






İKİ ANTENDEN OLUŞAN RADAR SİSTEMİ İÇİN KATLANMA MEKANİZMASI GELİŞTİRİLMESİ

¹Hünkar Kemal YURT , ²Ali Emre TURGUT , ³Eres SÖYLEMEZ ,
⁴İsmail GÜLER , ⁵Ekrem FIRTİNAOĞLU 

^{1,4,5}Aselsan A.Ş., Radar ve Elektronik Harp Sistemleri Sektör Başkanlığı, Mekatronik ve Mekanizma Teknolojileri
Müdürlüğü, Ankara, TÜRKİYE

^{2,3}Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, TÜRKİYE

¹hkyurt@aselsan.com.tr, ²aturgut@metu.edu.tr, ³eres@metu.edu.tr, ⁴iguler@aselsan.com.tr,
⁵firtina@aselsan.com.tr

(Geliş/Received: 25.09.2019; Kabul/Accepted in Revised Form: 01.11.2019)

ÖZ: Bu çalışmada, iki antenden oluşan radar sistemi için geliştirilen bir serbestlik dereceli katlanma mekanizması sunulmuştur. Problem için gereksinimleri sağlayan uygun mekanizma çözümü, üzerinde kavramsal olarak çalışılan farklı mekanizma alternatifleri arasından sistematik olarak seçilmiştir. Seçilen mekanizma alternatifi üzerinde detaylı sentez ve analiz çalışmaları yapılmış ve mekanizma radar sistemine uyarlanmıştır. Geliştirilen katlanma mekanizmasının radar sistemine uyarlanması ile oluşturulan 3B model dosyası üzerinde modal ve statik mukavemet analizleri yapılarak, beklentiler doğrultusunda tasarım iyileştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mekanizma sentezi, katlanma mekanizması, bağıl hareket sentezi

Design and Construction of a Folding Mechanism for a Two–Antenna Radar System

ABSTRACT: In this study, a folding mechanism having 1 degree of freedom is designed and constructed for a two-antenna radar system. The optimum mechanism for the problem is selected systematically among the conceptual mechanism alternatives. Then, a detailed synthesis and analysis study are performed on the selected mechanism, and the mechanism is implemented on the radar system. By performing modal and strength analyses on the 3D model of the folding mechanism, the design is improved and finalized according to the system requirements.

Key Words: Mechanism synthesis, folding mechanism, relative motion synthesis

GİRİŞ (INTRODUCTION)

Geliştirilen erken ihbar amaçlı radar sistemi, uzun menzillerden balistik füzeleri ve insansız hava araçlarını tespit ve sonrasında takip edebilme kabiliyetlerine sahiptir. Ayrıca, üzerinde bulunan yatırımcı kaldır mekanizması (YKM) sayesinde katlanabilen radar sistemi, taktik tekerlekli araçlar ve kargo uçakları ile taşınabilir.

Çalışma kapsamında istenilen anten pozisyonlarını sağlayan YKM'nin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Radar sisteminin boyutlarının görselleştirilebilmesi için 8x8 taktik tekerlekli araç üzerine konumlandırılmış hali Şekil 1'de verilmiştir.

Radar sistemi Şekil 1'de görüldüğü üzere iki antenden oluşmaktadır. Anten çifti araca göre 12 dev/dk açılma hızı ile dönerken, büyük anten (A#1) uzun menzillerdeki hedefleri tespit ve takip etmekte,

küçük anten (A#2) ise hedefin dost-düşman ayrımını yapmaktadır. Antenlere ait fiziksel özellikler Çizelge 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Erken ihbar amaçlı radar sistemi

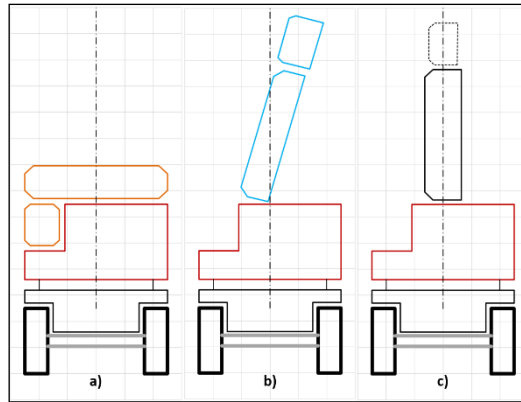
Figure 1. Early Warning Radar System

Çizelge 1. Antenlere ait fiziksel özellikler

Table 1. Physical properties of antennas

	Kütle [kg]	Boyutlar [mm] (En, Boy, Derinlik)
A#1	5000	2500, 600, 5000
A#2	1000	600, 750, 3000

Geliştirilmesi amaçlanan YKM’nın temel vazifesi, anten çiftini Şekil 2’de verilen üç konumda pozisyonlandırmaktır.



Şekil 2. a) Seyir konumu b) Operasyon konumu c) Bakım konumu

Figure 2. a) Transport position b) Operation position c) Maintenance position

Anten çifti seyir konumunda karayolları yönetmeliğine belirlenen gabari ölçüleri içerisine araç ile birlikte sığabilecek şekilde katlanmış konumdadır. (Şekil 2.a) Bu konumda antenlerin ön yüzeylerinin doğrultusu serbest bırakılmıştır. Operasyon konumunda ise her iki anten yere göre 75° açı ile konumlanmakta ve araca göre 12 dev/dk açısal hız ile belirtilen eksen etrafında dönmektedir. (Şekil 2.b) Bakım konumunda büyük antenin arka kapaklarına erişilerek içerisinde bulunan elektronik birimlerin çıkarılabilmesi hedeflenmektedir. (Şekil 2.c) Bu nedenle bakım konumunda A#1 anteninin yere dik olması beklenmektedir.

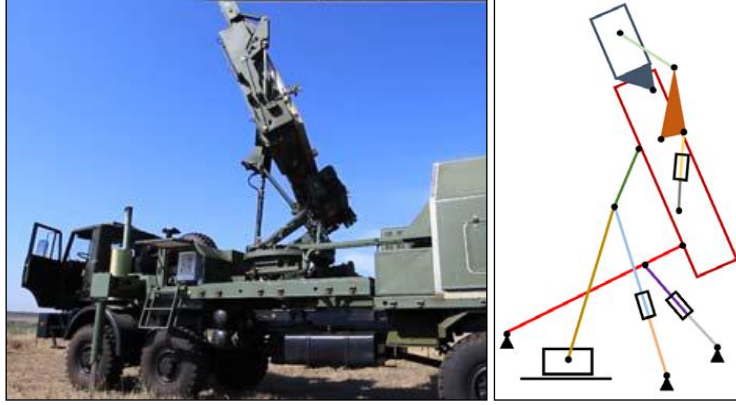
İstenilen pozisyonlar arası geçiş esnasında, anten çiftinin anten yönlendirme birimi (AYB) için ayrılmış hacme girişim yapmaması gerekmektedir.

Uzun menzillerde çalışan anten çifti için esnemez yapısal tasarım ve tekrarlanabilirlik performansı önem arz etmektedir. YKM istenilen konumlar arası geçişi sağlarken, aynı zamanda yüksek rüzgâr yüklerine maruz kalan anten çifti için gerekli katılıkta yapısal dayanımı da sağlamalıdır. Yapının tekrarlanabilirlik performansı önem arz ettiğinden ve katlanma mekanizmasının manuel olarak

kapatılabilmesi gerektiğinden, bir serbestlik derecesine sahip mekanizma ile konum geçişlerinin sağlanması hedeflenmiştir. Antenler arkası erişim gereksinimi nedeniyle, YKM anten çiftinin her iki tarafında ve bağlantılar sadece anten çiftinin yan duvarlarından yapılabilecektir.

Belirtilen proje istekleri göz önünde bulundurularak literatür taraması yapılmış, muadil sistemler ve alternatif olabilecek katlanma mekanizmaları incelenmiştir.

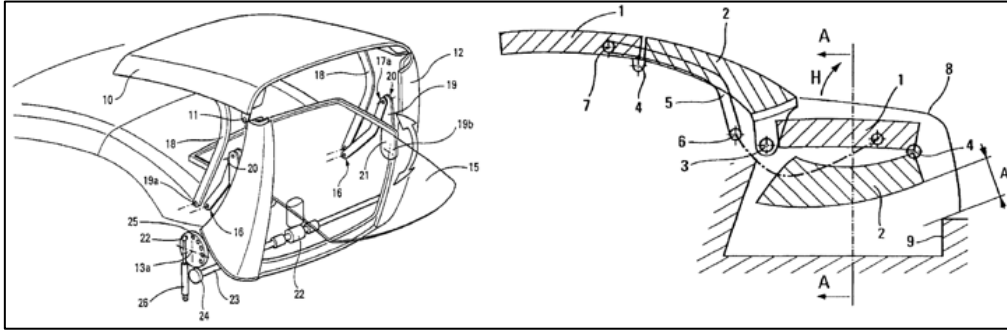
Geliştirilen radar sistemi ile benzer şekilde anten çiftinden oluşan ISKRA® firmasına ait 80K6M radar sistemi ve kullanılan katlanma mekanizmasının dört serbestlik dereceli kinematik zinciri Şekil 3'te verilmiştir (80K6M).



Şekil 3. a) ISKRA® - 80K6M operasyon konumu b) Kinematik zincir

Figure 3. a) ISKRA® - 80K6M at operation position b) Kinematic chain

Uygulamaya ilişkin literatür kaynakları oldukça sınırlı olduğundan, benzer şekilde çalışan sert tavanlı üstü açılabilir araçların tavan mekanizmaları incelenmiştir. 2002 yılında Queveau tarafından patentlenen mekanizmada bir serbestlik dereceli mekanizma ile üç uzvun istenilen konumlar arasındaki geçişi sağlanmıştır. Bu uygulama bağlı hareket sentezi açısından fikir vermiştir (Queveau, 2002)



Şekil 4. Queveau ve Guillez tarafından geliştirilen katlanma mekanizması

Figure 4. The folding mechanism by Queveau and Guillez

Literatür çalışması ışığında yapılan çalışma ile, iki anten arasında bağlı hareket sentezi kullanımıyla bir serbestlik derecesine sahip katlanma mekanizması geliştirilmiştir.

KAVRAMSAL TASARIM (CONCEPTUAL DESIGN)

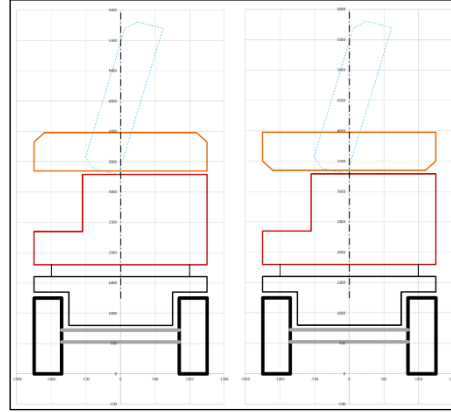
Yapılan literatür çalışması ile elde edilen bulgular ve istekler göz önünde bulundurularak YKM için kavramsal tasarım alternatifleri üzerinde çalışılmıştır. YKM, A#1 ve A#2 için olmak üzere iki mekanizma grubuna ayrılmış ve önce A#1 için mekanizma grubu üzerine çalışılmıştır. Sonrasında A#2 için olan mekanizma alternatifleri geliştirilmiştir.

YKM için optimum mekanizma çözümü, alternatifler arasından Pahl ve Beitz tarafından geliştirilen yöntemle sistematik olarak seçilmiştir (Pahl ve Beitz, 1984). Alternatiflerin değerlendirilme sürecinde;

yüksek yapısal katılık, az sayıda mekanizma uzvu kullanılması, basit özelliklerde eyleyici gereksinimi, kolay monte edilebilirlik ve anten duruşları gibi kriterler göz önünde bulundurulmuştur.

A#1 Mekanizma Alternatifleri (Mechanism Alternatives for A#1)

Operasyon konumunda A#1 antenin ön yüzünün istenilen yönü tanımlanmışken, seyir konumunda herhangi bir yön isteri bulunmamaktadır. Bu nedenle, seyir konumunda A#1 antenin ön yüzünün yukarıya ve aşağıya baktığı her iki durum da değerlendirilmiştir. İlgili konumlar Şekil 5'te verilmiştir.

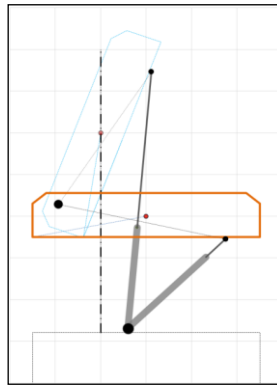


Şekil 5. A#1 ön yüzünün sırasıyla yukarıya ve aşağıya doğru konumlandırılması

Figure 5. Upwardly and downwardly directed A#1

A#1 ön yüzeyi yukarıya bakarken, seyir ve operasyon konumları arasında 75° dönme hareketi yeterli olmaktadır. Diğer taraftan, ön yüzey aşağıya doğru konumlandırılırsa, A#1'in istenilen konumlar arasında toplamda 105° dönmesi gerekecektir. Ancak, A#1 konumlar arası geçiş esnasında 105° dönerken aynı zamanda 90° bakım konumundan da geçecektir. Böylece mekanizmada ek bir gereksinim kalmadan bakım konumu sağlanabilmektedir. Seyir konumunda A#1 antenin ön yüzünün aşağıya bakmasının diğer avantajları ise, dışarıdan gelebilecek etkilere karşı ön yüzeyde bulunan radomun korunaklı hale gelmesi ve anten arkası kapakların seyir konumunda erişebilir olmasıdır. A#1 için istenen konumları sağlayabilen 4 adet mekanizma alternatifi geliştirilmiş ve sistematik olarak değerlendirilmiştir.

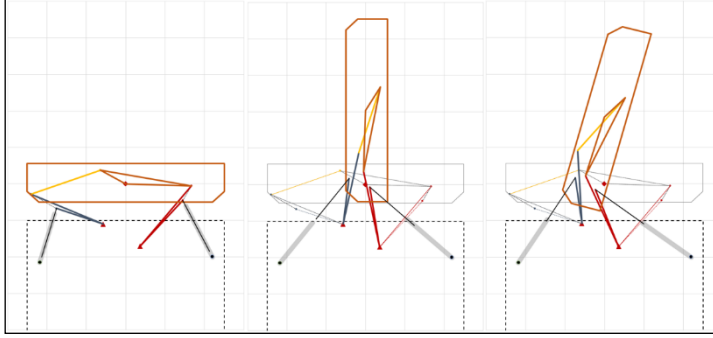
İlk alternatifte, Şekil 6'da şematik gösterimi verilen kol – kızak mekanizması kullanılmıştır. Bu alternatifte A#1'in ön yüzeyi yukarı doğru bakmakta ve piston – silindir mekanizmasıyla 75° döndürülmektedir. Ancak, istenen konumlar için hesaplanan ana dönme ekseninin konumu nedeniyle, A#1 operasyon konumunda araç simetri eksenine göre kaçık durmaktadır. Bakım konumu için ise eyleyicinin daha fazla açılabilir olması gerekmektedir.



Şekil 6. A#1 mekanizma grubu alternatif #1

Figure 6. Mechanism alternative #1 for A#1

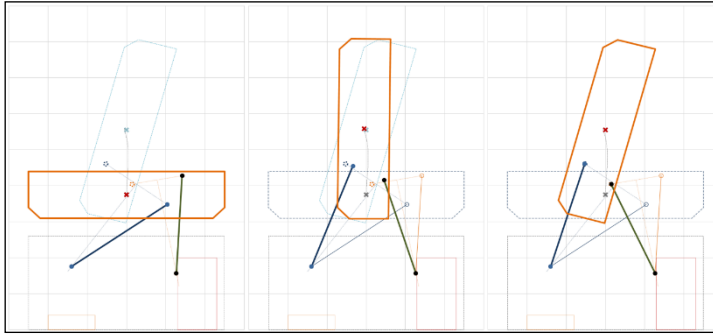
İkinci alternatifte, şematik gösterimi Şekil 7’de verilen ve literatürde düzlemsel paralel manipülatör olarak bilinen beş çubuk mekanizması kullanılmıştır. Mekanizmanın sahip olduğu iki serbestlik derecesi ile anten açısı sabit tutularak anten çifti yatay ekseninde kaydırılabileceğinden, operasyon konumunda dönen yapı dönme eksenine göre rahatlıkla dengelenebilecektir. Ancak, mekanizma iki serbestlik derecesine sahip olduğundan, iki adet eyleyicinin eşzamanlı bir şekilde sürülmesi gerekmektedir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür.



Şekil 7. A#1 mekanizma grubu alternatif #2

Figure 7. Mechanism alternative #2 for A#1

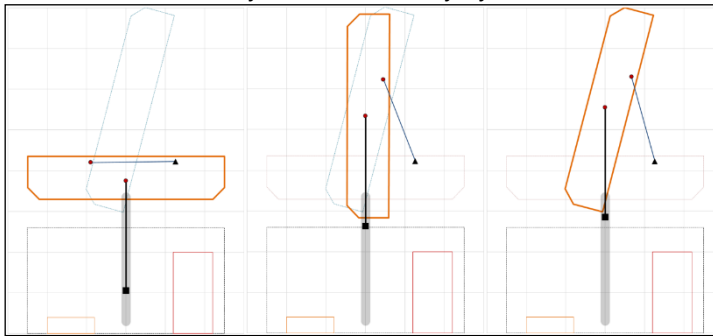
Üçüncü alternatifte, şematik gösterimi Şekil 8’de verilen 4 – çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür. Bu alternatifte, A#1 4 – çubuk mekanizmasının giriş ve çıkış uzuvları arasındaki uzvu oluşturmaktadır.



Şekil 8. A#1 mekanizma grubu alternatif #3

Figure 8. Mechanism alternative #3 for A#1

Sonuncu alternatifte, şematik gösterimi Şekil 9’da verilen krank - biyel mekanizması tercih edilmiştir. Seyir konumunda, A#1’in ön yüzeyini yukarıya veya aşağıya doğru yönlendirmek mümkündür. Geliştirilen alternatifte, A#1 kayar uzuv ile şaseye yataklanmaktadır.

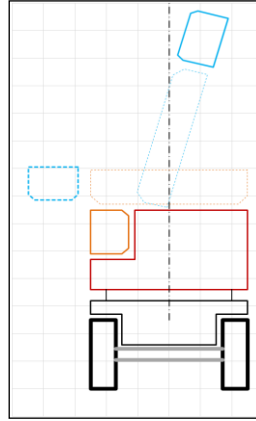


Şekil 9. A#1 mekanizma grubu alternatif #4

Figure 9. Mechanism alternative #4 for A#1

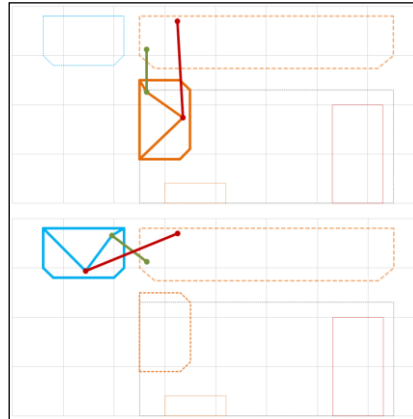
A#2 Mekanizma Alternatifleri (Mechanism Alternatives for A#2)

A#2 anteni için seyir ve operasyon konumları için istenen pozisyonlar Şekil 10'da verilmiştir. İstenen anten konumları incelendiğinde, seyir ve operasyon konumları arasında A#2'nin yere göre 195° döndüğü görülmektedir. Ancak yere göre 105° dönme hareketi yapan A#1 anteni hareketi birlikte düşünüldüğünde, A#1 antenine göre sadece 90° dönmektedir. A#2 antenini A#1 antenine göre 90° döndürecek iki alternatif geliştirilmiş ve değerlendirilmiştir.



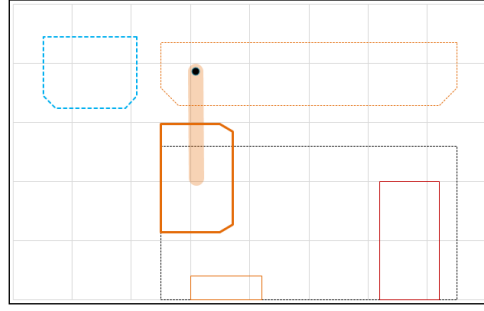
Şekil 10. İstenen A#2 pozisyonları
Figure 10. Desired positions for A#2

Geliştirilen ilk alternatifte, A#2 anteni 4 - çubuk mekanizması ile A#1 anteni üzerine yataklanmaktadır. Düşünülen alternatif mekanizma ile A#2 anteninin A#1 antenine göre seyir ve operasyon konumları Şekil 11'de verilmiştir.



Şekil 11. A#2 mekanizma grubu alternatif #1
Figure 11. Mechanism alternative #1 for A#2

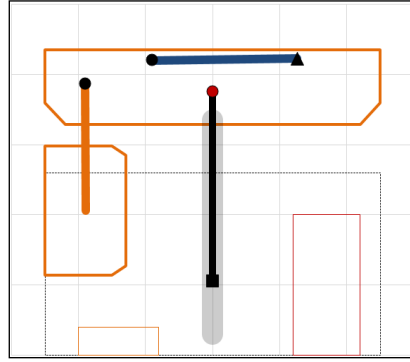
İkinci alternatifte, A#2 anteni sabit bir mafsal etrafında A#1 antenine göre 90° dönmektedir. Alternatife ilişkin görsel Şekil 12'de verilmiştir.



Şekil 12. A#2 mekanizma grubu alternatif #2
Figure 12. Mechanism alternative #2 for A#2

Seçilen Mekanizma Çözümü (Selected Mechanism Solution)

Geliştirilen alternatifler üzerinde, proje üzerinde çalışan bir grup tasarım mühendisi tarafından yapılan sistematik değerlendirme ile A#1 mekanizma grubu için Alternatif #4, A#2 mekanizma grubu için ise Alternatif #2 seçilmiştir. Seçilen mekanizma alternatiflerinin antenler üzerine yerleşimi Şekil 13'te verilmiştir. Detaylı sentez çalışması esnasında, iki mekanizma grubu arasına yerleştirilecek mekanizma ile A#1 ve A#2 arasında istenen bağlı hareket sağlanacaktır.



Şekil 13. Seçilen mekanizma çözümü
Figure 13. Selected mechanism solution

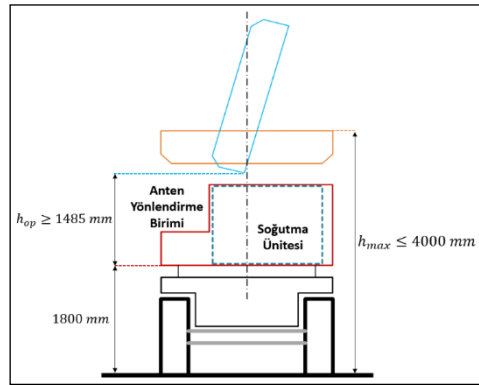
SENTEZ ve ANALİZ ÇALIŞMALARI (SYNTHESIS and ANALYSIS STUDIES)

Seçilen mekanizma çözümleri üzerinde istenen anten pozisyonları için geometrik sınırlamalar dikkate alınarak detaylı sentez çalışmaları yapılmıştır. Sonrasında, her iki antenin istenen konumları için sentezlenmiş olan mekanizmalar arasına bağlı hareket sentezi prensibiyle 4 – çubuk mekanizması yerleştirilmiştir. Böylece iki antenin istenen konumlar arasındaki hareketi 1 serbestlik derecesine sahip mekanizma ile sağlanmıştır.

Sentez çalışmalarının ardından, mekanizma oldukça düşük hızlarda çalışacağı için sadece konum analizi yapılmıştır. Kinematik analizin ardından kuvvet analizi yapılarak, sonrasında yapılacak boyutlandırma çalışmaları için uzuvlar üzerine düşen yükler tespit edilmiştir.

A#1 Mekanizma Grubu Sentezi (Synthesis of A#1 Mechanism)

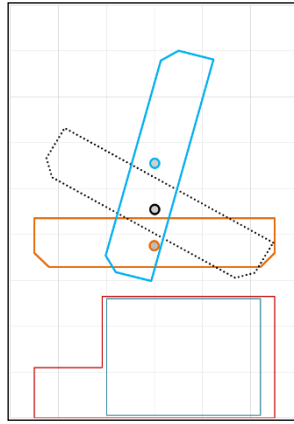
A#1 mekanizması için seçilen krank – biyel mekanizması istenen konumlar için analitik olarak sentezlenmiştir. Sentez çalışmasının öncesinde geometrik sınırlamalar ve istenen anten konumları açık bir şekilde belirlenmiştir. Operasyon ve sınır konumlarında A#1 için belirlenen geometrik sınırlamalar Şekil 14'te verilmiştir. İstenen konum bilgilerine ilave olarak, konumlar arasındaki geçiş esnasında antenin anten yönlendirme birimi (AYB) için ayrılmış bölgeye girişim yapmaması beklenmektedir.



Şekil 14. A#1 için geometrik sınırlar

Figure 14. Geometric restriction for A#1

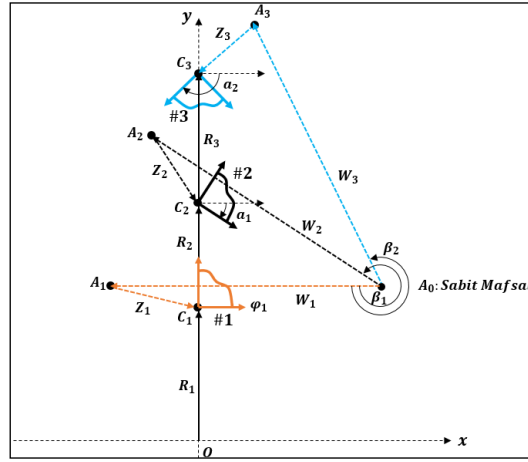
A#1 antenini yönlendirecek krank – biyel mekanizması için antenin geometrik merkezi olan C noktasının 3 konum belirlenerek analitik üç konum sentezi yapılmıştır. Seyir ve operasyon konumuna ilave olarak, ilerleyen süreçte mekanizmanın hareketini kontrol etme serbestliği verecek olan rastgele ara konum belirlenmiştir. Şekil 15'te A#1 için belirlenen seyir konumu turuncu, operasyon konumu mavi, ara konum ise siyah renk ile belirtilmiştir.



Şekil 15. Belirlenen A#1 konumları

Figure 15. Defined A#1 positions

A#1 anteni için C noktası ve istenen konumlar bilindiğinden, mekanizmanın sadece krank uzvu belirsiz kalmaktadır. Mekanizmanın krank uzvu sentezlenmeden, krank uzvu için çözüm ailesi hesaplanarak sonuç kümesi incelenmiştir. Krank uzvu için çözüm ailesinin hesaplanmasında kullanılan diyadik gösterim Şekil 16'da verilmiştir (Erdman, 1984) (Erdman,1984).



Şekil 16. Mekanizmanın diyadik gösterimi

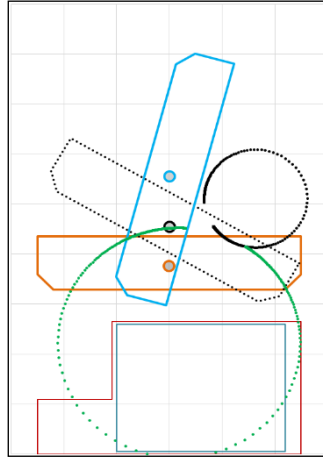
Figure 16. Dyadic representation of mechanism

Vektör çiftleri için devre kapalılık denklemleri yazılarak merkez ve çember çözüm noktaları ailesi hesaplanmıştır.

$$\vec{W}(e^{i\beta_1} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_1} - 1) = \vec{R}_2 - \vec{R}_1 = \vec{\delta}_1 \quad (1)$$

$$\vec{W}(e^{i\beta_2} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_2} - 1) = \vec{R}_3 - \vec{R}_1 = \vec{\delta}_2 \quad (2)$$

Seçilen β_2 açısı ve $0 < \beta_1 < \beta_2$ koşulu ile aşağıdaki denklem takımı çözülerek çember ve merkez noktaları çözüm ailesi hesaplanmaktadır. Mekanizmanın seyir konumunda krank uzvu için hesaplanan çember ve merkez noktaları çözüm ailesi Şekil 17'de sırasıyla yeşil ve siyah renk ile belirtilmiştir.



Şekil 17. Çember ve merkez noktaları çözüm ailesi

Figure 17. Family of solution circle and center points

Çember ve merkez noktaların çözüm ailesi incelenerek istenilen anten konumları için krank uzvunun sistemin neresinde olması gerektiği tespit edilmiştir. Buna göre krank uzvunun sabit mafsalsal (A_0) lokasyonu ilgili tasarımcı ekip ile kararlaştırılarak istenilen sabit mafsalsal için krank uzvu sentezlenmiştir. Şekil 16'da verilen notasyona göre aşağıdaki devre kapalılık denklemleri yazılarak çözülmüştür.

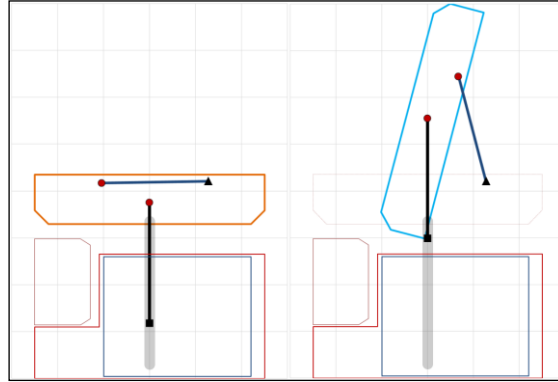
$$L_A = OA_0 \quad (3)$$

$$\vec{W} + \vec{Z} = \vec{R}_1 - \vec{L}_A \quad (4)$$

$$\vec{W}e^{i\beta_1} + \vec{Z}e^{i\alpha_1} = \vec{R}_2 - \vec{L}_A \quad (5)$$

$$\vec{W}e^{i\beta_2} + \vec{Z}e^{i\alpha_2} = \vec{R}_3 - \vec{L}_A \quad (6)$$

W ve Z vektörlerinin hesaplanmasıyla, istenilen anten konumlarını sağlayan ve krank uzvunun sabit mafsallık lokasyonu belirlenmiş olan krank – biyel mekanizması elde edilmiştir. Elde edilen mekanizma Şekil 18’de verilmiştir.

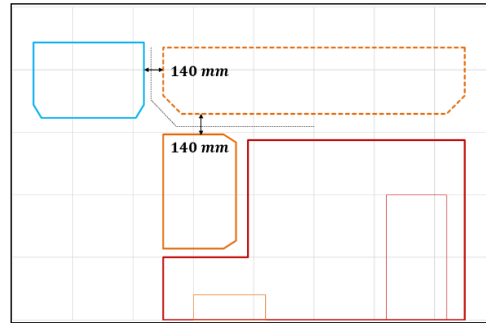


Şekil 18. A#1 krank – biyel mekanizması

Figure 18. Slider – crank mechanism of A#1

A#2 Mekanizma Grubu Sentezi (Synthesis of A#2 Mechanism)

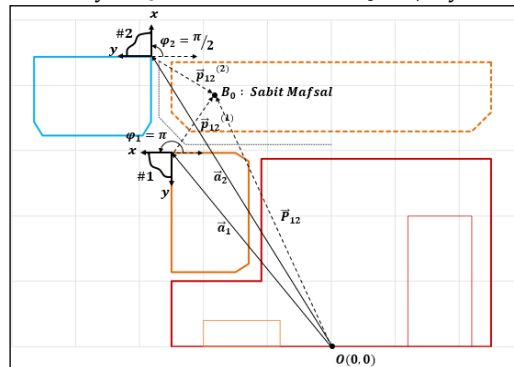
Seçilen mekanizma alternatifinde A#2 anteni A#1 anteni üzerindeki sabit mafsallık B_0 etrafında 90° dönerek istenen anten konumlarını sağlamaktadır. A#2 anteni için geometrik sınırlamalar dikkate alınarak belirlenen anten konumları Şekil 19’da verilmiştir. Hareket esnasında kablaj ve hortum geçişlerine olanak vermek için A#1 ve A#2 antenleri arasında belirli mesafe kalması gerekmektedir.



Şekil 19. Belirlenen A#2 konumları

Figure 19. Desired A#2 positions

Sabit mafsallık B_0 lokasyonu istenilen anten konumlarına göre Chasles Teoremi ile hesaplanmaktadır. Chasles Teoremi’nde kullanılan notasyon Şekil 20’de verilmiştir (Söylemez,2013)(Söylemez,2015).



Şekil 20. Chasles Teoremi’nde kullanılan notasyon

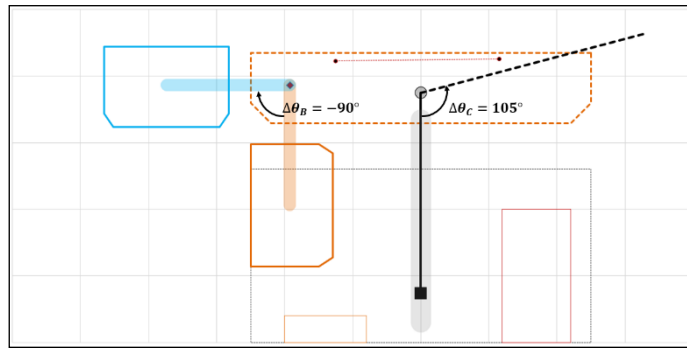
Figure 20. The used notation for Chasles Theorem

$$\frac{\omega}{P_{12}} = \frac{a_2 e^{i\phi_1} - a_1 e^{i\phi_2}}{e^{i\phi_1} - e^{i\phi_2}} \quad (7)$$

A#1 ve A#2 Arasında Bağlı Hareket Sentezi (Relative Motion Synthesis Between A#1 and A#2)

Daha önce belirtildiği üzere bir serbestlik derecesine sahip katlanma mekanizması hedeflenmektedir. Bu nedenle A#1 antenin hareketi için verilen tahrikle aynı zamanda A#2 antenin gerekli konum değişikliğini sağlamak gerekmektedir.

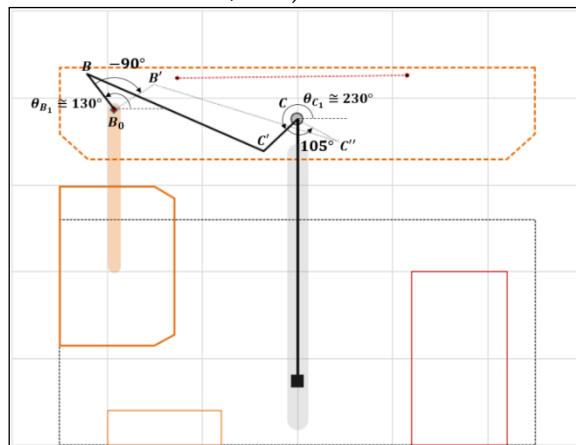
A#1 antenin hareketi incelendiğinde; krank-biyel mekanizmasının kayar uzvunun A#1 antene göre 105° döndüğü görülmektedir. Bu harekete karşılık, sentezlenecek mekanizma ile A#2 antenin B_0 etrafında A#1 antene göre -90° dönmesi beklenmektedir. Bahsedilen uzuv açıları Şekil 21’de görselleştirilmiştir.



Şekil 21. Bağlı hareket sentezi girdileri

Figure 21. The inputs of relative motion synthesis

A#1 anten mekanizması ile A#2 anteni arasına eklenen 4 – çubuk mekanizması sayesinde istenen bağlı hareket elde edilebilmektedir. İlgili mekanizma, krank açıları arasındaki korelasyon için Freudenstein Denklemi kullanılarak sentezlenmiştir. Bilindiği üzere Freudenstein Denklem seti üç konum için yazılmaktadır. Problemden istenen iki konum olduğu için, üçüncü denklem optimum bağlama açısı şartı için yazılmıştır. Bağlı hareket için sentezlenen mekanizma Şekil 22’de verilmiştir (Freudenstein,1954)(Freudenstein ve Primrose,1972).

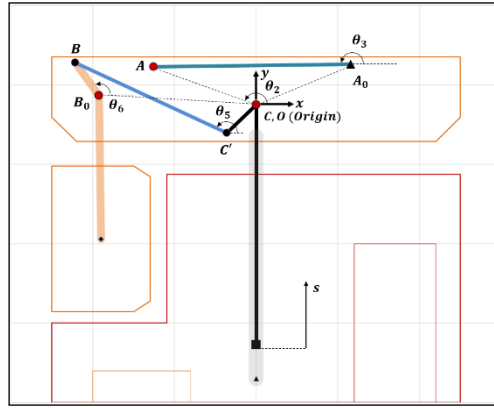


Şekil 22. Bağlı hareket için sentezlenen mekanizma

Figure 22. The synthesized mechanism for relative motion

Kinematik Analiz (Kinematic Analysis)

Sentezlenen mekanizmanın istenen anten konumlarını sağladığını ve geometrik kısıtlara sağdık kaldığını kontrol etmek için mekanizmanın pozisyon analizi yapılmıştır. Pozisyon analizi için kullanılan değişken mafsal açıları ve sabit uzuv boyları Şekil 23’te verilmiştir.

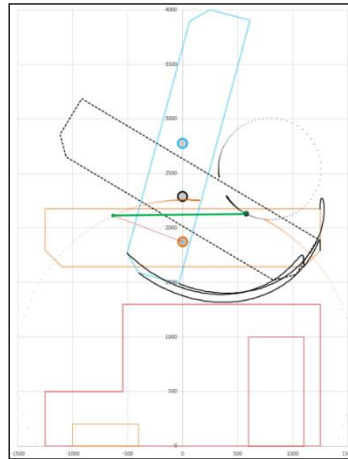


Şekil 23. Mafsal ve uzuv isimlendirmeleri

Figure 23. The used notation for joints and links

Mekanizma için devre kapalılık denklemleri yazılarak, mekanizmanın girdisi olan eyleyici stroğuna (s) göre çözülmüştür.

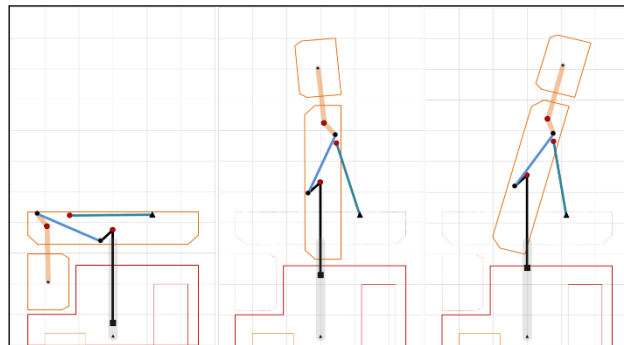
Kinematik analiz ile A#1 antenin hareketi incelenmiş ve AYB için ayrılan bölgeye girişim yapmaması serbest değişkenler vasıtasıyla sağlanmıştır. A#1 antenin konum geçişleri esnasındaki izi Şekil 24'te verilmiştir.



Şekil 24. A#1 antenin izi

Figure 24. The trace of antenna A#1

Benzer şekilde A#2 antenin hareketi de analiz edilmiş ve antenler arası istenen boşluğun korunduğu görülmüştür. Son olarak, geliştirilen mekanizmanın istenen konumlardaki duruşu Şekil 25'te verilmiştir.



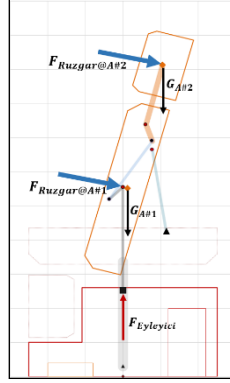
Şekil 25. Katlanma mekanizmasının istenen anten konumlarındaki duruşu

Figure 25. The pose of the folding mechanism at the desired antenna positions

Kuvvet Analizi (Force Analysis)

Mekanizmanın kinematik analizinin ardından, mafsallar üzerine düşen yüklerin tespit edilmesi için kuvvet analizi yapılmıştır. Mekanizmanın tüm mafsallarındaki yükleri bulabilmek için her bir uzvun serbest cisim diyagramı çıkarılarak Newton kanunlarına dayanarak statik denge denklemleri yazılmış ve stroka bağlı olarak çözülmüştür.

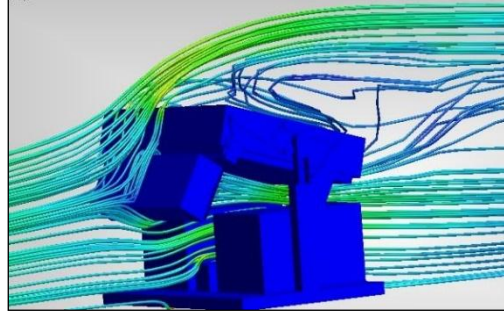
Mekanizmanın maruz kaldığı dış yükler Şekil 26'da verilmiştir. Hesaplamalarda antenlerin kütle merkezleri geometrik merkez olarak kabul edilmiştir.



Şekil 26. Mekanizma üzerindeki dış yükler

Figure 26. The external forces on the mechanism

Yüksek rüzgâr yüklerine maruz kalan radar sistemi için rüzgâr yüklerinin doğru modellenmesi mekanizma açısından önem arz etmektedir. Bu nedenle ilgili mekanizma için kaba boyutlarda 3B model oluşturularak, proje isterlerinde belirtilen rüzgâr hızları için akış analizleri yapılmıştır. Antenin farklı konumları için yapılan akış analizlerinde, anten konumuna göre antenler üzerinde hesaplanan kuvvetler mekanizmanın kuvvet analizlerine girdi sağlamıştır. A#1 anteninin yere göre 15° konumu için yapılan akış analizinde oluşan akış eğrileri Şekil 27'de örnek olarak verilmiştir (Etiz, 2017).

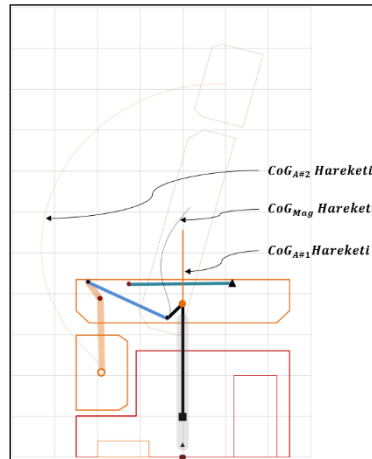


Şekil 27. A#1 anteninin 15° konumu için rüzgâr yükü analizi

Figure 27. Wind load analysis for the antenna A#1 at 15°

Eyleyici Kuvveti Optimizasyonu (Optimization for the Actuator Force)

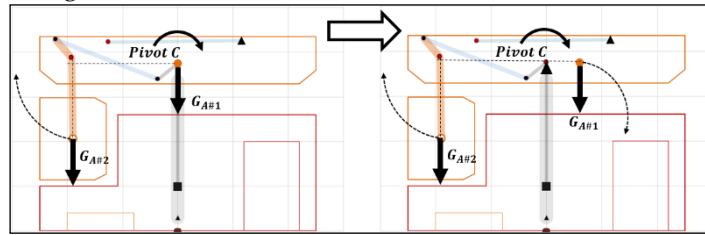
Pozisyon ve kuvvet analizi çalışmaları ile mekanizmanın piston kuvveti gereksinimi çıkarılmış ve hareket sırasında kütle merkezlerinin hareketleri incelenmiştir. Şekil 28'de geometrik merkezde kabul edilen kütle merkezlerinin hareketleri verilmiştir.



Şekil 28. Anten kütle merkezlerinin hareketi

Figure 28. The traces of the center of gravities of antennas

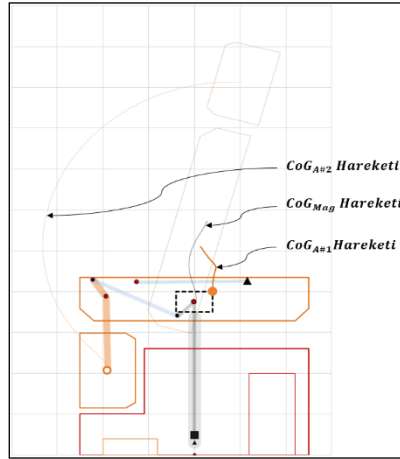
Kütle merkezlerinin hareketi incelendiğinde, A#1 antenin kütle merkezinin yerçekimine karşı doğru şekilde bir hareket yaptığı gözükmemektedir. Diğer yandan A#2 anteni ana mafsal C etrafında ciddi bir moment doğurmaktadır. Antenlerin hareketi incelendiğinde, A#1 antenin kütle merkezi C mafsalının diğer tarafına alındığında A#2 antenin dengelenebileceği açık bir şekilde görülmektedir. Bahsedilmeye çalışılan dengeleme çalışması Şekil 29'da verilmiştir.



Şekil 29. Kütle merkezleri ile mekanizmanın dengelenmesi

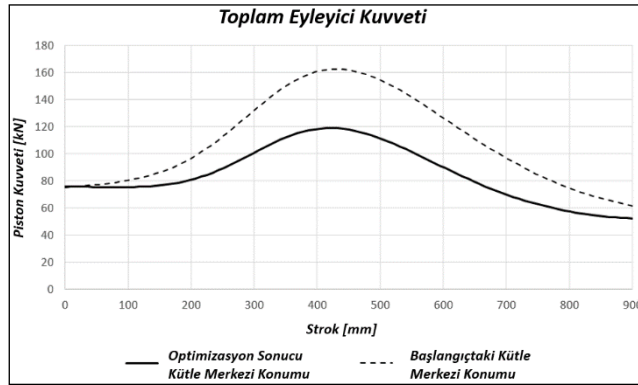
Figure 29. Balancing of mechanism by changing the center of gravities

Anten tasarımcıları ile A#1 anteni üzerinde bulunan kütle merkezinin kaydırılabileceği bölge belirlenerek genetik algoritma vasıtasıyla optimizasyon çalışması yapılmıştır. İlgili çalışmada, A#1 antenin belirlenen bölge içerisindeki lokasyonu değişken olarak tanımlanırken maksimum eyleyici kuvvetinin minimizasyonu amaç fonksiyonu olarak yazılmıştır. Optimizasyon çalışması ile hesaplanan A#1 kütle merkezi için kuvvet ve pozisyon analizi yenilendiğinde, eşdeğer sistemin kütle merkezinin yer çekimine karşı daha az yer değiştirdiği görülmektedir. Başka bir deyişle, A#1 anteni yukarı doğru giderken yaptığı dönme hareketi neticesinde kütle merkezi aşağıya doğru gitmektedir. Böylece eyleyici kuvveti gereksinimi azalmaktadır.



Şekil 30. Optimize edilmiş kütle merkezi hareketleri
Figure 30. The optimized center of gravity motions

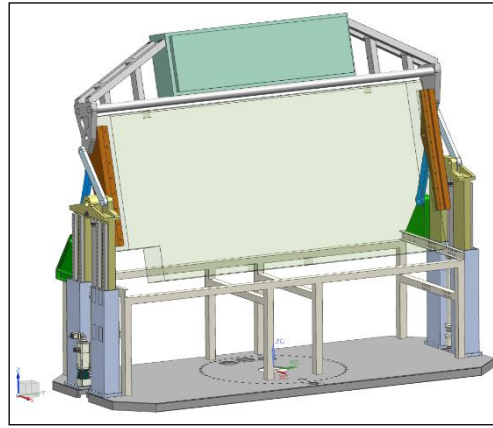
Mekanizmanın eyleyici kuvvet gereksinimi incelendiğinde optimizasyon çalışması ile kuvvet gereksiniminin %25 oranında azaldığı görülmektedir. Gerçek uygulamada anten kütle merkezini optimizasyon ile bulunan lokasyonda konumlandırmak yapının karmaşıklığı nedeniyle çok kolay olmayacaktır. Ancak yapının tasarımı süresince bu konuya dikkat edilmek üzere ilgili tasarımcılar bilgilendirilmiştir.



Şekil 31. Optimize edilmiş eyleyici kuvvet gereksinimi
Figure 31. The optimized actuator force requirement

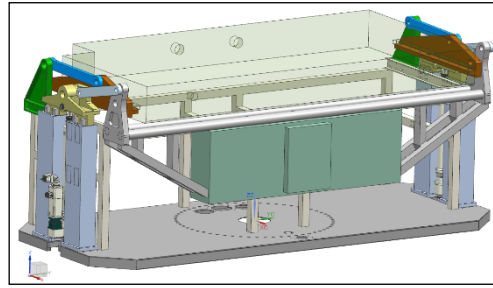
DETAY TASARIM ve BENZETİM ÇALIŞMALARI (DETAILED DESIGN and SIMULATION STUDIES)

Geliştirilen mekanizma çözümü ile radar sistemi 3B olarak Siemens NX® yazılımı ortamında modellenmiştir. Mekanizma uzuvları ve mafsalları modellenirken, kuvvet analizi ile hesaplanan uzuv ve mafsal yükleri dikkate alınmıştır. Radar sistemi için oluşturulan 3B modelin, operasyon ve seyir konumu için görselleri sırasıyla Şekil 32 ve Şekil 33'te verilmiştir.



Şekil 32. Operasyon konumu

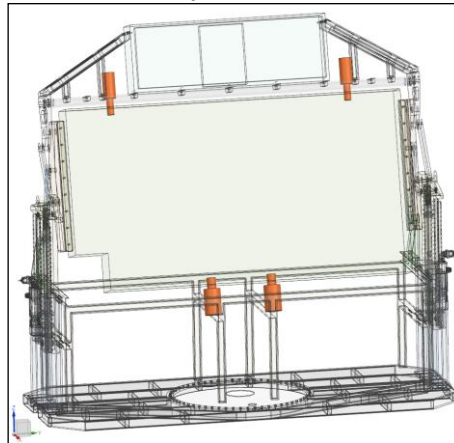
Figure 32. Operation position



Şekil 33. Seyir konumu

Figure 33. Transport position

Oluşturulan 3B model üzerinde, rüzgâr yükü altında statik mukavemet ve modal analizler yapılmıştır. Analizler için MSC Nastran® yazılımı kullanılmıştır. Yapılan analizler ile radar sisteminin doğal frekansları ve rüzgâr yükü altındaki deformasyonu incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre anten çiftinin operasyon konumunda kilitlenmesi gereksinimi ortaya çıkmıştır. Şekil 34'te gösterildiği gibi sisteme eklenen kilit mekanizmaları ile analizler yinelenmiştir.



Şekil 34. Anten kilit mekanizmaları

Figure 34. Locking mechanisms for the antennas

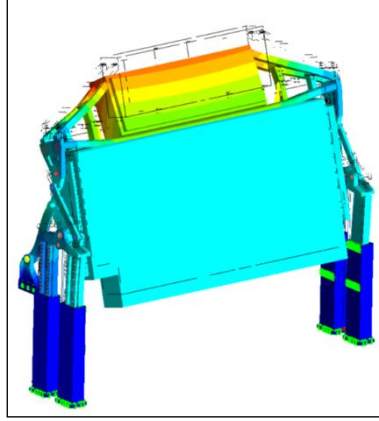
Kilit mekanizmaları ile sistemin operasyon konumundaki doğal frekanslarının değişimi ilk 5 mod için Çizelge 2'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde kilit mekanizmalarının sistemin doğal frekanslarını önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür.

Çizelge 2. Modal analiz sonuçları

Table 2. The results of modal analysis

Mod	Kilitsiz Konfigürasyon Doğal Frekans [Hz]	Kilitli Konfigürasyon Doğal Frekans [Hz]
1	6.61	17.70
2	10.16	38.01
3	13.45	39.72
4	22.20	51.26
5	25.27	59.29

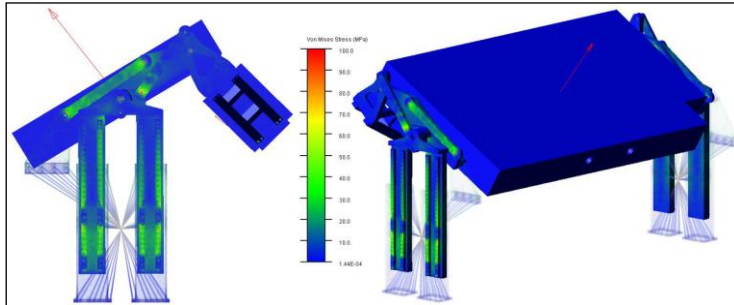
Benzer şekilde rüzgâr yükü altındaki yapının deformasyonu da iyileşmiştir. Kilitsiz konfigürasyonda hesaplanan maksimum deformasyon değeri %20 mertebelerine düşmüştür. Kilitli versiyonun rüzgâr yükü altında abartılı deformasyonu Şekil 35'te verilmiştir.



Şekil 35. Kilitli anten konfigürasyonunun deformasyonu

Figure 35. The deformation of locked antenna configuration

Katlanma mekanizmasının hareketi esnasında mafsal yükleri incelendiğinde, maksimum yüklerin ara konumda olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle MSC Adams® yazılımı ile Craig Bampton Süperpozisyon yöntemi kullanılarak mekanizmanın tüm hareketi için mukavemet analizi yapılmıştır. Yapılan esnek cisim dinamiği analizi ile yapı üzerinde hesaplanan maksimum gerilmeler Şekil 36'da verilmiştir.



Şekil 36. Esnek çoklu cisim dinamiği benzetimi – maksimum gerilme sonuçları

Figure 36. Flexible multibody dynamic simulation – maximum stress on the mechanism

DEĞERLENDİRME ve SONUÇ (DISCUSSION and CONCLUSION)

Yapılan sentez, analiz ve tasarım doğrulama çalışmaları ile iki antenden oluşan radar sistemi için 1 serbestlik dereceli katlanma mekanizması geliştirilmiştir. Geliştirilen mekanizmanın literatürde

benzerine rastlanmadığı için 148 ülkeyi kapsayan PCT (Patent Corporation Treaty) sistemine patent başvurusunda bulunulmuş ve mevcut durumda araştırma raporu olumlu sonuçlanmıştır.

Mekanizmanın büyük boyutlarından kaynaklanan endişelerden dolayı ön prototip ürettirilerek üzerinde tekrarlanabilirlik ve sıcak – soğuk ortamda çalışma testleri yapılmıştır. Ürettirilen ön prototipe ait görsel Şekil 37’de verilmiştir.



Şekil 37. Mekanizma ön prototipi
Figure 37. The pre-prototype of the mechanism

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- 80K6M 3-D Air Surveillance Radar, Zaporizhzhia, Ukraine: ISKAR, www.iskra.zp.ua
- Erdman, A.G., 1984, Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 1. Prentice – Hall.
- Erdman, A.G., 1984, Mechanism Design, Analysis and Synthesis Volume 2. Prentice – Hall.
- Etiz U., RadarSistemi_RüzgarYükü_Analizi.ppt, Ankara, Türkiye: Aselsan, 2017.
- Freudenstein, F., 1954, “An Analytical Approach to the Design of Four-Link Mechanisms”, *Transactions of the ASME*, Vol. 76, 1954, pp.483-92.
- Freudenstein, F., Primrose, E.J., 1972, “The Classical Transmission-Angle Problem”, *The Institution of Mechanical Engineers*, C96/72.
- Pahl, G., Beitz, W., 1984, “Engineering Design: A Systematic Approach”, *The Design Council*, London, pp. 57-151.
- Söylemez, E., 2013, Makina Teorisi 1 – Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, 4. Baskı, İstanbul.
- Söylemez, E., 2015, Kinematic Synthesis Course Notes, Middle East Technical University, Ankara.
- Queveau, G., 2002, Three-Part Folding Roof for Convertible Vehicles, U.S. Patent 6382703B1.