim başlangıç değerleri. (Initial conditions of simulation)

x_1 (m)	x_2 (m/s)	x_3 (m)	x_4 (m/s)
5E-2	0	0	0

Tablo 4. Dinamik ve kinematik kısıt eşitsizlikleri. (Set of dynamic and kinematic constraints)

u_l (N)	$y_{1,l}$ (m/s ²)	$y_{2,l}$ (N)	$y_{3,l}$ (m)
40	∞	∞	∞
60	∞	∞	∞
80	∞	∞	∞
100	∞	∞	∞



Şekil 6. Araç çekiş kuvveti. (Road holding force vs. time)

5. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, çeyrek araç modelinin regülatör karakteristiğini aktif titreşim kontrolü ile iyileştirmek için model öngörülü denetleyici tasarlanmıştır. Bu model öngörülü denetleyici tasarımı aşamasında eyleyicinin dinamik kısıt eşitsizlikleri ve taşıtın yapısal özelliklerinden kaynaklanan kinematik kısıt eşitsizlikleri göz önüne alınmıştır.

Yukarıda belirtilen özelliklerde tasarlanan model öngörülü denetleyici problemi yarı-kesin programlama optimizasyon problemine benzetilebilir [2]. Bu şartlar altında, bir yarı-kesin programlama optimizasyon problemi çözülür ve elde edilen kontrol sinyali serisi yolcu konforunu artırmak için kullanılır.

Bu çalışmada, dinamik ve kinematik kısıt eşitsizlikleri altında tasarlanan model öngörülü denetleyici ile elde edilen sonuçlar doğrusal karesel regülatör ile elde edilen kontrol sinyali ve durum vektörü serisi ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmadan elde edilen sonuç; dinamik ve kinematik kısıt eşitsizlikleri altında çalışan model öngörülü denetleyici ile elde edilen sonuçların deneysel/prototip çalışmalarında elde edilen sonuçlar ile uyumlu olabileceğini göstermektedir. Ancak doğrusal karesel regülatör sonuçlarını deneysel/prototip uygulamalarında gerçekçi düzeyde gözlemlemek mümkün olmayabilir.

İlgili bilimsel çalışmalar incelendiğinde, model öngörülü denetleyicinin araç titreşim indirgenme çalışmalarında kullanılmış olduğu fakat optimal kontrol probleminin dinamik ve kinematik kısıt şartlarına haiz karesel optimizasyon probleminin çözümünden elde edildiği görülür. Diğer yandan, bu çalışmada, çeyrek araç modelinin dinamik özellikleri ve sistem değişkenleri ile ilgili kısıt eşitsizlikleri aynı anda ele alınarak optimal bir denetleyici tasarımı ve optimal kontrol sinyali doğrusal matris eşitsizliklerine haiz yarı-kesin programlama optimizasyon probleminin çözümünden bulunmuştur.

SİMGELER (SYMBOLS)

D	Sürekli zamanda durum geçiş matrisi
c_a	Amortisör sönümlenme sabiti
F	Sürekli zamanda girdi kazanç matrisi
G	Sürekli zamanda yol kazanç matrisi
K	Optimal kazanç matrisi
k_a	Amortisör yay sabiti
k_t	Teker yay sabiti
m_s	Araç gövdesinin kütlesi
m_{us}	Teker ve amortisör kütlesi
P	Ufuk anında durum vektörü ağırlık matrisi
Q	Durum vektörü ağırlık matrisi
R	Girdi sinyali ağırlık matrisi
u_l	Hidrolik silindir kuvvetinin üst sınır
u_k	k ayrık-zamanda girdi sinyali
u_k^*	k ayrık-zamanda optimal kontrol sinyali serisi
x_1	Amortisör yer değiştirmesini gösteren durum değişkeni
x_2	Araç gövdesinin hızını gösteren durum değişkeni
x_3	Teker deformasyonunu gösteren durum değişkeni
x_4	Teker hızını gösteren durum değişkeni
x_5	Araç gövdesinin hızını saklayan hafıza durum değişkeni

x_k	k ayrık-zamanda durum vektörü
δ	Örnekleme zamanı
Φ	Ayrık zamanda durum geçiş matrisi
Γ	Ayrık zamanda girdi kazanç matrisi

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Rossiter J. A., “**Model-Based Predictive Control: A Practical Approach**”, CRC press, 2003.
- [2] Kwon W. H. ve Han S. H., “**Receding Horizon Control: Model Predictive Control for State Models**”, Springer Science & Business Media, 2006.
- [3] Jalili N., “A Comparative Study and Analysis of Semi-Active Vibration-Control Systems”, **Journal of Vibration and Acoustics**, Cilt 124, No 4, 593-605, 2002.
- [4] Hrovat D., “Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications”, **Automatica**, Cilt 33, No 10, 1781-1817, 1997.
- [5] Tusset A. M., Rafikov M. ve Balthazar J. M., “An Intelligent Controller Design for Magnetorheological Damper Based on a Quarter-Car Model”, **Journal of Vibration and Control**, 2009.
- [6] Poussot-Vassal C., Sename O., Dugard L., Gaspar P., Szabo Z. ve Bokor J., “A New Semi-Active Suspension Control Strategy Through LPV Technique”, **Control Engineering Practice**, Cilt 16, No 12, 1519-1534, 2008.
- [7] Sun W., Gao H. ve Yao B., “Adaptive Robust Vibration Control of Full-Car Active Suspensions with Electrohydraulic Actuators”, **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, Cilt 21, No 6, 2417-2422, 2013.
- [8] Sam Y. M., Osman J. H. ve Ghani M. R. A., “A Class of Proportional-Integral Sliding Mode Control with Application to Active Suspension System”, **Systems and Control Letters**, Cilt 51, No 3, 217-223, 2004.
- [9] Yoshimura T., Kume A., Kurimoto M. ve Hino J., “Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using the Concept of Sliding Mode Control”, **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 239, No 2, 187-199, 2001.
- [10] Yagiz N. ve Hacıoğlu Y., “Backstepping Control of a Vehicle with Active Suspensions”, **Control Engineering Practice**, Cilt 16, No 12, 1457-1467, 2008.
- [11] Sunwoo M., Cheok K. C. ve Huang N., “Model Reference Adaptive Control for Vehicle Active Suspension Systems”, **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, Cilt 38, No 3, 217-222, 1991.
- [12] Guo D., Hu H. ve Yi J., “Neural Network Control for a Semi-Active Vehicle Suspension with a Magnetorheological Damper”, **Journal of Vibration and Control**, Cilt 10, No 3, 461-471, 2004.
- [13] Roh H.-S. ve Park Y., “Stochastic Optimal Preview Control of an Active Vehicle Suspension”, **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 220, No 2, 313-330, 1999.
- [14] Yao G., Yap F., Chen G., Li W. ve Yeo S., “MR Damper and Its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System”, **Mechatronics**, Cilt 12, No 7, 963-973, 2002.
- [15] Prabakar R., Sujatha C. ve Narayanan S., “Optimal Semi-Active Preview Control Response of a Half Car Vehicle Model with Magnetorheological Damper”, **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 326, No 3, 400-420, 2009.

- [16] Mehra R. K., Amin J. N., Hedrick K. J., Osorio C. ve Gopaldasamy S., “Active Suspension Using Preview Information and Model Predictive Control”, **Control Applications**, 1997., Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on, 1997.
- [17] Cho B. K., “Active Suspension Controller Design Using MPC with Preview Information”, **KSME International Journal**, Cilt 13, No 2, 168-174, 1999.
- [18] Qin S. J. ve Badgwell T. A., “A Survey of Industrial Model Predictive Control Technology”, **Control Engineering Practice**, Cilt 11, No 7, 733-764, 2003.
- [19] Lee J. H., “Model Predictive Control: Review of The Three Decades of Development”, **International Journal of Control, Automation and Systems**, Cilt 9, No 3, 415-424, 2011.
- [20] Mayne D. Q., Rawlings J. B., Rao C. V. ve Sokaert P. O., “Constrained Model Predictive Control: Stability and Optimality”, **Automatica**, Cilt 36, No 6, 789-814, 2000.