

ALTI ÇUBUKLU BİR ESNEK MEKANİZMA KULLANILARAK ARAÇ YÖNLENDİRME SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ

Çağıl Merve TANIK^{1*}, Raşit KARAKUŞ²

^{1*} ASELSAN AŞ., Ankara, ORCID No : <https://orcid.org/0000-0003-4616-0934>

² FNSS Savunma Sistemleri AŞ., Ankara, ORCID No : <https://orcid.org/0000-0003-4328-7665>

Anahtar Kelimeler	Öz
Esnek Mekanizmalar Direksiyon Sistemi Eklemeli İmalat	<i>Bu çalışmada, altı çubuklu esnek bir mekanizma kullanılarak geliştirilen araç yönlendirme sistemi incelenmektedir. Tasarım, kısa boylu esnek mafsallardan oluşmaktadır ve tek parça olarak tasarlanmıştır. Geleneksel sistemlerle karşılaştırıldığında parça sayısında ciddi bir azalma gözlemlenmiştir. Mekanizma düzlemsel olarak tasarlanmış olup, Ackerman geometrisini sağlamak için uygun bir modeldir. Çalışmada, mekanizma öncelikle rijit mekanizma sentezi için boyutlandırılmış ve daha sonra esnek mekanizma olarak modellenmiştir. Dayanım analizi yapıldıktan sonra sonuçlar sonlu eleman analizi ile doğrulanmıştır. Prototip üretilmiş ve teorik sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca, kinematik analizler yapılmış ve hareket kabiliyetleri doğrulanmıştır. Yapılan çalışma, düşük maliyetli üretim gerektiren uygulamalarda tercih edilebilecek bir araç yönlendirme sistemi için uygun bir prototip model sunmaktadır.</i>

DEVELOPMENT OF A SIX BAR COMPLIANT STEERING MECHANISM

Keywords	Abstract
Compliant Mechanisms Steering System Additive Manufacturing	<i>In this study, a steering system developed using a six-bar flexible mechanism is examined. The design consists of short-length flexible links and is designed as a single piece. Significant reduction in the number of parts compared to traditional systems is observed. The mechanism is designed to operate in a planar manner and is suitable for providing Ackerman geometry. In the study, the mechanism is first dimensioned for rigid mechanism synthesis and then modeled as a flexible mechanism. After the strength analysis, the results are validated by finite element analysis. A prototype is produced and theoretical results are compared with experimental data. Additionally, kinematic analyses are performed, and motion capabilities are verified. The study presents a suitable prototype model for a vehicle steering system that can be preferred in applications requiring low-cost production.</i>

Araştırma Makalesi	Research Article
Başvuru Tarihi : 04.03.2024	Submission Date : 04.03.2024
Kabul Tarihi : 15.08.2024	Accepted Date : 15.08.2024

* Sorumlu yazar: cmervacan@gmail.com
<https://doi.org/10.31796/ogummf.1446931>

1. Giriş

Tekerlekli kara taşıtlarında yönlendirme işlemi farklı metotlarla yapılabilir. En yaygın yönlendirme yöntemi teker açılarının değiştirilmesi ile araç yönlendirmesinin sağlanmasıdır. Yönlendirme tekerlerinin açılarda kontrolü bir direksiyon sistemi vasıtasıyla yapılır. Bu sebeple direksiyon sistemi, araç dinamiğinde büyük bir öneme sahiptir (Gillespie, 1992).

Direksiyon mekanizması, direksiyon simidinin kontrolü ile tekerlerin dönmeye izin verdiği için sistemdeki ana bileşendir ve tasarımı önem arz etmektedir (Jazar, 2014).

Yönlendirme mekanizmasının sentezi ile ilgili birçok çalışma yayınlanmıştır. Bunlardan bir tanesi (Yao ve Angeles, 2000) tarafından yapılan, dört çubuk mekanizmasını sentezlemek için kullanılan eleme sürecine dayalı yöntemdir. Bu yöntemde yapısal hatanın ortalama karesini en aza indirmek hedeflenmiştir. Yapısal hatanın ortalama karesinin minimize edilmesine dayanan bir başka çalışmada (Simionescu ve Beale, 2002)'de gösterilmiştir.

(Becker, Bian ve Song, 2003) ve (Bian, Song ve Walter, 2004) yaptıkları çalışmalarda çok bağlantılı yönlendirme mekanizması ve McPherson süspansiyon optimizasyonu ile ilgili karmaşık bir problem sunmuştur. (Rahmani-



Bu eser, Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>) hükümlerine göre açık erişimli bir makaledir.

This is an open access article under the terms of the Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Hanzaki, Rao, ve Saha, 2009) kremayer ve pinyon mekanizması optimizasyonu problemini incelemiştir. Bir başka çalışmada da (Panchanathan ve Huang, 2023) esnek bir yuvarlanma mafsalının desteği ile kramayer ve pinyon mekanizması tasarımı sunulmuştur.

Farklı bir yaklaşım da (Collard, Duysinx ve Fisetete, 2010) tarafından yapılmıştır. Önerilen yöntemde, optimum tasarımı bulmak için gerilme enerjisini minimize eden bir genişletilebilir bağlantı mekanizması modeli kullanılmıştır.

(Shariati ve Norouzi, 2011) Çalışmalarında dört çubuk yönlendirme mekanizmasının optimizasyonu için bir yöntem önermiştir. Bu optimizasyon yöntemi gradyan tabanlıdır ve sonuçları sezgisel yöntemlere göre daha güvenilirdir. Bir başka çalışmada ise kinematik modelleme için doğal koordinatların kullanıldığı Jacobi metodunun sayısal hesaplanmasına dayalı genel bir optimizasyon yöntemi önerilmektedir (De-Juan, Sancibrian ve Viadero, 2012). Ayrıca literatürde mekanizma kinematikini modelleyen denklemleri elde etmek için doğal koordinatların kullanıldığı, sürekli bir genetik algoritma kullanan bir küresel optimizasyon yöntemi de çalışılmıştır (Romero, 2014).

Son yıllarda yapılan çalışmalar yapay zeka ve otonom sürüş teknolojileri kullanılarak direksiyon mekanizmalarının daha güvenli, hassas ve kullanıcı dostu hale getirilmesine odaklanmaktadır. (Reda, Bouzid ve Vásárhelyi, 2020) Çalışmalarında otonom araçların direksiyon sistemleri için Model Öngörülü Kontrol kullanarak sistemin değişkenleri arasındaki etkileşimlerini dikkate alarak daha güvenli ve etkin bir kontrol sağlamayı amaçlamıştır. Performans, kaynak kullanımı, maliyet ve enerji verimliliği açısından elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Başka bir çalışmada (Park, Lee ve Han, 2015) otonom araçların yol takibi performansını ve stabilitesini artırmak için geliştirilmiş bir direksiyon kontrol sistemi ortaya konulmuştur.

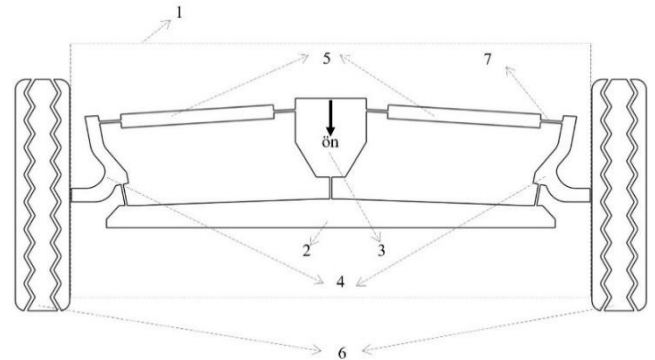
Esnek mekanizmalar hareketlerini bir kısmen veya tamamen esneyen elemanlar sayesinde kazanırlar (Howell, 2002). Bu tip mekanizmalar düşük maliyet, hafiflik, az bakım gereksinimi gibi önemli avantajlara sahiptirler ve bu avantajları sayesinde geniş kullanım alanları mevcuttur (Fowler, Howell ve Magleby, 2011).

Esnek mekanizmalar, tamamen esneyen ve kısmen esneyen mekanizmalar olarak sınıflandırılabilirler (Lobontiu, 2002). Esnek mekanizmaların tasarımı için literatürde kullanılan çeşitli yöntemler vardır (Lan, 2008) (Cao, Dolovich ve Zhang, 2013). Esnek mekanizmaların analizi ve tasarımında sahte-rijit-cisim metodu kullanılır. Bu metotta esneyen kısımlar burulma yayına sahip mafsal olarak modellenir (Lobontiu, 2002), (Howell, 2002). Bu sayede, esnek mekanizmaların

analiz ve tasarım süreci iyi bilinen rijit eşleniklerinin kinematik analiz metotlarına kullanılarak basitleştirilir.

Kısmen esneyen Watt tipi altı çubuk mekanizmasının kinematik ve kinetik analizleri yapılmıştır (Uyulan ve İpek, 2021). Bu çalışmada esneyen eleman olarak yay çeliği kullanılmıştır ve mekanizma tamamen esnek değildir. Üretiminde, ahşaplar ve yay çelikleri birbirine bağlantı elemanları ile bağlanmıştır. Literatürde kısa boylu esnek mafsal kullanılarak tasarlanan araç yönlendirme mekanizmasına rastlanmamıştır.

Bu çalışmada önerilen altı çubuklu esnek bir mekanizma kullanılarak geliştirilen araç yönlendirme sistemi Şekil 1'de yer almaktadır. Tasarım, kısa boylu esnek mafsalardan oluşmaktadır ve tek parça olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım sayesinde üretim basamakları azaltılmış ve maliyet düşürülmüştür. Geleneksel araç yönlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında parça sayısında ciddi bir azalma gözlemlenmektedir. Önerilen tasarımın detaylı üstten görünümü Şekil 1'de sunulmuştur. Mekanizmanın üçüncü boyutu sayfa derinliğine doğru olup, düzlemsel çalışmak üzere tasarlanmıştır.



Şekil 1. 6-Çubuklu Esnek Direksiyon Mekanizması

Şekil 1 ile gösterilen yapıdaki numaralanmış elemanlar sırasıyla aşağıdaki gibidir:

- 1) 6-çubuklu esnek direksiyon mekanizması
- 2) Direksiyon mekanizması sabit uzvu
- 3) Direksiyon mekanizması giriş uzvu
- 4) Direksiyon mekanizması yönlendirme uzvu
- 5) Direksiyon mekanizması hareket aktarma uzvu
- 6) Yönlendirme tekerleri

Çalışmada, önerilen mekanizma için öncelikle rijit mekanizma sentezi için mevcut olan teoriler kullanılarak boyutlandırma yapılmıştır. Elde edilen mekanizma Rijit-cisim değiştirme metodu-Pseudo-rigid body model (PRBM) ile esnek mekanizma olarak şekillendirilmiştir. Tasarımın dayanımı analitik yöntemlerle hesaplandıktan sonra elde edilen sonuçlar sonlu eleman analizi ile doğrulanmıştır. Son olarak eklemeli imalat yöntemi ile

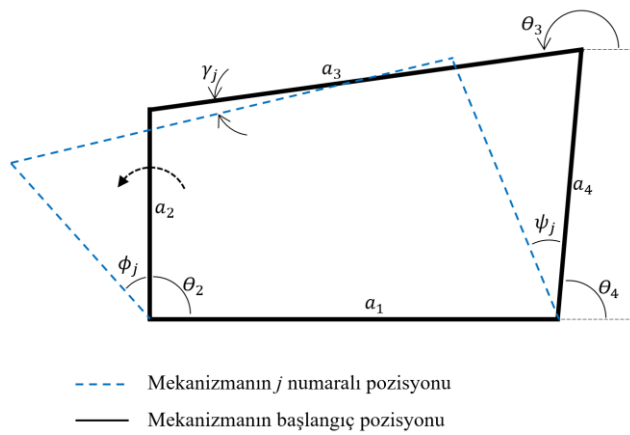
prototip üretilmiş ve elde edilen teorik yaklaşımlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

2. Materyal ve Metot

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

2.1. Kinematik Analiz

Mekanizmanın kinematik sentezi için, önceden belirlenmiş 3 pozisyon için analiz yapılmıştır. Bu analiz için öncelikle mekanizmanın istenilen 3 pozisyonu belirlenmiştir. Ayrıca, ortak bir giriş uzvu söz konusu olduğu için mekanizmanın sağ ve sol kısımları giriş uzvunun aynı açısal değişimi baz alınarak ile matematiksel olarak birbiriyle ilişkilendirilmiştir.



Şekil 2. Önerilen Mekanizmanın Tek Tarafının Pozisyon Değişimi

Şekil 2’de gösterilen mekanizma için çevrim denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\vec{Z}_2 + \vec{Z}_3 - \vec{Z}_4 - \vec{Z}_1 = 0 \quad (1)$$

$$\vec{Z}_2 e^{i\phi_j} + \vec{Z}_3 e^{i\psi_j} - \vec{Z}_4 e^{i\psi_j} - \vec{Z}_1 = 0 \quad (2)$$

Burada \vec{Z}_j , a_j uzvunun vektörel gösterimi olup; 1 ve 2 numaralı denklemlerde mekanizmanın uzuvları, θ_2 açısının bulunduğu mafsal referans olmak üzere, vektörel olarak toplanmıştır.

Bu iki denklem birbirinden çıkartılarak birleştirildiğinde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\vec{Z}_2 (e^{i\phi_j} - 1) + \vec{Z}_3 (e^{i\psi_j} - 1) - \vec{Z}_4 (e^{i\psi_j} - 1) = 0 \quad (3)$$

Elde edilen denklem mekanizmanın tayin edilen üç pozisyonu için çözülmek üzere aşağıdaki gibi bir matris haline getirilebilir:

$$\begin{bmatrix} e^{i\psi_2} - 1 & e^{i\psi_3} - 1 \\ e^{i\psi_3} - 1 & e^{i\psi_3} - 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{Z}_3 \\ \vec{Z}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\vec{Z}_2 (e^{i\phi_2} - 1) \\ -\vec{Z}_2 (e^{i\phi_3} - 1) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Elde edilen matrisin çözümü için ϕ_j ve ψ_j tasarım parametresi olarak kullanılmıştır. Bu parametreler

mekanizma çıkış uzuvlarının, tek bir giriş uzvu açısal pozisyon değişikliğine göre farklı olmasını sağlamak üzere belirlenmelidir. Diğer taraftan $\vec{Z}_1, \vec{Z}_2, \gamma_j$ en iyileştirme için değişim parametresi olarak kullanılırken, \vec{Z}_4, \vec{Z}_3 denklem çözümü neticesinde ortaya çıkmaktadır.

Aracın gidiş istikametine göre, çıkış uzvu açısal değişiminin (ψ_j) araç dönüş rotasının iç tarafında fazla, dış tarafında az olması istenmektedir. Bu sebeple dönüşün dış tarafında elde edilen azami açının giriş uzvu dönüş açısı ϕ_j ile aynı olması, dönüşün iç tarafında ise giriş uzvu dönüş açısından fazla olması temel hedef olarak belirlenmiştir. Bu hedef neticesinde parametreler aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$\phi_1 = 0^\circ, \psi_1 = 0^\circ$$

$$\phi_2 = 15^\circ, \psi_2 = 18^\circ$$

$$\phi_3 = 25^\circ, \psi_3 = 32^\circ$$

Benzer şekilde mekanizmanın sol tarafı da üç pozisyon için optimize edilir. Ancak giriş uzvunun her pozisyonu için mekanizmanın sağ ve sol tarafının ortak konum değiştirdiği unutulmamalıdır. Mekanizmanın sağ tarafı için aşağıdaki temel isterler kriter olarak belirlenmiştir.

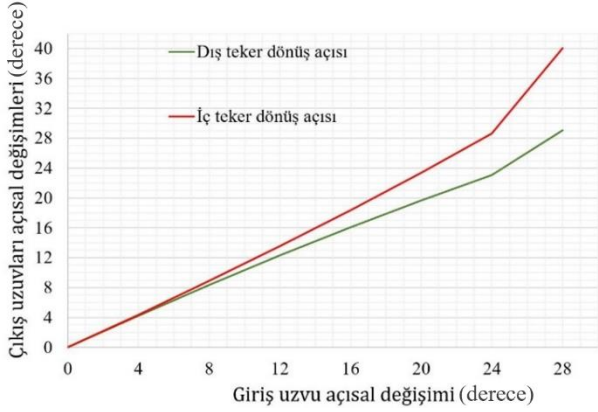
$$\phi_1 = 0^\circ, \psi_1 = 0^\circ$$

$$\phi_2 = 15^\circ, \psi_2 = 16^\circ$$

$$\phi_3 = 25^\circ, \psi_3 = 26^\circ$$

Belirlenen hedef pozisyon değişimleri için kabul edilebilir hata oranı $\pm\%5$ derece olarak kabul edilmiştir.

Bilgisayar destekli bir hesaplama programı kullanılarak, $\vec{Z}_1, \vec{Z}_2, \gamma_j$ farklı parametreleri için en iyileştirme çalışması yapılarak, hedeflenen açısal değişimler elde edilmeye çalışılmıştır. Bu optimizasyon hesaplaması parametrelerin çokluğu nedeniyle oldukça karmaşık hale gelebilir. Bu nedenle, değişkenler için sınır koşulları belirlenmesi faydalı olacaktır. Parametrelerden \vec{Z}_1 , mekanizmanın en temel boyutlandırma ölçüsü olup, istenilen mekanizma boyutuna göre bir değer belirlenip, bu değer değiştirilmeden bırakılabilir. Benzer şekilde \vec{Z}_2 parametresi mekanizmanın dış boyutları ile doğrudan ilgili olup, dar bir aralıkta tutulabilir. Oransal olarak çalışmada a_2 boyu, a_1 boyunun %30-40’ı arasında olmak üzere en iyileştirme çalışmasına dahil edilmiştir. Bu oran, daha önceki çalışmalardan elde edilen deneyimlerle belirlenmiş olup, optimizasyon hesaplaması başarısız olduğu durumda yeniden gözden geçirmeye açıktır. a_2 uzvunun boyu, mekanizmanın uygulanabilirliği açısından önemli olup, diğer uzuvların boylarının da uygulanabilirlik açısından makul seviyelerde olması gerekmektedir.



Şekil 3. Giriş Uzvu Bağılı Çıkış Uzunlarının Açısal Değişimleri

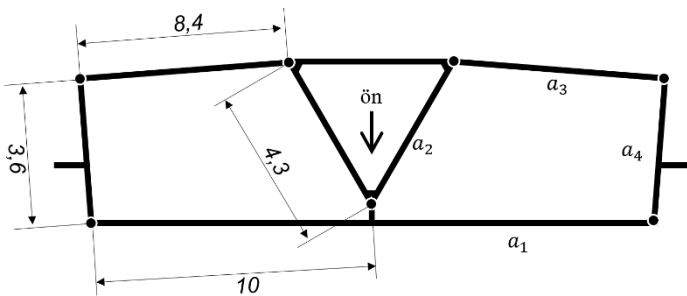
Yapılan en iyileştirme neticesinde mekanizma aşağıdaki ölçülerle boyutlandırılmış olup, açısal pozisyonlar da hedef kriterleri çerçevesinde sağlanmıştır. Mekanizmanın sağ ve sol tarafları orta eksene göre simetriklerdir.

Sonuçlar Tablo 1'de gösterilmiş olup, iç ve dış tekerlerin birbirlerine göre manevra esnasında aldıkları açısal farklılıklar Şekil 3 'te verilen grafikte görselleştirilmiştir.

Tablo 1. Önerilen Mekanizmanın Giriş Uzununun Açısal Değişimine Bağlı Çıkış Değerleri

Giriş uzvu açısal değ. (°)	ϕ_j	0	4	8	12	16	20	25	28
Dış teker açı değ. (°)	ψ_j	0	4,2	8,4	12,3	16,1	19,7	23,1	29,1
İç teker açı değ. (°)	γ_j	0	4,4	8,9	13,6	18,4	23,4	28,6	40,1

Kutzbach kriterine göre (Shigley ve Uicker, 1980) düzlemsel bir mekanizmanın serbestlik derecesi $N = 3(l - 1) - 2j_1 - 2j_2$ formülü ile hesaplanır. Bu denklemdeki l link sayısını, j_1 tek serbestlik dereceli mafsalları, j_2 ise iki serbestlik dereceli mafsalları ifade etmektedir. Bu hesaba göre önerilen mekanizmanın (Şekil 4) serbestlik derecesi 1 olarak tespit edilebilir.



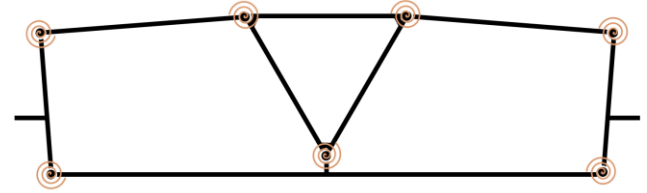
Şekil 4. En İyileştirme Sonucu Elde Edilen Mekanizma Boyutları (Birim Ölçü)

Elde edilen mekanizma boyutları 10 birim boydaki sabit uzunluk için oluşturulmuştur. Mekanizma boyutları oransal olarak değiştirilebilir ve farklı amaçlar için kullanılabilir.

2.2 Sahte-Rijit Yapı Modeli

Sahte-Rijit Yapı Modeli, esnek mekanizmalarda oluşan yüksek deplasmanlar neticesinde zaruri olan analizlerin uzun ve karmaşık olmasından dolayı geliştirilmiş bir model olup, %0,5 hata payı ile uzuvların pozisyonlarını bulmakta kullanılmaktadır (Howell, 2002).

Rijit mekanizma için yapılan kinematik sentez neticesinde elde edilen mekanizmanın sahte-rijit yapı modeli Şekil 5'te gösterilmiştir. Sahte-rijit yapı kullanılarak mekanizmanın esnek dirseklerinin boyutlandırılması ve mekanizmanın giriş-çıkış tork ilişkisi analiz edilecektir.

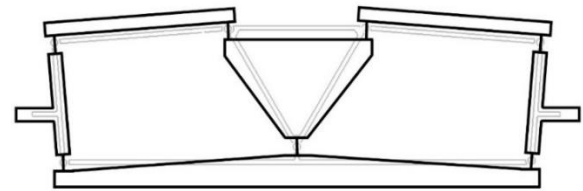


Şekil 5. Sahte-Rijit Yapı Modeli

Sahte rijit yapı modelinde kısa boylu esnek dirsekler, rijit mekanizma mafsalları üzerinde burulma yayları eklenerek ifade edilmektedir (Şekil 5). Mekanizma üzerine eklenen burulma yayları esnek dirseklerin elastik şekil değiştirmesini modellemektedir. Yayların yay sabitleri, esnek dirseklerin malzeme tipi, kesit alanı ve geometrisine bağlı olarak değişmektedir.

Oluşturulan model ile üretilmek istenen esnek mekanizmanın tasarımını yapmak mümkündür, rijit yapı üzerine bindirilmiş esnek mekanizma modeli Şekil 6 ile gösterilmiştir. Esnek mekanizma modelini oluştururken dikkat edilmesi gereken en önemli husus, kullanılan kısa boylu esnek dirseklerin orta noktalarının rijit mekanizmada kullanılan mafsallar ile tam olarak çakışmasıdır.

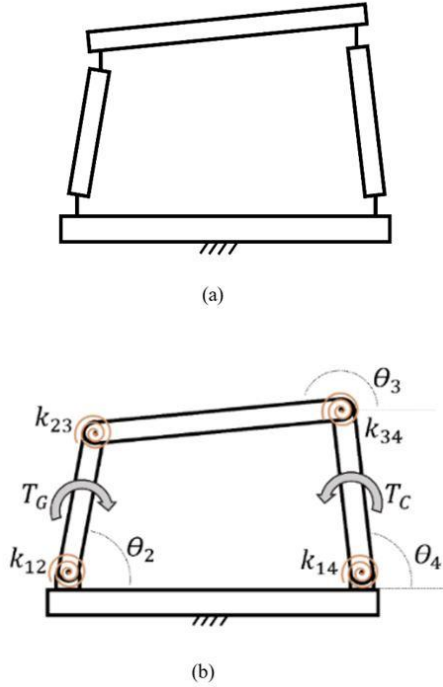
Genellikle esnek mafsalların boyu, rijit uzuvların %10 uzunluğunda olarak belirlenir (Howell, 2002).



Şekil 6. Rijit Mekanizma ve Muadil Esnek Mekanizma Modeli

2.3 Kuvvet Analizi

Esnek mekanizm tasarımı yaparken, önemli adımlardan birisi de kuvvet analizinin yapılmasıdır. Şekil 7' de bir dört-çubuk mekanizmasının esnek (a) ve sahte rijit yapı modeli (b) gösterilmiştir.



Şekil 7. Esnek 4 Çubuk Mekanizması (a) ve Sahte Rijit Yapı Modeli (b)

Kuvvet analizi yaparken, sahte rijit modeli oluşturan elamanlar üzerine temsili burulma yayları eklenmiş olup, mekanizmanın maruz kalacağı çıkış direnci ve buna karşılık olarak tüm burulma yayları kaynaklı torqlar ve direnç torkunu karşılayacak giriş torku eklenmiştir. Unutulmaması gereken önemli bir nokta, burulma yaylarının her zaman bir direnç torku uygulamak zorunda olmadığıdır. Uygun bir tasarımda, esnek dirseklerin elastik şekil değişimi ile depolanan enerjinin giriş torkunu destekler yönde kullanılabilir olmasıdır.

Şekil 7'de gösterilen sahte rijit yapı modelinde, esnek dirseklerden kaynaklı torqlar aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$T_{12} = k_{12}(\theta_2 - c_{12}) \quad (5)$$

$$T_{23} = k_{23}[(\theta_3 - c_{13}) - (\theta_2 - c_{12})] = k_{23}(\theta_3 - \theta_2 - c_{23}) \quad (6)$$

$$T_{34} = k_{34}[(\theta_4 - c_{14}) - (\theta_3 - c_{13})] = k_{34}(\theta_4 - \theta_3 - c_{34}) \quad (7)$$

$$T_{14} = k_{14}(\theta_4 - c_{14}) \quad (8)$$

$$k_{ij} = EI/l \quad (9)$$

Burada k_{ij} ilgili esnek dirseğin yay katsayısını ifade ederken, E malzemenin elastik modülünü, I atalet momentini, l esnek dirsek boyunu, c_{ij} ise çubukların başlangıç durumunda, üzerine dışarıdan kuvvet etkimediği konum açılarını ifade etmektedir.

Şekil 8 ile gösterilen serbest cisim diyagramları kullanılarak, statik denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$T_G = T_{12} - T_{23} - a_2 F \sin(\theta_2 - \beta) \quad (10)$$

$$T_{34} - T_{23} - a_3 F \sin(\theta_3 - \beta) = 0 \quad (11)$$

$$T_C - T_{14} - T_{34} - a_4 F \sin(\theta_4 - \beta) = 0 \quad (12)$$

Trigonometrik eşitliklerden faydalanarak 11 ve 12 numaralı denklemler birleştirildiğinde kuvvet açısı β aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\beta = \tan^{-1} \left\{ \frac{M_1 \sin(\theta_3) - M_2 \sin(\theta_4)}{M_1 \cos(\theta_3) - M_2 \cos(\theta_4)} \right\} \quad (13)$$

Burada M_1 ve M_2 şu şekilde ifade edilmektedir:

$$M_1 = a_4(T_{34} - T_{23})$$

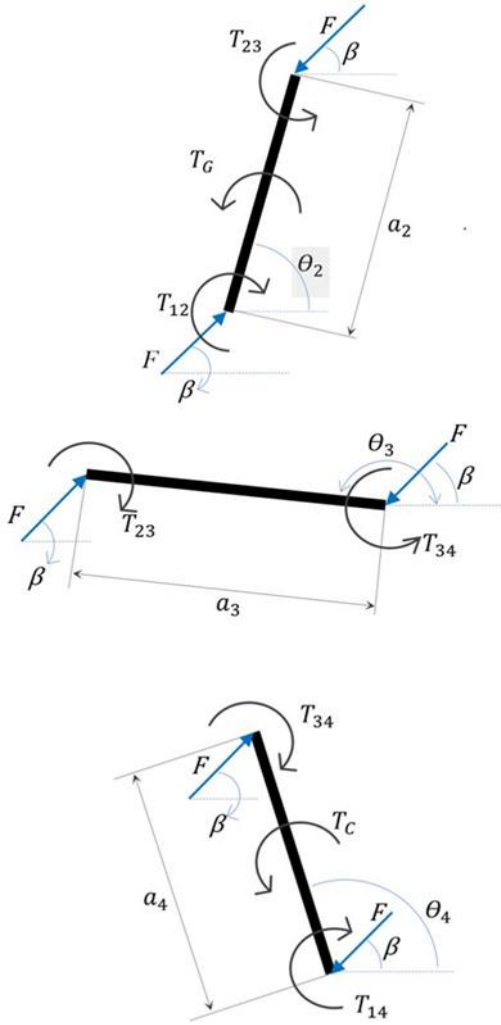
$$M_2 = a_3(T_C - T_{34} - T_{14})$$

Elde edilen β değeri Denklem 12 içinde kullanıldığında, mafsallara etki eden kuvvet aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

$$F = \frac{T_C - (T_{34} + T_{14})}{a_4 \sin(\theta_4 - \beta)} \quad (14)$$

Kuvvet açısı β ve mafsal kuvvetinin büyüklüğü tespit edildiğine göre, bu veriler Denklem 10 içine yerleştirilerek, mekanizma giriş torku T_G tespit edilebilir.

Sonuç olarak mekanizmanın giriş çubuğunun pozisyonunu istenilen değere getirmek için gerekli giriş torku hesaplanabilir. Ayrıca elde edilen kuvvet, esnek dirseklerde oluşan gerilmelerin hesaplanmasında kullanılabilir. Ancak bu çıkarımların, 6-çubuklu esnek direksiyon mekanizmasının sadece tek tarafını ifade ettiği unutulmamalıdır. Mekanizmayı istenilen pozisyona getirmek için gerekli giriş torkunun hesaplaması yapılırken, aynı hesabın mekanizmanın diğer tarafı için de yapılması, elde edilen toplam değerlerin giriş torku olarak kullanılmalıdır.



Şekil 8. 4-Çubuk Mekanizması Serbest Cisim Diyagramları

3. Mekanizma Gerilim Hesaplamaları

Makale kapsamında tasarlanan 6-çubuklu esnek direksiyon mekanizmasının stres analizi yapılırken, kısa boylu esnek dirseklerin maruz kaldığı açısal şekil değiştirme dikkate alınmalıdır. Mekanizmanın kuvvet iletimi yapmadan, sadece hareket transferi için kullanıldığı durumda, esnek dirseklerdeki gerilmelerin kaynağı bu deformasyonlardır. Diğer taraftan mekanizmanın hareketi esnasında, dışarıdan bir direnç olacağı unutulmamalıdır. Bu sebeple stres hesabına kuvvet analizinden elde edilen verilerle dahil edilmelidir.

Tasarlanan mekanizmanın kinematik analizleri neticesinde en fazla açısal şekil değişikliğine maruz kalan dirseğin, Şekil 2'de θ_3 ile gösterilen çıkış kolu-ara kol arasındaki mafsalda olduğu görülmüştür. Bu mafsalda oluşan azami açı değişimi δ ile ifade edilmiştir.

Kısa boylu esnek dirseklerde, rijit uzvun açısal konumu, dönel mafsallarla elde edilen pozisyondan göz ardı edilebilir bir oranda saptığı için, azami açısal deplasmanı veren δ , rijit uzvun açısı (θ) olarak kabul edilebilir

(Howell, 2002). Buna göre elastik deplasman sonucu oluşan gerilim aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

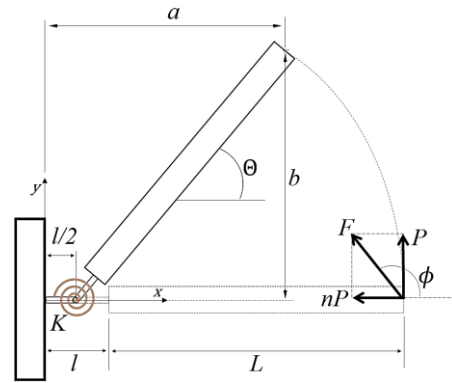
$$\delta = \theta \quad (15)$$

$$\sigma = \frac{Fac}{I} \quad (16)$$

$$a = \left(L + \frac{l}{2}\right) \cos(\theta) \quad (17)$$

$$F = \frac{K\theta}{\left(L + \frac{l}{2}\right) \sin(\phi - \theta)} \quad (18)$$

$$\sigma = \frac{cK\theta \cos(\theta)}{I \sin(\phi - \theta)} \quad (19)$$



Şekil 9. Kısa Boylu Esnek Dirsekle Oluşturulmuş Bir Uzun Sahte Rijit Yapı Modeli

Burada θ rijit kısmın açısal pozisyonunu, K ilgili esnek dirseğin yay sabitini ve c kısa boylu esnek dirseğin nötral ekseninden olan mesafeyi ifade etmektedir.

Denklem 19 kullanılarak en büyük açısal şekil değişikliğine maruz kalan kısa boylu esnek dirsek üzerinde esnemeye bağlı oluşan gerilim hesaplanabilir.

Denklem 13 'ten elde edilen kuvvet açısı, Şekil 9 üzerinde gösterilen koordinat düzleminde aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\phi = \theta_4 - \beta \quad (20)$$

Mekanizmanın azami açısal değerleri ve deney düzeneğinde kullanılan prototip model için belirlenen boyutlar kullanılarak mekanizmadaki azami gerilim analitik olarak hesaplanmıştır. Esnek dirseğin kalınlığı 0,8 mm, mekanizmanın sayfa derinliği yönünde kalınlığı 8 mm ve kısa boylu esnek dirsek boyu 10 mm olarak belirlenmiştir. Buna göre dirseğin atalet momenti $I = 3,41 \times 10^{-13} \text{ m}^4$ olarak hesaplanmıştır.

Polipropilen malzemenin elastik modülü 1,55 GPa'dır (Bkz. Tablo 2 (<https://placerasinas.com.br>, 2024)). Buna

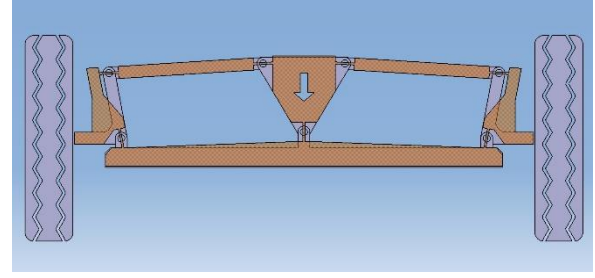
göre kısa boylu esnek dirseğin burulma yay sabiti Denklem 9 kullanılarak $k = 0,053 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ olarak hesaplanmıştır. Giriş uzvunun $\theta_2 = 24^\circ$ 'lik hareketi neticesinde, en fazla açılma deplasmana uğrayan esnek dirseğin Freudenstein Denklemi kullanılarak (Freudenstein, 1954.) $\theta_3 = 33,4^\circ$ hareket ettiği tespit edilmiştir.

Tablo 2. Polipropilen Malzemenin Mekanik Özellikleri (<https://placeresinas.com.br>, 2024)

Typical values	Unit (SI)	Values	Test methods
Polymer properties			
Melt flow rate (MFR) at 230 °C and 2.16 kg	g/10 min	3.1	ASTM D 1238
Density	kg/m ³	905	ASTM D 792
Molecular Weight Distribution	-	Broad	-
Isotacticity	-	Medium	-
Mechanical properties			
Tensile test			
stress at yield	1) MPa	36	ASTM D 638
strain at yield	1) %	10	
secant modulus at 1% elongation	2) MPa	1550	
Thermal properties			
Vicat softening temperature			
at 10 N (VST/A)	°C	152	ASTM D 1525
at 50 N (VST/B)	°C	88	

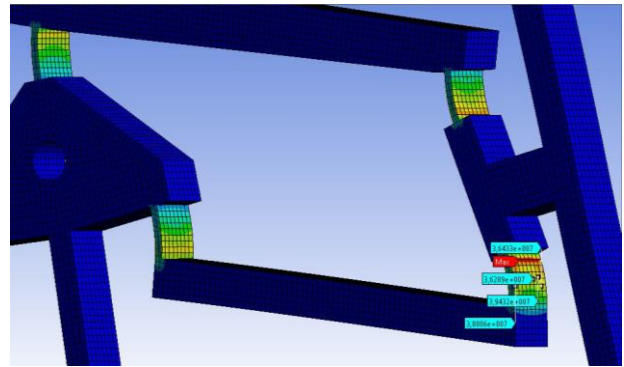
Prototip için oluşturulan modelde çıkış uzvuna etki eden direnç torku 0,02 N·m olarak belirlenmiştir. Bu değer öngörülen prototip ağırlığına göre 0,7 sürtünme katsayısı baz alınarak tespit edilmiş olup yaklaşık bir değerdir. İlgili değerler 5-12 numaralı eşitliklerde yerine koyulduğunda, çıkış uzvuna etki eden kuvvetin açısı $\beta = 8^\circ$ olarak tespit edilmiştir. Bu değer uzvun dik eksenine oldukça yakın olması nedeniyle, kuvvetin uzva dik olduğu varsayılabilir. Bu varsayımla Şekil 9 üzerinde gösterilen uzuv ile kuvvet eksenleri arasındaki açının $\phi = 90^\circ$ olduğu söylenebilir. Elde edilen sonuçlarla denklem 19 kullanılarak stres hesabı yapıldığında, prototip üzerindeki esnek dirseklerden, en yüksek strese maruz kalan dirseğin stres değeri $\sigma = 36,15 \text{ MPa}$ olarak belirlenmiştir. Bu değer Tablo 2. Polipropilen Malzemenin Mekanik Özellikleri Tablo 2'de verilen polipropilen malzemenin mekanik özelliklerinden akma mukavemeti değerine neredeyse eşittir.

Analitik yöntemlerle elde edilen azami gerilim değerinin doğrulanması için önerilen mekanizma sonlu elemanlar metodu kullanılarak bilgisayarda analiz edilmiştir. Bilgisayar ortamında analizin yapılabilmesi için öncelikle önerilen model 3 boyutlu tasarım programında modellenmiştir. Bu modeli oluşturmak için sahte-rijit yapı modeli kullanılmıştır. Rijit mekanizmanın mafsalları esnek dirseklerin orta noktasına gelecek şekilde tasarım yapılmıştır (Şekil 10).



Şekil 10. 3-Boyutlu Tasarım Programında Oluşturulmuş Mekanizma Ve Sahte-Rijit Yapı Modeli

Tasarım aşamasında analitik model, önerilen mekanizmanın ilk boyutlandırması için kullanılır. Esnek menteşelerin detaylı analizi ise sonlu elemanlar analizi ile yapılmaktadır. Analitik modelde olduğu gibi sonlu elemanlar yöntemi de 2 boyutlu analize dayanmaktadır. Analiz sırasında tasarım 10° 'lik açılarının üzerinde bükülmelere maruz kalacağı için çözümde linear olmayan analiz yöntemi seçilmiştir. Verilen parametreler için bükülmeden kaynaklanan maksimum gerilme noktasal olarak $\beta = 24^\circ$ 'de 42 MPa olarak belirlenmiştir. Gerilim yığılmaları göz ardı edildiğinde, mesnet üzerinde azami 37,5 MPa gerilim olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 11). Diğer esnek dirsekler incelendiğinde gerilimlerin bu değer altında olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlar kıyaslandığında sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sonuçların, analitik yöntemle elde edilen sonuçlardan %3,7 kadar saptığı görülmüş olup, analizin analitik yöntemi teyit ettiği sonucuna varılmıştır.

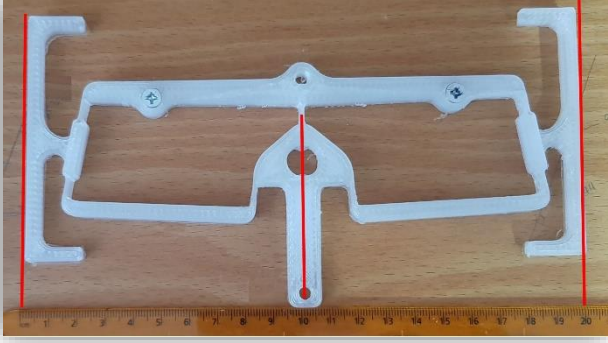


Şekil 11. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Elde Edilen Analiz Sonuçları

4. Deney Düzenegi

Önerilen tasarımın gerçek koşullarda kanıtlanması amacıyla bir deney düzenegi hazırlanmıştır. Mekanizmanın analitik ve sonlu elemanlar metodu ile boyutlandırılmasında bu deney düzenegi için kullanılmak istenen model baz alınmıştır. Bu model için baz olarak 1/8 oranında küçültülmüş bir otomobilin boyutları kullanılmıştır. Örnek araç olarak, aks aralığı 2400 mm, iz açıklığı 1600 mm olan ortalama bir aile aracı

modellenmiştir. Araç ölçüleri baz alındığında, test amaçlı üretilen mekanizmanın sabit uzununun en sağdan en sola boyu 160 mm olarak boyutlandırılmıştır (Şekil 10). Ölçekli modelin her bir tekerine 300 gr yük düşeceği kabul edilerek, direksiyon çevrildiğinde oluşacak direnç torkunun 0,7 sürtünme katsayısı ile yönlendirme tekeri başına 0,02 N·m olarak hesaplanmıştır.



Şekil 12. Deney Düzenegi, Nötr Konumda

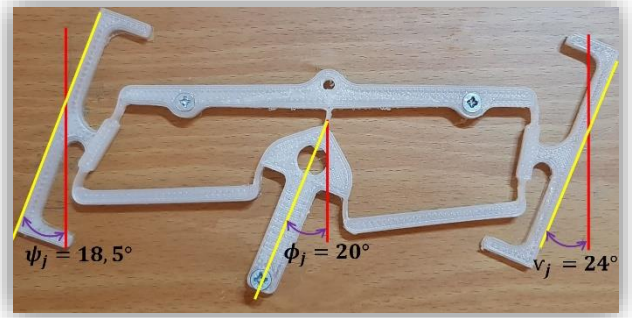
Modelin üretilmesi için 3 boyutlu yazıcı kullanılmıştır. Eriyik yığıma modelleme (FDM) yöntemi ile polipropilen malzeme kullanılarak üretim yapılmıştır. Prototip için yerli bir firma tarafından üretilmiş 3 boyutlu bir yazıcı kullanılmıştır (<https://dukkani.3d3teknoloji.com>, 2024).

Üretim esnasında 30 mm/s ilerleme hızı, 0,8 mm çaptaki nozül kullanılarak 0,2 mm katman yüksekliği, 230 C° ekstrüder sıcaklığı ve son olarak 90 C° yazdırma tablası sıcaklığı temel ayarlar olarak kullanılmıştır. Kullanılan ilerleme hızı, nozül sıcaklığı ve katman yüksekliği, üretilmek istenilen modelin boyutları göz önüne alınarak malzemenin ve üretim makinesinin alt limitlerine yakınsanmıştır. Bu sayede prototipin yüzey pürüzlülüğünde iyileşme sağlandığı gibi üretim toleranslarının dar bir aralıkta kalması sağlanmış ve ısı kaynaklı deformasyonların önüne geçilmiştir. Polipropilen malzemenin yüzeye tutunma kabiliyetinin düşük olması nedeniyle üretim tablası özel yapıştırıcı ile kaplanmıştır.

Elde edilen model ahşap bir tablaya sabitlenmiştir. Verilen giriş açısına göre dönüşün iç tarafındaki ve dış tarafındaki açısal değişimler ölçekten okunmuştur (Şekil 12).

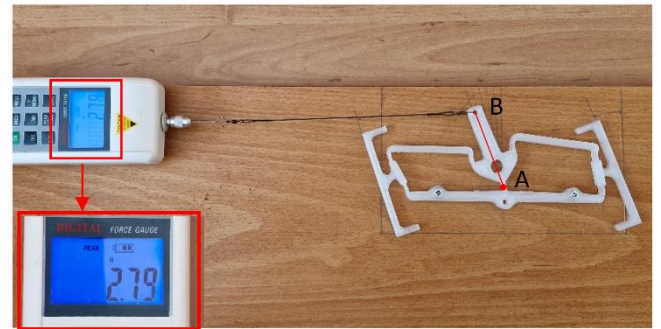
Test ve okumalar için, mekanizmanın giriş uzvu 20° sağa döndürülerek sabitlenmiştir. Mekanizma bu pozisyonda iken temsili sağ ve sol tekerlerin aldıkları açılar ölçülmüştür. Ölçümler neticesinde 20 derecelik sağa dönüş için, iç teker açısının 24° olduğu, dış teker açısının da 18,5° olduğu görülmüştür (Şekil 13). Bu değerler ile, Tablo 1 de verilmiş olan kinematik analiz sonuçları kıyaslandığında dış teker açısında 1,2° (%6,1), iç teker açısında 0,6° (%2,56) sapma olduğu görülmektedir. Bu sapmaların miktarı kabul edilebilir seviyede olmakla

birlikte sebep olarak mekanizmanın boyut faktörünün sapmaları arttırdığı şeklinde yorumlanmıştır. Diğer bir deyişle, üretim ve üretim sonrası işlemlerden kaynaklanan sabit ölçekli hataların, mekanizmanın kinematiki üzerinde, mekanizmanın boyutuyla ilişkili bir değişikliğe neden olabileceği, boyutlar küçüldükçe söz konusu hataların mekanizma kinematiki üzerinde daha etkili olacağı kabul edilmiştir. Diğer taraftan, ölçüm belirsizlikleri ve ölçme hataları da benzer farklılıklara neden olabilir.



Şekil 13. Manevra Durumunda Teker Açıları

Üretilen prototip mekanizmada, giriş torkunun tespiti için de ölçümler yapılmıştır. Şekil 14'de, yapılan ölçüm sunulmuştur. Bu ölçüm için mekanizmanın giriş uzvuna, pivot noktasına (Bkz. Şekil 14, A noktası) 60 mm mesafeden bir kuvvet uygulanmıştır. Uygulanan kuvvetin büyüklüğü, çelik bir sicim aracılığı ile bir kuvvetölçer kullanılarak ölçülmüştür. Kuvvetölçerde, giriş uzvunun 20 o deplasmanı için 2,79 N kuvvet değeri okunmuştur. Bu değer ile uzun boyu çarpıldığında giriş uzvuna uygulanan torkun 0,167 N.m olduğu hesaplanmıştır. Ölçümlerin oda sıcaklığında (25°C) yapıldığı ve tekrar eden 5 ölçümün ortalaması olduğu da ayrıca not edilmelidir.



Şekil 14. Tork Ölçümü Deney Düzenegi

Teorik hesaplamalarda, giriş uzvu 20° dönüş yaptığında, tüm mafsallarda oluşan açısal değişimler hesaplanmıştır. Bu açısal değişimler, her bir esnek dirseğin yay sabiti olan 0,053 N.m/rad değeri ile çarpılarak, o dirseğin direnç torku ve her dirsekteki direnç torku da birbirine eklenerek mekanizmanın toplam direnç torku

hesaplanmıştır. Bu yöntem ile teorik olarak hesaplanan toplam direnç torku 0,149 N.m çıkmaktadır.

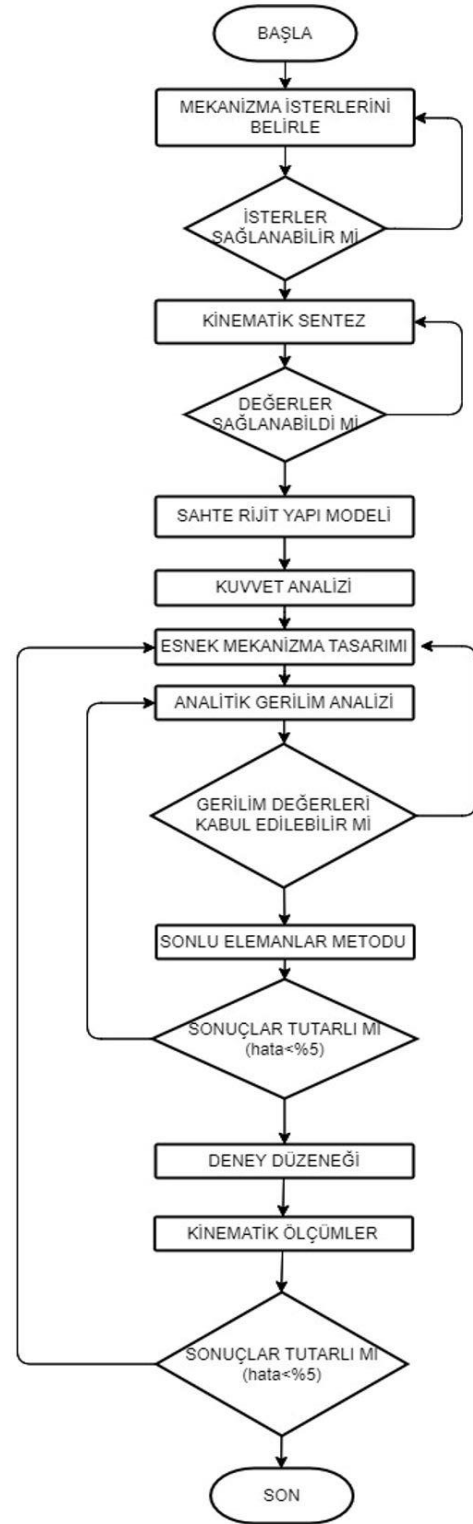
Teorik olarak hesaplanan değer ile prototip üzerinden alınan değer arasında 0,018 N.m fark olduğu görülmüştür. Bu değer pratik uygulamalar açısından değerlendirildiğinde son derece küçük ve kabul edilebilirdir. Aradaki farkın sebepleri arasında üretim toleransları, ölçüm belirsizlikleri, ölçüm hattındaki açıl sapmalar, üretim için kullanılan malzemenin referans değerlerinden olan sapmaları sayılabilir.

5. Sonuç

Yapılan çalışmada küçük ölçekli ve en az iki yönlendirme tekerine sahip kara araçları için Ackerman geometrisine uygun çalışan 6 çubuklu bir esnek direksiyon mekanizması modellenmiştir. Çalışmada yapılan tüm aşamalar Şekil 15'te verilmiş akış şeması ile tanımlanmıştır.

Ackerman geometrisini sağlayan rijit bir direksiyon mekanizması çok sayıda parça içerdiği için, özellikle düşük maliyetli üretim gereken uygulamalarda tercih edilmemektedir. Sadece Ackerman geometrisini sağlaması değil, mafsal yataklama parçaları hariç en az 8 parça gerektiren direksiyon mekanizmasını tek parça olarak üretmek çalışmanın ana çıktılarında biridir. Gerek oyuncak endüstrisinde gerekse de robotik/insansız kara araçlarında uygulamak için son derece uygun bir prototip model ortaya çıkartılmıştır.

Çalışmada kinematik sentez bu mekanizmaya has olarak yapılmış olup, kinematik analizler ve bilgisayar destekli çizim programları yardımıyla sentez sonucu elde edilen hareket kabiliyetleri doğrulanmıştır. Yapılan çalışma sadece teorik olarak bırakılmamış, 3 boyutlu yazdırma teknolojisi kullanılarak prototip hazırlanarak test düzeneği oluşturulmuştur. Test düzeneği üzerinde yapılan ölçümlerde teorik olarak hesaplanan açıl değişimler azami 1,2° hata ile gözlemlenmiştir. Ortaya çıkan hataların sebepleri; üretim kusurları, kusurların mekanizma boyutları ile sapmaları arttırması, deney düzeneğinin montajı esnasında oluşan kusurlar ve ölçüm hatalarından olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Deney düzeneği videosu çalışmanın sonuna eklenmiştir.



Şekil 15. Tasarım ve Test Faaliyetleri Akış Şeması

VİDEO

Rijit mekanizma kinematığı:

<https://youtu.be/0ccG1eUQ4zk?feature=shared>

Esnek mekanizma modeli:

<https://youtu.be/xZ3FdzdIRzo?feature=shared>

Araştırmacıların Katkısı

Bu araştırmada; Çağıl Merve Tanık, bilimsel yayın araştırması, makalenin oluşturulması, tasarımın ortaya konulması, sonlu eleman analizlerinin yapılması konularında; Raşit Karakuş, tasarımın ortaya konulması, uygulanması, bilgisayar ortamına aktarılması, üretimin yapılması, deney düzeneğinin hazırlanması ve makalenin oluşturulması konularında katkı sağlamışlardır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

Kaynaklar

Becker, W., Bian, X., ve Song, B. (2003). The optimization design of the McPherson strut and steering mechanism for automobiles. *Forsch. im Ingenieurwes*, 60-65. doi:10.1007/s10010-003-0107-6

Bian, X., Song, B., ve Walter, R. (2004). Bian, X.L., Song, B.A. and Walter, R., Optimization of steering linkage and double-wishbone suspension via R-W multi-body dynamic analysis. *Forsch. im Ingenieurwes*, 69(1), pp. 38-43, 2004. doi: 10.1007/s10010-004-0136-9. *Forsch Ingenieurwes*, 38-43. doi:10.1007/s10010-004-0136-9

Cao, L., Dolovich, A., ve Zhang, W. J. (2013). On understanding of design problem formulation for compliant mechanisms through topology optimization. *Mech. Sci.*, 357-369. doi:10.5194/ms-4-357-2013

Collard, J., Duysinx, P., ve Fiset, P. (2010). Optimal synthesis of planar mechanisms via an extensible-link approach. *Struct. Multidiscip. Optim.*, 403-415.

De-Juan, A., Sancibrian, R., ve Viadero, F. (2012). Optimal synthesis of function generation in steering linkages. *Int. J. Automot. Technol.*, 1033-1046. doi:10.1007/s12239-012-0106-4

FFreudenstein, F. D.-I. (tarih yok).

Fowler, R. M., Howell, L. L., ve Magleby, S. P. (2011). Compliant space mechanisms: a new frontier for compliant mechanisms. *Mech. Sci.*, 205-215. doi:10.5194/ms-2-205-2011

Freudenstein, F. (1954.). *Design of Four-link Mechanisms*. Columbia Uni., USA, : PhD Thesis.

Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.

Howell, L. L. (2002). *Compliant Mechanisms*. New York: John Wiley ve Sons, Inc.

<https://dukkkan.3d3teknoloji.com>. (2024, Ocak). Erişim adresi: <https://dukkkan.3d3teknoloji.com/3d3-s1-3d-yazici-pmu199>

<https://placeresinas.com.br>. (2024, Ocak). Erişim adresi: <https://placeresinas.com.br/wp-content/uploads/2020/10/SABIC-500P.pdf>

Jazar, R. (2014). *Vehicle dynamics*. New York: Springer.

Lan, C. C. (2008). Analysis of large-displacement compliant mechanisms using an incremental linearization approach. *The Mechanism and Machine Theory*, 641-658. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2007.03.010

Lobontiu, N. (2002). *Compliant Mechanism Design of Flexure Hinges*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press.

Panchanathan, L., ve Huang, S.-C. (2023). Design and Analysis of Compliant Rack and Pinion Using Compliant Contact Rolling Joint . *Engineering Proceedings* 38.

Park, M., Lee, S., ve Han, W. (2015). Development of Steering Control System for Autonomous Vehicle Using Geometry-Based Path Tracking Algorithm. *Etri Journal*.

Rahmani-Hanzaki, A., Rao, P., ve Saha, S. (2009). Kinematic and sensitivity analysis and optimization of planar rack-and-pinion steering linkages. *Mech. Mach. Theory*, 45-56. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2008.02.014

Reda, A., Bouzid, A. A., ve Vásárhelyi. (2020). Model Predictive Control for Automated Vehicle Steering. *Acta Polytechnica Hungarica*, 163-182.

Romero, N. (2014). *Sítese Estrutural e Otimização Dimensional de Mecanismos de Direção*. Universidade Federal de Santa Catarina.

Shariati, M., ve Norouzi, M. (2011). Optimal synthesis of function generator of four-bar linkages based on distribution of precision points. *Meccanica*, 1007-1021. doi:10.1007/s11012-010-9357-1

Shigley, J. E., ve Uicker, J. J. (1980). *Theory of Machines and Mechanisms*. New York, USA: McGraw-Hill Book Co.

Simionescu, P., ve Beale, D. (2002). Optimum synthesis of the four-bar function generation in its symmetric embodiment: the Ackerman steering linkage. *Mech. Mach. Theory*, 1487-1504. doi:10.1016/S0094-114X(02)00071-X

Uyulan, Ç., ve İpek, B. (2021). Watt Six-Bar Compliant Mechanisms Analysis Based on Kinematic and Dynamic Responses. Scientific Research Communication. doi:10.52460/src.2021.002

Yao, J., ve Angeles, J. (2000). The kinematic synthesis of steering mechanisms. Trans. Can. Soc. Mech. Eng., 453-476. doi:10.1139/tcsme-2000-0035