Pamukkale Univ Muh Bilim Derg, 25(1), 34-42, 2019

Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi

Pamukkale University Journal of Engineering Sciences

Seri elastik eyleyiciler için mekanik tasarım süreçleri

Mechanical design procedures for series elastic actuators

Mehmet Can YILDIRIM[1], *Polat ŞENDUR*[2], *Barkan UĞURLU*[3*]

[1,2,3]Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Özyeğin Üniversitesi, İstanbul, Türkiye.
Mehmet.yildirim@ozu.edu.tr, polat.sendur@ozyegin.edu.tr, barkan.ugurlu@ozyegin.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 06.12.2017, Kabul Tarihi/Accepted: 28.05.2018 doi: 10.5505/pajes.2018.01700
* Yazışılan yazar/Corresponding author Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Bu makalede tork kontrollü robot eklem tahriki için robotik literatüründe sıkça tercih edilen seri elastik eyleyici (SEE) üniteleri için geliştirilen tasarım süreçleri konu edilmiştir. Bilgisayar destekli tasarım ve benzetim çalışmalarının anlamlı bir bütünlük teşkil edecek şekilde entegrasyonunu içeren bu süreçlerin çıktıları ayrıca deneysel çalışmalar ile de sınanmış olup ünitenin en kritik parçası olan burulma yayı üzerinde önemle durulmuştur. SEE ünitesinin ilk sürümünde karşılaşılan zorluklar deneysel çalışmalar ışığında paylamış ve robotik sistemlerin tahrikine hazır ikinci sürüm ile ilgili sonuçlar ile makale sonlandırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Seri elastik eyleyici, Sonlu elemanlar metodu, Burulma

Abstract

This article presents the mechanical design procedures that were devised for the development of series elastic actuators (SEA), a type of actuators that enable joint level torque control of robots. These procedures include the synergistic combination of studies that were conducted via simulation and CAD software whose outcomes were experimentally verified, with a special emphasis on the torsional spring, the most crucial element in the unit. Technical difficulties and shortcomings that were encountered in the first version of the actuator are disclosed with the help of experimental data. The article is concluded with the results from the ready-to-use 2nd version of our SEA.

Keywords: Series elastic actuator, Finite element methods, Torsion

1 Giriş

Robotik sistemler, insanlarla ve çevreleri ile her geçen gün daha çok etkileşim için girmeye başlamışlardır [1]. Dış iskeletler ve rehabilitasyon robotları ise karşılıklı fiziksel etkileşimin ötesinde, insanlarla ortakyaşar birliktelik teşkil edecek şekilde tasarlanmaktadırlar [2]. Bu sistemlerin güvenli ve insan hareketine uygun bir şekilde hareketi ise tork ve empedans kontrol algoritmalarının robotik sistemlere uygulanmasını ve kullanılan eyleyicilerin de bu yapıya uygun olmalarını gerekliliğini doğurmuştur [3].

Seri Elastik Eyleyici (SEE), bahse konu tork ve empedans kontrolünün robotik sistemlere uygulanması noktasında oldukça uygunluk arz etmektedir. Bu eyleyici tipinde motor çıkışı ile link tarafı (mekanik çıkış) arasına seri şekilde bir elastik komponent yerleştirilir. Bu seri elastik komponent üzerindeki burulma ise eyleyicinin çıkışa aktardığı tork ile doğru orantılı olacağından doğrudan tork ölçümü ve dolayısıyla tork ve empedans kontrolü uygulamaları mümkün kılınmaktadır [4].

Bahse konu bu avantajları sebebiyle literatürde birçok farklı SEE tasarımına rastlamak mümkündür. Veneman ve diğ. [5] Bowden kablolu bir tasarım ile iki adet doğrusal yay içeren bir ünite tasarlamışlardır. Paine ve diğ. [6] sonsuz vida içeren bir mekanizma ile doğrusal hareket sağlayabilen bir eyleyici sunmuşlardır. Sariyildiz ve diğ. [7] ise farklı sertlik derecelerine sahip iki adet yay kullanarak SEE-bazlı tork kontrolcüsünün bant genişliğini yükseltebilecek bir yapı ortaya koymuşlardır. Tsagarakis ve diğ. [8] ise altı adet düzlemsel yay ile üçgen bir topoloji oluşturarak düşük empedanslı SEE üretmişlerdir .

Antagonistik düzenek elemanları yerine seri elastik elemanların kullanılmasında, enerji verimliliği odaklı yapılan çalışmaların yönlendirmesi etkili olmuştur [8]-[10]. Ünitenin hem ataletini, hem de hacimlerini arttıran bu fiziksel elemanlar yerine yazılım-kontrollü sanal esneklik (YSE) bir alternatif olarak sunulmuştur [11]. Ancak, YSE tek başına, fiziksel esnekliğe net bir alternatif oluşturamamaktadır. Her ne kadar bu yaklaşımın, farklı ortamlarda, fiziksel esneklik elemanının yokluğunda kuvvet ve empedans kontrolünün geliştirilmesinde verimli olduğu bir takım robot projelerinde kanıtlanmış olsa da, YSE kontrolcü bant aralığı motorun ataletinden, sensör işlem ve gerçek-zamanlı kontrol hızından dolayı bazı gecikmelerle kısıtlanmaya maruz kalmaktadır [12]. Bu durum insan-robot arasında öz emniyetsiz bir etkileşime yol açmaktadır.

Bu sebepler ışığında, fiziksel esneklik elemanı olarak, hem hafif, hem hacimsel olarak küçük, hem de tork değişimine doğrusal olarak tepki veren, seri elastik elemanı olan bir yay arzusu doğmaktadır. Tsagarakis ve diğ. [8] CoMan robotunda 6 adet doğrusal yay kullanarak alanda başarılı bir örnek oluşturmuşlardır. Ancak, yüksek tork çıkışı gerektiren görevlerde arzulanan sertlik değerinin yakalanması için yayların kalınlığı veya ağırlığı çok artacağından doğrusal yaylar tercih sebebi olmaktan çıkmaktadır. Düzlemsel burulma yayları, NASA (National Aeronautics and Space Administration Tr: Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi)'nın Robonaut projesinde [13] ve IIT (Instituto Italiano di Tecnologia Tr: İtalyan Teknoloji Enstitüsü)'nin yenilenen iCub projesinde başarıyla uygulanmış ve olumlu deneysel sonuçlara ulaşılmıştır [14]. Bu bağlamda düzlemsel burulma yayları bu çalışmada uygun bir aday olarak belirlenmiştir.

Örneklerle de açıklandığı üzere robotik sistemlerin tahrik yapılarında önemli bir yer kaplayan SEE'ler için izlenen farklı yöntemler karşılaştırıldığında çalışmaların genellikle ampirik olarak ilerlediği; belirlenen yay topolojilerinin performanslarının ise deneme yanılma metoduyla sınandığı görülmektedir. Bizim çalışmamızda ise farklı mekanik tasarım yöntemlerinin anlamlı bir bütünlük oluşturacak şekilde entegre edilmesiyle daha sistematik bir yöntem teklif edilmektedir.

Tasarlanan düzlemsel burulma yayı aynı zamanda tork kontrolünde de sensör olarak kullanılacağından, tork bant aralığını tamamen kapsayacak katılıkta, simetrik ve doğrusal bir karakteristiğe sahip olacak şekilde belirlenmiştir.

Çalışma üzerinde ele alınan temel üç nokta bulunmaktadır: İlk olarak SEE'nin çalışma koşullarına uygun bir eyleyici ünitenin tasarımı ve gerçeklenmesi sağlanmaktadır. Sonra gerek tasarlanan eyleyicinin yapısı, gerekse de SEE'nin çalışma koşulları göz önünde bulundurularak yay tasarımı yapılacaktır. Tasarlanan yay sonlu elemanlar analizine tabii tutulduktan sonra burulma testlerinden geçirilerek elde edilen deneysel sonuçlar simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır. Son olarak sistem için gerekli hız ve burulma ölçümlerini gerçekleştirecek olan döngüsel kodlayıcıların (enkoder) eyleyici ile bütünleştirilmesi açıklanacaktır.

Yapılan çalışmalar sonucu kullanıma hazır olan ikinci sürüm SEE ünitesiyle ilgili bir takım veriler uluslararası bir konferans bildirisine konu edilmiştir [15]. Bu makalede ise son aşamaya gelene kadar olan tüm süreçler, ilk sürüm SEE ünitesinden elde edilen kapsamlı veriler de irdelenerek genel bir çerçevede ele alınmıştır. SEE tasarımı konusunda Türkçe kaynak olması amaçlanan bu makalenin organizasyonu şu şekilde tasarlanmıştır: İkinci kısımda eyleyicinin mekanik tasarım süreçleri detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Üçüncü kısımda SEE ünitesinin en önemli yapıtaşı olan düzlemsel burulma yayının tasarım süreçleri verilmiştir. Son olarak makale dördüncü kısımda sonuçlandırılmıştır.

2 Eyleyicinin mekanik tasarımı

Bu çalışmada konu edilen SEE ünitesinin rehabilitasyon ve güç artırımı sağlamayı amaçlayan bir üst uzuv dış iskelet robot sisteminde kullanılacaktır. Bahse konu robotların yüksek tork çıkış kapasitesine sahip ancak oldukça hafif ağırlığa sahip olması gereklidir. Dolayısıyla SEE tasarımında birincil öncelik ünitenin kompakt ve düşük kütleli olmasına verilmiştir. Bu doğrultuda eyleyici ünite temel olarak bir gövdesiz fırçasız motordan, harmonik dişliden ve düzlemsel yaydan oluşmuştur. Ünitenin çıkışında elde edilecek torkun toplam ünite kütlesine oranında üst seviye bir başarı elde edilmesi ve robotik uygulamayla kolayca bütünleşmesi amaçlanmıştır.

2.1 Harmonik dişliyle gövdesiz motor eşleştirilmesi

Harmonik dişli 3 ana kısımdan oluşmaktadır: Dalga Yapıcı (İng. Wave Generator (WG)), Esnek Yiv (İng. Flex Spline (FS)) ve Döngüsel Yiv (İng. Circular Spline (CS) [16]. Harmonik dişlinin tercih olmasında üç temel husus vardır:

1. Sağladığı yüksek redüksiyona rağmen muadillerine oranla çok daha az hacim kaplaması,
2. Uzun süreler boyunca verinle çalışabilmesi ve
3. Düşük dişli boşluğu. Üç ana etken gerekçesiyle sistemde tork kazanımı için Harmonik Dişli (Harmonic Drive CSG-25-100-2UH) tercih edilmiştir.

Tasarlanan sistemin ihtiyaç doğrultusunda modifiye edilebilir olması ve Harmonik dişli ile motorun birleştirilmesinde olabildiğince az hacmin kaplanması gerekliliği göz önünde bulundurularak, gövdesiz fırçasız motorların (Kollmorgen TBMS 7631A) sistemde kullanılmasına karar verilmiştir. Sözü edilen motorun iki ana parçası vardır:

i. Stator olarak adlandırılan ve üzerinde sarımları barındıran sabit, dairesel dış çerçeve,
ii. Rotor olarak adlandırılan, dış çapı, boyuna paralel ferrit mıknatıs filamentleriyle kaplı dönel parça. Dikkat edilmesi gereken ana noktalardan biri rotorla statorun eş merkezli olması ve bu eş merkezliliğin sağlanması için, iki parça arasındaki manyetik çekim gücünün aşılmasıdır.

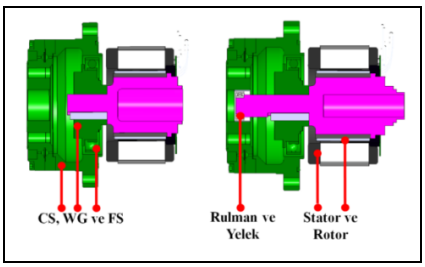
Motorun yüksek verimlilikte çalışması için statorla rotor arasındaki mesafenin olabildiğince az olması gerekir. Seçilen gövdesiz fırçasız motorda bahsi geçen boşluk çapta 1.5 mm'dir. Rotorun statorla olası teması sonucu statordaki akımın rotora geçmesi motorun çalışamamasıyla sonuçlanacağından motorun operasyonu süresince bu eş merkezliliğin düşük toleransla sağlanması gerekir. Bu eş merkezliliğin gerçekleştirilebilmesi adına rotora sabitlenmiş olan motor milinin ekseni motor çerçevesine yüksek kaliteli bir rulmanla sabitlenmiştir.

Eş merkezlilikte başarıya ulaşılmasında diğer bir önemli husus da, statoru ve CS'yi hizalayacak olan çerçevelerin hassas doğrulukta tasarlanabilmesi, üretilebilmesi ve montajının yapılabilmesinde yatmaktadır. Hem statorun, hem de harmonik dişlinin titreşimini önlemek ve sabitliğinden emin olmak için sıkı geçecekleri çerçevelerin gerçeklenmesi gerekir. Bu adım başarıldıktan sonra, çerçevelerin birbirlerine göreceli sabit olması şarttır.

Bahsi geçen hususlar göz önünde bulundurularak sistemin dış gövde tasarımları ve iç mil tasarımları gerçekleştirilerek üretimi sağlanmıştır.

2.2 Eşleştirmede gürültü sorunu ve çözümü

Üretimi gerçekleştirilen motor-dişli eşleşmesinde motorla Harmonik Dişli arasında eş merkezlilik sağlansa da, operasyon sırasında statordaki sürekli değişen kutuplar yüzünden rotor ve dolayısıyla motor milinin merkezden kaçıklık yaparak çalıştığı gözlemlenmiştir. Özellikle, ani açısal hız değişimlerinde rotorun titreşimi ciddi boyutlarda merkezden kaçıklığa sebep olmaktadır. Motor milinin geçtiği Harmonik Dişlinin WG' si de hareketli ve titreşimi oldukça yüksek düzeyde tolere eden bir yapıdadır; ayrıca çapta 3 mm'ye kadar harekete de olanak sağlamaktadır. Bunun sonucunda motorun operasyonu süresince, çerçevelerin ve dolayısıyla statorla harmonik dişlinin eş merkezliliği sağlanmış olsa da, rotorla WG'nin eş merkezliliğinde sorun oluşmakta, oluşan titreşimle birlikte yüksek gürültü ve performans düşüklüğü gözlemlenmektedir. Sorunu çözmek için ana motor milinin iki taraftan da rulmanla sabitlenmesi gerekmiştir. Ağırlık merkezine yakın taraf olan motor çerçevesine, harmonik dişli tarafındakinden görece daha yüksek toleranslı rulman eklenmiş ve rulmanın oynaklığını azaltmak için oturduğu göbekle rulman arasına bir yelek yerleştirilmiştir. Motor tarafındaki rulman, toleransı oldukça düşük bir alternatifiyle değiştirilmiş ve titreşimden daha az etkilenmesi içi yuvası derinleştirilmiştir; bkz. Şekil 1.



Şekil 1(a): Dengeleyici rulmansız tasarım, (b): Dengeleyici rulman eklendikten sonraki tasarım.

Böylelikle, yüksek açısal hız ve ivme değişimlerinde dahi eş merkezlilikte yüksek başarı sağlanmış ve titreşim değerleri en aza indirilerek motorun çalışma ömrü uzatılmıştır. Yapılan ekleme ile motorun sabit hızda çalışmasındaki sapmaları düşük seviyelere getirilmiştir.

2.3 Tasarımda sadeleştirme

Gürültü sorunu çözülen eyleyiciye üçüncü kısımda anlatılacağı üzere bir burulma yayı eklenerek SEE ünitesinin ilk sürümü ortaya konmuştur. İlk sürümde toplam kütlenin bütün tasarım değişiklikleri tamamlandıktan sonra 4.1 kg olarak ölçülmüştür. SEE'nin en yüksek tork çıkışının 164Nm olduğu göz önünde bulundurulduğunda 40 Nm/kg seviyesinde bir tork kütle oranı elde edilmiştir, ancak [17]'de ve Tablo 1'de görüldüğü üzere ulaşılan tork kütle oranı literatürdeki muadillerine oranla düşük kalmaktadır. Bu nedenle SEE üzerinde bir yapısal çalışma daha yapılarak sistemde hafifletmeler yapılması gerekmektedir.

Bu sebeple SEE ünitesinin mekanik tasarımı, ilk tasarım sonrasında gözlemlenen sorunlar göz önünde bulundurularak ve sürümün tasarımında köklü olmayacak değişikler yapılacak şekilde yenilenmiştir. Böylelikle sistem montajı daha kolay bir hale getirilmiştir. Bahse konu düzenlemeler sırasında eklenen ve daha sonra sisteme bütünleşmiş bir şekilde yapılan değişiklikler şu şekildedir:

i. Tasarlanan ilk yay topolojisinin harmonik dişlinin çıkışına uygun olmaması sonucu bağlantı için entegre edilen ek parçalar,
ii. Döngüsel kodlayıcı diskinin yaya sabitlenmesi için kullanılan ek bağlantı aparatları.

Aynı zamanda yapılan bu sadeleştirme uzun dönemli kullanım sırasında oluşabilecek sorunlar açısından, odaklanılması gereken SEE bölümlerinin de azalmasına neden olmuştur. Yapılan değişiklerle eyleyicinin 0.7 kg hafiflemesi ve boyut olarak kısalması sağlanmıştır, yapılan değişikler sonucu tasarlanan SEE modülünün CAD görseli Şekil 2'de sunulmuştur. Ayrıca önceki sürümde 40.0 Nm/kg olan tork kütle oranı 48.23 Nm/kg'a yükselmiştir. Bu oran literatürdeki SEE ünitelerine oranla istenen bir değer olarak karşımıza çıkmıştır.

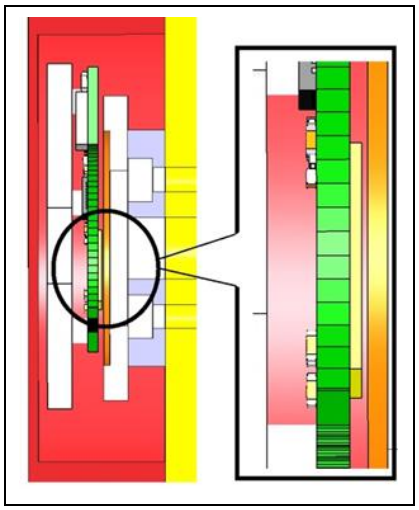


Şekil 2: Yenilenen seri elastik eyleyici ünitesinin CAD görüntüsü.

2.4 Döngüsel kodlayıcı (Encoder) seçimi

SEE tasarımında iki adet döngüsel kodlayıcıya ihtiyaç duyulmaktadır. İlk kodlayıcı motorun pozisyonunu ölçerken, ikinci kodlayıcı ise yayın burulma açısını ölçmektedir. Sistemin tasarımında yer kazanmak adına Aksim MBA7-C42 19-bit hall effect algılayıcı dönel kodlayıcılar sistemde kullanılmıştır. İlk tasarımda motor döngüsel kodlayıcı çerçevelere sabitlenmiştir ve okuyucu kafaya uzaklıklarında ancak kaba ayarlama yapılabilmiştir. Kodlayıcılardaki manyetik tekerin okuyucu yongaya olan uzaklığının 0.1 mm olması gerekmektedir. İzolasyonun sağlanmamış olmasından dolayı kodlayıcıdan sağlıklı bir sonuç elde edilememiştir. Bu sorunlar güncellenen tasarımla çözüme ulaştırılmaya çalışılmıştır.

Gerek kodlayıcıların ikisinin de plastik malzemeden bir ara elemana sabitlenmiş olması, gerekse bu ara elemanların çerçevelere doğrusal yaylarla sabitlenmesinden dolayı ince ayarlama da yapılabilmiştir. Böylelikle hem elektriksel girişimin önüne geçilmiş, hem de daha kaliteli bir okuma yapılmasının önü açılmıştır; bkz. Şekil 3.



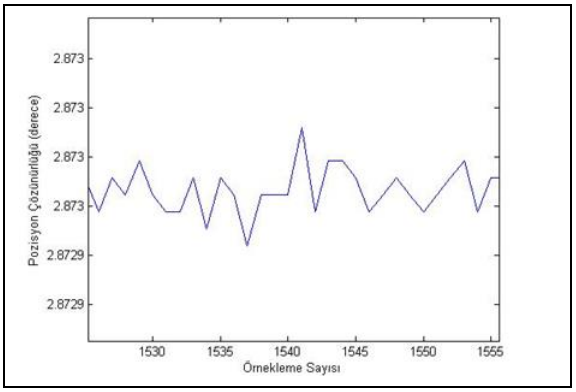
Şekil 3: Döngüsel kodlayıcı diskinin yerleştirilmesinde gerekli pozisyonlama hassasiyeti.

Kodlayıcının Serial Peripheral Interface (SPI) protokolü sebebiyle, +5V ve toprak kanalı dışında "Chip Select" (Çip Seçimi-CS), "Serial Clock" (Zamanlayıcı-SCK) ve "MISO" (Veri) kanalları vardır. Bir programlanabilir mikroişlemci devresi sayesinde, döngüsel kodlayıcıya maksimum 3 MHz'lik SCK sinyali vererek ve CS kanalını aktive ederek, 4 kHz'lik bir gerçek-zamanlı veri okuması yapılmıştır. Bu işlemin içerisinde dijital kapıların değişimi, 3-byte'lık hafızada 19-bit'lik bir veri paketinin saklanması, hız kazanmak için bu paketin şifrelenmesi, RS-232 dönüştürücü yongası sayesinde bilgisayara aktarılması ve MATLAB programında şifrelemenin çözülmesi aşamaları vardır.

Tablo 1: Ön çalışma sonucu oranının beş farklı eyleyici olasılığının tork/kütle kıyaslanması.

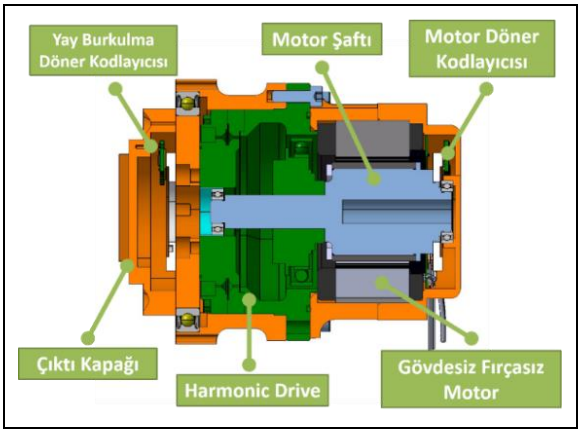
	Maxon GP 81A elektrik motor	Lopes SEE (Lagoda ve diğ. 2010)	Mindwalker SEE (Wang ve diğ. 2013)	CompAct-RS Seri Elastik Eyleyici (Karavas ve diğ. 2013)	IIT-Walkman (Negrello ve diğ. 2016)
En yüksek devamlı tork (Nm)	120	100	100	80	112
Kütle (Kg)	3.7	3.175	2.9	2.1	2.0
Tork/Kütle (Nm/kg)	32.4	31.5	34.5	38.1	56.0

Teorik hesaplamayla elde edilen veri arasında ufak bir fark mevcuttur. Elektronik gürültü sebebiyle, 6.9e-6° olarak hesaplanan pozisyon çözünürlüğü, sabit diskin okumasında Şekil 4'te de görüleceği üzere 0.1e-6°'den küçük olarak elde edilmiştir. Döngüsel kodlayıcı mutlak olduğu için, 360°'lik bir tam tur okuması sonrasında sıfırlanmakta ve yeni bir tur gösterimine gitmektedir. Artımlı döngüsel kodlayıcı göre bunun avantajı, kullanıcının mutlak veya artımlı pozisyon olarak kullanma tercihinin sadece yazılımsal bir değişikliğe bakmasındadır. Aynı zamanda, robotun farklı bir zaman kullanımında son pozisyon doğal olarak hafızada kalacak ve robot ilk pozisyon bilgisi kaybı olmadan fonksiyonuna devam edebilecektir. Örnek bir pozisyon okuması Şekil 4'te görülebilir.



Şekil 4: Açısal pozisyon çözünürlüğü.

Yapılan deneylerde motor tarafındaki kodlayıcı için yeterli sonuçlar alınmıştır. Ancak, deneylerin süresi ve uygulanan tork sonucu oluşan titreşimlerin şiddeti arttıkça kodlayıcı okumalarında boşluklara rastlanmıştır. Ayrıca yapılan ince ayarlamaların SEE'nin kopyalarının sayısı artıkça verimli bir şekilde yapılamadığı Şekil 5'te görünen ikinci SEE üretimi gerçekleştikten sonra ortaya çıkmıştır. Seri bir dizilimdeki SEE yapısında oluşabilecek titreşim nedeniyle robotik sistemin kontrolünde oluşabilecek olası sorunlar göz önünde bulundurularak yüksek titreşime uygun bir kodlayıcı seçimi yapılarak tasarımda bir güncellemeye gidilmiştir.



Şekil 5: Üretimi gerçekleştirilen son SEE'nin kesit görüntüsü.

Tekli okumada ve çok dönüşlü okumada aynı döngüsel kodlayıcının kullanılarak olası iletişim problemlerinin önüne geçilmesi düşülmüş bu nedenle Avago firmasının AS38H39ES13S modelinde karar kılınmıştır. Sistem güncellemesi sonrası kesintisiz kodlayıcı okuması sağlanabilmiştir.

3 Burulma yayı tasarımı

SEE'nin elastik elamanı olarak sisteme bir burulma yayı takılması gerekmektedir. Bu bağlamda sisteme rahat uyumlanabilecek olası yay çeşit ve tasarımları incelendikten sonra, bükülme temelli bir yayın SEE ünitesinin yapısına uygun olduğuna karar verilmiştir. Bu bağlamda, ilgili literatür incelendikten sonra SEE'nin kullanılacağı sertlik ve yük koşulları göz önüne alınarak yay tasarımları geliştirilmiştir. Geliştirilen yay tasarımları SEA (Sonlu Elemanlar Analizi) ile sınandıktan sonra Burulma Test Makinesi (İng. Torsional Test Machine (TTM)) aracılığıyla test edilerek gerçekleştirilen analizlerin doğruluğu test edilmiştir.

3.1 Dört bacaklı yay topolojisi ve ampirik topolojiler

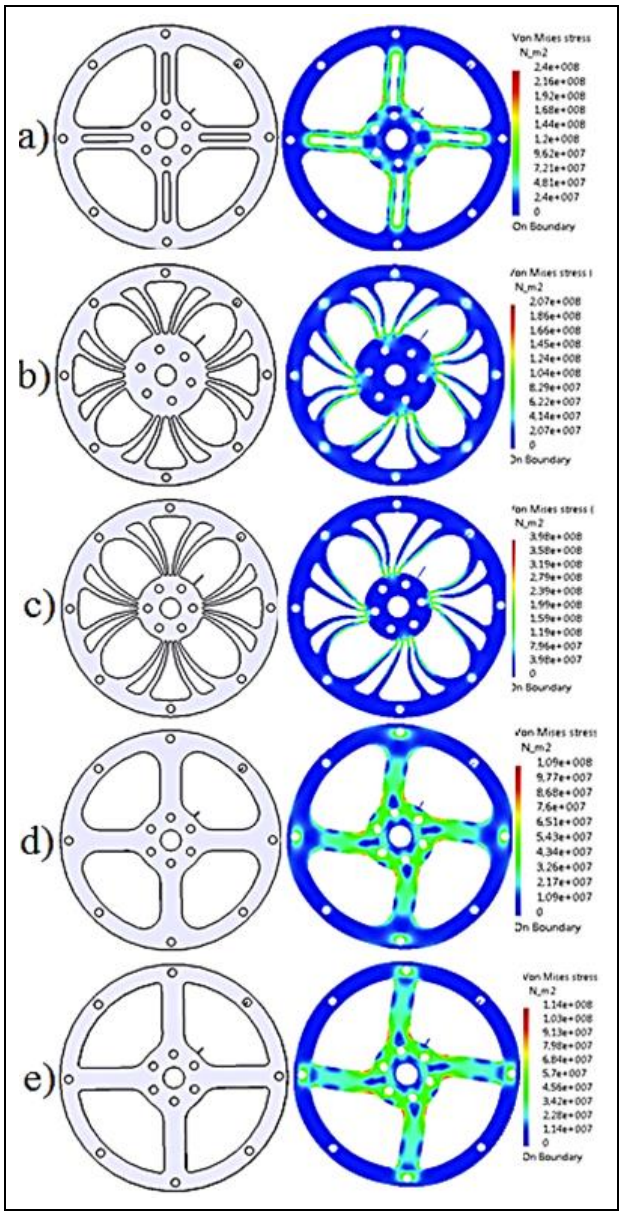
Eyleyici dişli eşleştirmesinde olduğu gibi, fiziksel esneklik elemanında da ağırlık, dikkat edilmesi gereken bir parametredir. Robonaut ve iCub2 projelerinden farklı olarak, simetrik, doğrusal karakterde, arzulanan 10-30 Nm/derece yay sabiti aralığına oturan, birbirinden farklı topoloji ve malzemelerle çeşitli yay tasarımları gerçekleştirilmiştir.

Yüksek yay sabiti ve tork çözünürlüğü arasında bir ödünleşme söz konusudur. İstenen yüksek tork değerlerinde verimli olarak çalışabilecek bir yayın yüksek bir yay sabitine sahip olması gerekmektedir, ancak bu durumda oluşacak düşük burulma açısının değişimini algılamak için yay çıkışının yüksek çözünürlüklü bir döngüsel kodlayıcı ile okunması gerekmektedir. Yayın sabitini etkileyen en önemli parametreler öncelikli olarak tasarım, sonrasında kullanılan malzeme ve kalınlık parametrelerdir. Bu çerçevede deneysel bir yaklaşımla yapılan tasarımlarla farklı yay sabitlerine sahip yaylar elde edilmiştir. SEA ile yayların farklı malzemelerde dayanımı incelenmiştir ve sonuçta kullanıma uygun 5 yay tasarımı sunulmuştur; bkz. Şekil 6. Farklı yay sabitlerinde çeşitlendirilmiş yaylar, uygulanan torka göre doğrusal değişen burulma açıları sayesinde, tork kontrolü için oldukça elverişli haldedir. Bu bağlamda, ampirik topolojilerin herhangi bir ekstra fayda sağlamadığı görülmüş, malzemenin kolayca işlenebilmesi faktörü göz önüne alınarak dört bacaklı topolojide karar kılınmıştır.

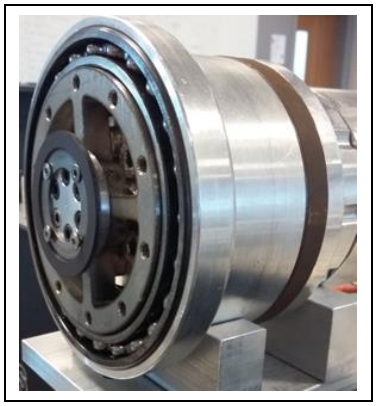
Hedeflenen sabite erişilemediğinde, hacim ve kütle değerlerini asgaride tutmak kaydıyla malzeme ve tasarım güncellenerek nihai tasarımlara erişilmiştir. Yayların kütleleri ve hacimleri Tablo 2'de verilmiştir. Malzemeleri (a) ve (b) için 316 paslanmaz çelik, (c) için 17-4 PH paslanmaz çelik, (d) ve (e) için de AISI 304 paslanmaz çeliktir. Bu koşullarda, yaylar uygulanabilecek maksimum tork değerlerinde elastik deformasyon bölgesinde olup, herhangi bir plastik deformasyona maruz kalmamaktadır. Örnek olarak Şekil 7'de (e) yayı gösterilmektedir.

Tablo 2: Yayların kütleleri, hacimleri ve yay sabitleri.

	a	b	c	d	e
Kütle (kg)	0.31	0.37	0.34	0.35	0.34
Hacim (cm^3)	40	47.3	43.4	44.2	42.3
Yay Sabiti (Nm/deg)	30.8	17.1	14.4	10.7	10.1



Şekil 6: Farklı yay sabitlerine sahip düzlemsel yay tasarımlarının sonlu eleman metodu ile stres analizleri. (a): 30.8 Nm/deg, (b): 17.1 Nm/deg, (c): 14.4 Nm/deg, (d): 10.7 Nm/deg, (e): 10,1 Nm/deg.



Şekil 7: Tablo 2'de değerleri belirtilmiş olan düzlemsel. (e): Yayının SEE ünitenin çıkış kısmına oturtulmuş hali.

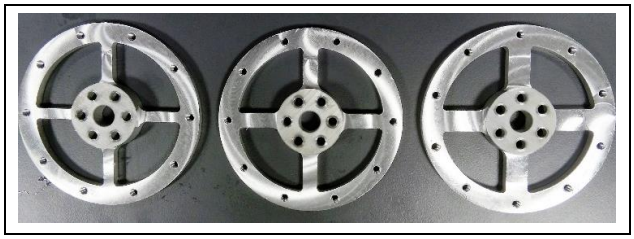
3.2 Dört bacaklı yayın deneysel olarak incelenmesi

Geometrisine karar verilen yayların Bilgisayar Sayımlı Yönetim (CNC) torna ile imalatı gerçekleştirildikten sonra Şekil 8'de görülen yayların burulma testleri Şekil 9'da görülen sistem ile yapılmıştır. Deney sürecindeki aşamalar sırasıyla şu şekilde planlanmıştır:

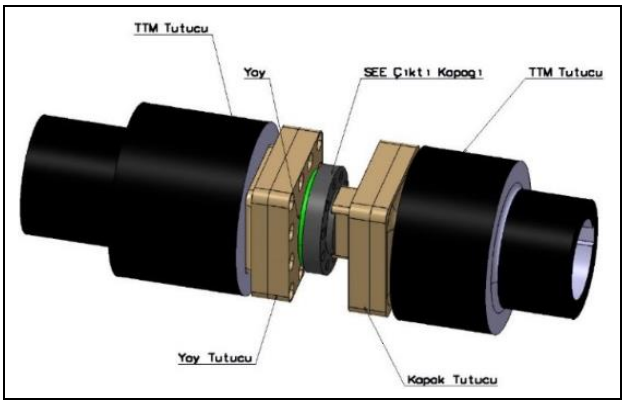
i) Yayların yay sabitlerin-düşükten yükseğe-SEA sonuçları göz önünde bulundurularak karar verilmiş olan tork değerleri ile burulması,

ii) Yayın aynı tork değeri ile birden fazla sefer burularak testteki değerlerdeki tutarlılığın araştırılması,

iii) Yayın kırılana kadar tork yüklemesine maruz kalması ve tork-açısal burulma grafiğinin çıkarılması.



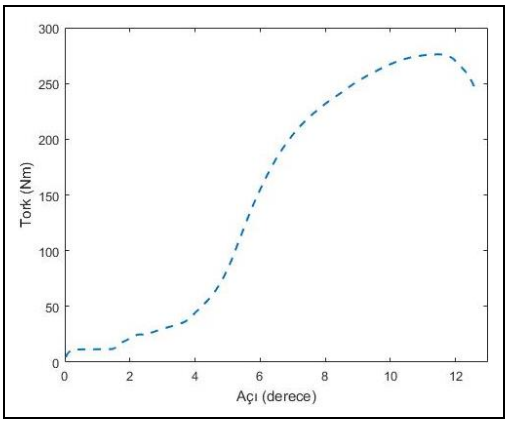
Şekil 8: Deney için farklı feder kalınlıkları ile üretilen yaylar.



Şekil 9: Deneyler için hazırlanan TTM'nin yapısı.

Yapılan birinci aşama deneylerde yayların sertlik değerlerinde deney ve analiz arasında ortalama olarak %50 hata olduğu ortaya çıkmıştır. Bu deneyler düşük yüklerde yapılmış olup plastik bölgeye geçiş gözlenmemiştir. Buradan yola çıkılarak yayların en düşük sertliğe sahip olduğu bilinen örneği ile kırma testine geçilmiştir. Yapılan testte beklenenin aksine sünme dayanımı noktası, elastikten plastik bölgeye geçiş gibi malzeme özellikleri gözlenememiş olup deney sonucunda yayda gözle görülür bir bozulma olmamış, aksine bağlantı elemanı vidaların sünerek kırıldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 10'da yapılan deneylerin sonucu görülmektedir. Bu deneylerin ışığında yayın burulma grafiğinin doğrusal olmadığı; sistemde yay ile harmonik dişliyi bağlamak için kullanılan vidaların da yay ile birlikte esnediği anlaşılmıştır. Bu esnemenin büyüklüğü nedeniyle yapılan deneylerden beklenen doğrusal tork-burulma sonucu elde edilememiştir. Deney sonucunda çıkan değerler ışığında yayın yapısı üzerine yapılacak ileri çalışmalar (parametrizasyon vb.) ve devamında bağlı olarak SEE ünite üzerinde yapılacak olan geliştirmeler SEE'nin bir sonraki sürümünde geliştirilmek üzere bırakılmıştır.



Şekil 10: İlk topoloji ile elde edilen yayın deneysel burulma grafiği.

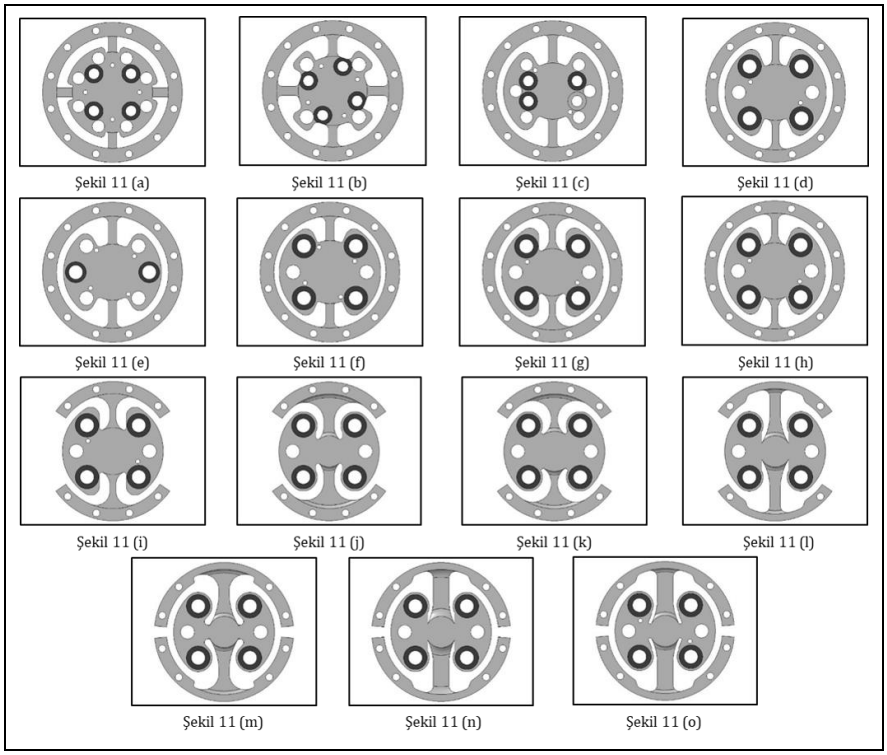
3.3 İki bacaklı yay topolojisi

SEE ünitesinin çalışan ilk sürümü sonrasında üretilmek istenen güncel sistemde sistemin ağırlığını azaltabilmek adına burulma yayının mekanik yapısı üzerine de odaklanılmıştır. Elastik bileşene bağlı olarak sistemin toplam ağırlığını arttıran üç unsur bulunmaktadır: yay, yay rulmanı ve dişli kasası. Bahsi geçen bu üç eleman arasında bir hiyerarşi kurulması gerektiğinde en tepede yayın yapısı bulunmaktadır. Yayın kalınlığı ve çapına bağlı olarak rulman büyüyüp küçülmekte, beraberinde de dişli kasasının çapı değişmektedir.

Bu konudaki düzenleme çalışması bahsi edilen yapısal hiyerarşinin tersi yönde, yani dişli ünitesinin dış çapına odaklı olarak şekillendirilmesine karar verilmiştir. Bu bağlamda sisteme uygun olarak rulman seçimi ve devamında da yay topolojisinin sınırlaması gerçekleştirilmiştir. Bir başka deyişle, sürüm değişimi yapıldığı süreçte sistem parametrelerine uygun olarak yayın dış çapının küçültülmesine karar verilmiştir.

Bu süreçte sistemin maruz kalabileceği olası dış etkiler üzerinden sisteme uygun rulman seçilmiştir ve yayın temel dış çap limiti ise bu rulmana göre belirlenmiştir. Aynı şekilde yayın iç limitleri ise bağlantı sırasında ek bir parça gereksinimini ortadan kaldırmak adına harmonik dişlinin üzerinde bağlantı için ayırdığı vida yuvalarına göre ayarlanmıştır. Sistemin bu iki ana limitine ek olarak sistem için seçilen rulmanın kalınlığı 10 mm de üçüncü geometrik limit olarak çalışmanın başlangıç limiti olarak kabul edilmiştir.

Geometrik limitler üzerinden yola çıkılarak Şekil 11(a)'da görülen ve yapılan SEA sonucu aşırı güvenli ve sert yay tasarımı ortaya çıkmıştır. Görseldeki koyu renkli delikler harmonik dişlinin içyapısında bulunan ancak dişlinin çıkışı için olası bir bağlantıda kullanılması önerilmeye M6 vida yuvaları içindir. İlk sürümdeki burulma deneylerinden gelen bilgi ile öncelik verilmesi gereken bağlantı elemanlarının iç vidalar oluşundan ötürü öncelik bu elemanların tasarımına ağırlık verilmiştir. İç vidaların daha çok dikkat gerektirmesindeki temel gerekçe sistemin oluşturduğu torkun vidaların pozisyonu gerekçesiyle bu vidalara daha yüksek bir kesme kuvveti uyguluyor olmasından ileri gelmektedir. Şekil 11(b)'de görüldüğü üzere sistemin ihtiyaç duyduğu tutucu bağlantı elemanı miktarı belirlenmesi için vida sayısı düşürülerek yeni bir dizilim denenmiştir. İç vida sayısı Şekil 11(c)-11(f) arasında farklı aşamalardan geçerek şekillenmiştir. Şekil 12'de görüldüğü üzere iç tutuculara da iki farklı vida kullanılmıştır. Koyu renkli görünen kısımlarda standart dar kafa M8 imbus vida kullanılırken, orta deliklerde ise özel tasarım başsız sadece çıktı torkundan gelen yükü taşıması için üretilen vidalar kullanılmıştır. Şekil 11(f)-11(o)'de görüldüğü üzere bu yapılanma standart olarak seçilmiştir.



Şekil 11: Tasarım aşamasında sınanan farklı yay topolojileri.

Yay tasarımındaki en temel ihtiyaç SEE'nin çalışacağı yük koşullarında gerekli tork okumalarının yapılabilmesi için yine belirtilen tork limitlerinde yeterli bir burulma gerçekleştirecek yapıya sahip olabilmesidir. Tasarlanan yayın toplam burulma değeri yayın topolojisindeki bacakların bükülmesinden gelmektedir. İlk sürüm yaylarında toplam dört bacak olmasına karşın iç ve dış çap arasındaki farkın büyük olmasından ötürü, bu bacaklara etki eden moment daha yüksek değerlere ulaşabilmektedir. Ancak geometrik limitlerin değişmesi sonucu Şekil 11(a) ve Şekil 11(b)'de görülen dört bacaklı sistemlerde istenilen maksimum tork limitleri sağlanabilse de burulma değerleri oldukça düşük kalmıştır. Bu gerekçeyle Şekil 11(c)'de görüldüğü üzere bacak sayısı düşürülerek, yayın merkezi böbreğe benzer bir şekilde tekrar yapılandırılmıştır. İç bölümün tasarlanmasında dikkat edilen ana unsur, geometriler arasında stres konsantrasyonunu arttırabilecek olası bir keskin geçişlerden kaçınmak ve yayın üretilmesine yönelik olarak talaşlı imalata uygun bir yapıyı korumaktır.

İki bacaklı yapıya geçilmesine karşın istenilen burulma-maksimum tork değerlerine ulaşılamamıştır. Bacakların uzunluğu yayın merkezine doğru oyularak arttırılmıştır ve bu süreç Şekil 11(f)-11(l)'de açıkça görülebilmektedir. Aynı şekilde Şekil 11(i)'te görüldüğü üzere dış çemberin yapısı ikiye bölünerek yapısal olarak dış çember görece güçsüzleştirilerek sisteme hareket özgürlüğü sağlanmıştır.

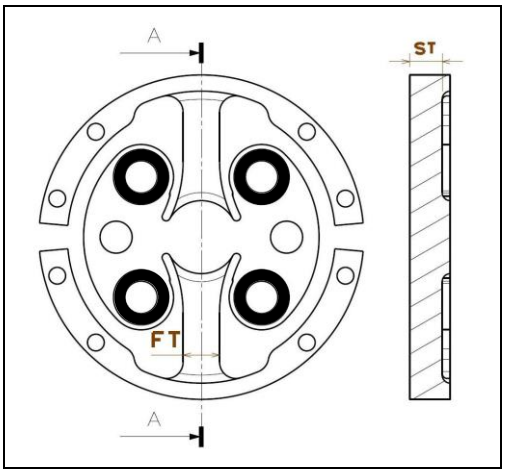
Yapılan sistemsel değişikliklere karşın istenilen sertlik oranlarına ulaşılamamasından ve diğer dış tutucu vidalara oranla dengesiz biçimde yük etki ediyor olmasından ötürü bacak üzerindeki delikler kaldırılarak dış çemberde inceltmeye gidilmiştir. Bu değişiklik sonucu ortaya çıkan yeni yapı Şekil 11(l)'de görülebilmektedir. Yükü taşıyabilecek yapıdaki düzeltmelere yapıldıktan sonra dış çember Şekil 11(m) ve Şekil 11(n)'da görülen sürümlerle birlikte kararlı bir topolojik yapıya oturtulmuştur. Yapılan değişiklikler sonucu üretime uygun hale getirilen ve stres dağılımı düzenlenen yay Şekil 11(o)'de görüldüğü üzere son halini almıştır.

3.5 Yay sertliğinin parametrik ifadesi

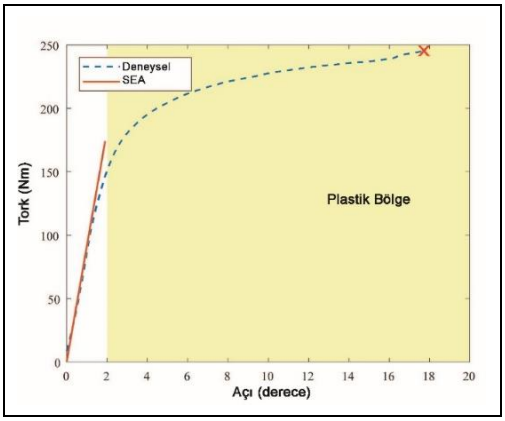
Elde edilen verilerle ile yayın sertliğinin bacak uzunlukları cinsinden parametrik olarak ifade edilebileceği de öngörülmüştür.

Kesme gerilimini etkin bir şekilde ifade edebilmek için burulma yayı dış kısımda kabuk katmanı olacak şekilde dörtlü düğüm tetrahedral birimlerle (C3D4) modellenmiştir. Söz konusu C3D4 birimi çift düğümlü ve sürekli olup x, y ve z eksenlerinde düzlemsel harekete izin veren 3 serbestlik derecesine sahiptir. Yay, merkezindeki vida deliklerinden 6 serbestlik derecesi de tamamen sabitlenerek, merkezinden 40Nm tork yüküne tek boyutlu katı elemanlarla ve çok noktalı kısıtlayıcı ile maruz bırakılmıştır. 40Nm tork değeri olası bir plastik noktaya geçişin önüne geçmek adına tercih edilmiştir. Model genel toplamda 5480 kabuk elemanı ve 14859 katı eleman bulundurmaktadır. Bacak kalınlığı (FT) ve yay et kalınlığı (ST) değerlerini kullanarak geniş bir sertlik aralığı oluşturmak üzere ve hafif bir yay elde edebilmek adına Alüminyum yayın malzemesi olarak seçilmiştir. Malzemenin Poison Oranı 0.33, Young Modülü 70 GPa ve öz kütlesi ise 2700 kg/m^3 olarak kabul edilmiştir.

Sonlu Elemanlar Analizi MSC Nastran yazılımında statik analiz çözücüsü (SOL 101) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yay sertliği analizdeki girdi tork değerinin, analiz sonucunda hesaplanan burulma açısı değerine bölünerek bulunmuştur. Şekil 12'de gösterilmiş olan yay yapısı üzerinden FT değeri 9mm ve ST değeri 8 mm olan bir yay üzerinde 112 Nm tork uygulandığında oluşan burulma açısı sonuçları Şekil 13'te SEA değerlerinde görülmektedir. Bu örneğe özgü olarak yay sertlik değeri 91Nm/derece olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 12: Topoloji çalışması üzerine karar verilen yay yapısı ve parametrik çalışmada seçilen boyutlar.



Şekil 13: Tork burulma grafiği: Kesikli mavi çizgi deneysel sonucu göstermektedir. Kırmızı çizgi ise sonlu elemanlar analiz sonucudur.

Yay sertliğinin parametrik ifadesi (k_{EMP}) için 52 adet farklı ST ve FT değerlerine sahip yay modeli oluşturulmuş ve MSC Nastran yazılımı yardımıyla benzetim çalışmaları yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile yayın ST ve FT değerlerine bağlı bir ampirik denklem elde edilmiştir. Söz konusu ampirik denklem birinci dereceden kabul edildiğinde nispi hatanın yüksek olması sebebiyle ikinci dereceden bir denklem tercih edilmiştir. Bu denklem ve en küçük kareler yöntemiyle elde edilen sabitleri denklem (1)'de görülmektedir.

$$k_{EMP} = -60.82 - 0{,}14ST^2 + 0.33FT^2 + 8.86ST + 7.01FT \quad (1)$$

Ampirik modelin tutarlılığı Tablo 3'te görülebileceği üzere 8 farklı yay için test edilmiştir. Bu işlem için 8 farklı test yayının benzetim sonuçları (k_{FEM}) denklem (1)'deki modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış, aradaki fark ise nisbi hata (δ) olarak kaydedilmiştir; bkz. Tablo 3. Bu çalışma sonucu ampirik denklemin yay sertlik değerlerini yüksek doğrulukla tahmin edebildiği göstermektedir.

Tablo 3: Yayların kütleleri, hacimleri ve yay sabitleri.

ST (mm)	FT (mm)	k_{FEM} (Nm.deg^{-1})	k_{EMP} (Nm.deg^{-1})	δ (%)
7.00	9.00	83.91	84.52	0.7%
7.25	7.25	65.49	64.54	1.5%
7.50	7.50	69.81	69.23	0.8%
8.25	7.25	71.09	71.28	0.3%
8.25	8.65	88.37	88.49	0.1%
8.50	8.00	81.75	81.98	0.3%
9.00	8.65	93.33	93.37	0.0%
9.00	9.00	98.05	97.88	0.2%

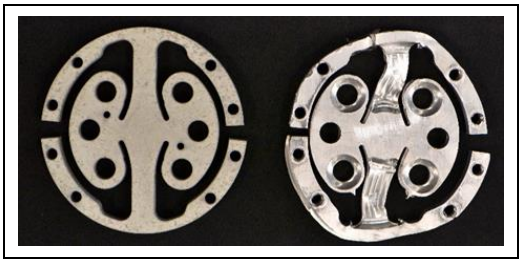
3.6 İki bacaklı yayın deneysel incelenmesi

İki bacaklı yaylarla ilgili olarak yapılan parametrik modelleme ve benzetim çalışmalarının akabinde yay (FT = 9 mm, ST = 8mm, $k_{EMP} = 91\ Nm/derece$) Şekil 9'da belirtilen TTM ile deneysel olarak sınanmıştır. Bu bağlamda, deneysel çalışma iki adet test aşamasını içermektedir.

İlk test aşamasında TTM kullanılarak yaya sünme dayanımını aşmayacak şekilde tork değerleri uygulanmıştır. Bu sayede yayın plastik bölgeye geçmeden davranışı incelenebilmiştir. İkinci aşamada ise tork değeri sıfırdan başlayarak yavaş yavaş arttırılmış ve yay kırılana dek bu işleme devam edilmiştir. Bu sayede ise yayın hangi burulma açısından sonra plastik bölgeye geçtiği ve hangi tork yükü altında kırıldığı deneysel olarak incelenebilmiştir.

Şekil 13'te yayın genel burulma grafiği görülebilmektedir. Öncelikle yayın 1.8° burulmaya kadar elastik bölgede kaldığı, akabinde ise plastik bölgeye geçtiği gözlemlenmiştir. Elastik bölgede ise yayın davranışının önemli ölçüde doğrusal olduğu; yay sertliğinin deneysel verisi ile model sonucu elde edilen değerin aynı olduğu görülmüştür. SEE ünitesinin uzun vadeli çalışacağı göz önüne alındığında, elastik bölgede doğrusal davranabilen ve sertliği tasarım aşamasında öngörülen değerle aynı olan bir yay ile elde edilmek istenen tasarım kıstasları sağlanabilmiştir.

1.8°'nin üstündeki burulma değerlerinde sistemin plastik bölgeye geçtiği, 250 Nm civarındaki tork yüklerinde de kırıldığı deneysel olarak gözlemlenmiştir. Şekil 14'te yayın burulma testleri öncesi ve sonrasındaki durumları gözlemlenebilir. Yapısal bozulmaların önüne geçebilmek için, bir hata payıyla beraber, yayın yaklaşık 1.6°'den fazla burulmaması için yazılımsal önlemler alınmasına karar verilmiştir.



(a) (b)

Şekil 14: Test örneği, test öncesi. (a): ve sonrası (b).

4 Sonuçlar

Bu makalede yüksek tork yoğunluğuna sahip bir SEE ünitesi için geliştirilen mekanik tasarım süreçleri ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Bilgisayar destekli tasarım yazılımları ve benzetim yazılımlarının koordineli kullanımı ve deneysel test süreçlerinin anlamlı bir bütünlük oluşturacak şekilde sürece eklenmesini içeren bu süreçler ile tork kontrollü robotik sistemlerin eklemlerinin tahriki için literatürdeki örneklerine emsal teşkil edecek bir SEE ünitesi elde edilmiştir.

Bir SEE ünitesinin en temel elemanı olarak karşımıza burulma yayları çıkmaktadır. Bu burulma yayının tasarımı, benzetim çalışmaları ve test süreçleri ise tasarımın en hassas noktasını oluşturmaktadır. Bu makale ile iki bacaklı topolojinin dört bacaklı topolojiye oranla daha arzu edilir sonuçlar verdiği deneysel olarak ortaya konulmuştur. Ayrıca iki bacaklı topoloji için ampirik bir model elde edilmiş, elde edilen modelin doğruluğu benzetim ve deneysel çalışmalar ile sınanmıştır. Bu sayede, herhangi bir sertlik değerinde yay elde etmek için teklif edilen topoloji ve modeli kullanılabilir ve konuyla ilgili araştırmacılar etkin bir şekilde kendi SEE ünitelerini geliştirebilirler.

Bahse konu SEE ünitesi ise halen devam etmekte olan bir prototiple geliştirme projesinde yer alan dış iskelet robotun eklemlerinin tahrikleme işleminde kullanılacaktır. Dolayısıyla bir sonraki çalışmamızda tork kontrollü eklemlere sahip dış iskelet robot için lokomasyon kontrolü sentezi konu edilecektir.

5 Teşekkür

Bu çalışma, TÜBİTAK tarafından 215E138 No.lu projeler kapsamında desteklenmektedir.

6 Kaynaklar

[1] Ajoudani A, Zanchettin A, Ivaldi S, Albu-Schaeffer A, Kosuge K, Khatib O. "Progress and prospects of the physical human-robot collaboration". *Autonomous Robots*, 42(5), 957-975, 2018.

[2] Wang, KJ, Sun, M, Xia, R, Mao, ZH. "Human-robot symbiosis framework on exoskeleton devices". *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Taipei, Taiwan, 14-17 March 2016.

[3] Van Ham R, Sugar TG, Vanderborght B, Hollander KW, Lefeber B. "Compliant actuator designs". *IEEE Robotics and Automation Magazine*, 16(3), 81-94, 2009.

[4] Pratt GA, Williamson MM. "Series elastic actuators". *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Pittsburgh, USA, 5-9 August 1995.

[5] Veneman JF, Ekkelenkamp R, Kruidhof R, van der Helm FCT, van der Kooij H. "A series elastic- and bowden-cable-based actuation system for use as torque actuator in exoskeleton-type robots". *International Journal of Robotics Research*, 25(3), 261-281, 2006.

[6] Paine N, Oh S, Sentis L. "Design and control considerations for high-performance series elastic actuators". *IEEE Transactions on Mechatronics*, 19(3), 1080-1091, 2014.

[7] Sariyildiz E, Chen G, Yu H. "An acceleration-based robust motion controller design for a novel series elastic actuator". *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(3), 1900-1910, 2016.

[8] Tsagarakis NG, Morfey S, Medrano-Cerda G, Li Z, Caldwell DG. "Compliant Humanoid COMAN: Optimal Joint Stiffness Tuning for Modal Frequency Control". *IEEE International. Conference on Robotics and Automation*, Karlsruhe, Germany, 6-10 May 2013.

[9] Laffranchi M, Tsagarakis NG, Cannella F, Caldwell DG. "Antagonistic and series elastic actuators: a comparative analysis on the energy consumption". *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Kobe, Japan, 10-15 October 2009.

[10] Kormushev P, Ugurlu B, Calinon S, Tsagarakis NG, Caldwell DG. "Bipedal walking energy minimization by reinforcement learning with evolving policy parameterization". *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, San Francisco, USA, 25-30 September 2011.

[11] Ugurlu B, Havoutis I, Semini C, Kayamori K, Caldwell DG, Narikiyo T. "Pattern generation and compliant feedback control for quadrupedal dynamic trot-walking locomotion: experiments on RoboCat-1 and HyQ". *Autonomous Robots*, 38(4), 415-437, 2015.

[12] Zinn M, Khatib O, Roth B, Salisbury JL. "Playing it safe [human-friendly robots]". *IEEE Robotics and Automation Magazine*, 11(2), 12-21, 2004.

[13] Mehling JS, Holley J, O'Malley MK. "Leveraging disturbance observer based torque control for improved impedance rendering with series elastic actuators". *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS),* Hamburg, Germany, 28 September-02 October 2015.

[14] Parmiggiani A, Metta G, Tsagarakis NG. "The mechatronic design of the new legs of the iCub robot". *IEEE Conference on Humanoid Robotics*, Osaka, Japan, 29 November-01 December 2012.

[15] Yildirim MC, Sendur P, Bilgin O, Gulek B, Yapici GG, Ugurlu B. "An integrated design approach for a series elastic actuator: stiffness tuning, fatigue analysis, thermal management". *IEEE International Conference on Humanoid Robots*, Birmingham, United Kingdom, 5-7 November 2017.

[16] Tuttle TD, Seering WP. "A nonlinear model of a harmonic drive gear transmission". *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 12(3), 368-374, 1996.

[17] Negrello F, Garabini M, Catalano MG, Malzahn J, Caldwell, DG, Bicchi A, Tsagarakis NG. "A modular compliant actuator for emerging high performance and fall-resilient humanoids". *IEEE International Conference on Humanoid Robots,* Seoul, Korea, 3-5 November 2015.