

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ASKERİ ARAÇLARDA KULLANILAN DOUBLE WISHBONE VE
TRAILING ARM TİPİ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN
TASARIMI VE DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Furkan SALMAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

ŞUBAT 2025

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ASKERİ ARAÇLARDA KULLANILAN DOUBLE WISHBONE VE
TRAILİNG ARM TİPİ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN
TASARIMI VE DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Furkan SALMAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Osman Hamdi METE

ŞUBAT 2025

Furkan SALMAN tarafından hazırlanan “Askeri Araçlarda Kullanılan Double Wish Bone ve Trailing Arm Tipi Süspansiyon Sistemlerinin Tasarımı ve Dinamik Analizi ” adlı tez çalışması 03.02.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans teziolarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı :	Doç. Dr. Osman Hamdi METE Sakarya Üniversitesi	
Jüri Üyesi :	Doç. Dr. Sedat İRİÇ Sakarya Üniversitesi	
Jüri Üyesi :	Doç. Dr. Ömer SEÇGİN Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi	



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “Askeri Araçlarda Kullanılan Double Wishbone ve Trailing Arm Tipi Süspansiyon Sistemlerinin Tasarımı ve Dinamik Analizi” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(05/02/2025)

(imza)

Öğrencinin Adı Soyadı

Furkan SALMAN



TEŞEKKÜR

Yüksek lisans sürecimde desteğini ve bilgisini esirgemeyen, çalışmam boyunca bana yol gösteren ve değerli katkılarıyla tezimin tamamlanmasında önemli bir rol oynayan kıymetli tez danışmanım Sayın Doç.Dr. Osman Hamdi METE'ye teşekkürlerimi sunarım.

BMC Otomotiv A.Ş.'de birlikte çalışma fırsatı bulduğum, bilgi ve deneyimlerini esirgemeyen Sayın Salih ÜNAL'a, yapısal analiz safhasında verdiği desteklerden ötürü Halil KAYAR'a, konferans hazırlığımdaki desteklerinden ötürü Alpay ERTEKİN'e ve çalışmamın tez formatına dönüşmesindeki emeklerinden dolayı Çiğdem ÖZ SONVERDİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Tüm bu süreçlerde fikirlerini esirgemeyen, hayatımın her anında manevi desteğiyle yanımda olarak her daim motivasyon kaynağım olan sevgili eşim Elif ULUTAŞ SALMAN'a gönülden teşekkür ederim.

Furkan SALMAN



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SİMGELER	xiii
TABLO LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
2.1. Double wishbone süspansiyon	5
2.2. MacPherson süspansiyon	7
2.3. Trailing arm süspansiyon	8
2.4. Multi-link süspansiyon	9
3. GEOMETRİ OLUŞTURULMASI	11
3.1. Tasarım Başlangıç Şartları ve Kabuller	11
3.1.1. Double wishbone süspansiyon sistemi	16
3.1.1.1. Tanım ve çalışma prensibi	16
3.1.2. Trailing arm süspansiyon sistemi	17
3.1.2.1. Tanım ve çalışma prensibi	17
3.2. Hareket Denklemleri	18
3.2.1. Double wishbone süspansiyon sistemi	18
3.2.2. Trailing arm süspansiyon sistemi	22
3.3. Statik Denge Kuvvetlerinin Hesaplanması	25
3.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analiz	27
3.4.1. Sonlu eleman analizi (SEA) ve Ağ (Mesh) yapılarının eleman özellikleri	28
3.4.2. Mesh elemanlarının türleri ve kullanım alanları	28
3.4.3. Ağ yapılarının kalitesi ve doğruluğa etkisi	28
3.4.4. Mesh seçiminin hesaplama süresi üzerine etkileri	29
3.5. Analiz Senaryosunun Tanımlanması	29
3.5.1. Malzeme seçimi	30
3.5.2. Double wishbone süspansiyon sistemi analizi	32
3.5.2.1. Alt kol bağlantısında kullanılan perno için analiz	34
3.5.2.2. Perno için malzeme özellikleri	36
3.5.3. Trailing arm süspansiyon sistemi analizi	37
3.5.3.1. Bağlantı mesnetine gelen kuvvete göre gerilme analizi	40
4. KARŞILAŞTIRMA	43
5. SONUÇ	47
KAYNAKLAR	49

ÖZGEÇMİŞ.....	51
---------------	----



KISALTMALAR

2B	: İki boyutlu
3B	: Üç boyutlu
C	: Celcius derece
cm	: Santimetre
g	: Gram
GPa	: Gigapaskal
kg	: Kilogram
mm	: Milimetre
MPa	: Megapaskal
N	: Newton
SDF	: Dinamik koşullar için katsayı (Static to dynamic factor)
SEA	: Sonlu eleman analizi



SİMGELER

β	: Üst süspansiyon kolu ile yatay eksen arasındaki açı
δ_s	: Statik durumda kütleye bağlı yay çökmesi
δ_T	: Tekerleğin çökmesi
θ	: Üst süspansiyon kolu ile düşey eksen arasındaki açı
γ	: Trailing arm kol oranı
c	: Süspansiyon sistemi sönümleme katsayısı
c_w	: Tekerlek eksenine göre uyarlanmış sönümleme sabiti
D	: Sistem sönümleme oranı
f	: Aks frekansı
$F_{1,dw}$	: Double wishbone sistemi için F1 kuvveti
$F_{2,dw}$	: Double wishbone sistemi için F2 kuvveti
$F_{3,dw}$	: Double wishbone sistemi için F2 kuvveti
$F_{1,ta}$	: Trailing arm sistemi için F1 kuvveti
$F_{2,ta}$	: Trailing arm sistemi için F2 kuvveti
$F_{3,ta}$	: Trailing arm sistemi için F3 kuvveti
$F_{4,ta}$	: Trailing arm sistemi için F4 kuvveti
F_s	: Süspansiyonda oluşan tepki kuvveti
F_T	: Tekerleğe gelen kuvvet
i	: Dönüştürme oranı
k_1	: Süspansiyon sistemi yay katsayısı
k_2	: Tekerlek yay katsayısı
k_w	: Tekerlek eksenine göre uyarlanmış yay sabiti
L	: Tekerlek eksenini ile döner mesnet arası uzunluk
L_r	: Alt süspansiyon kolu mesneti ve amortisör bağlantısı arasındaki mesafe
L_{rf}	: Alt süspansiyon kolu uzunluğu
m_T	: Tekerlek başına toplam kütle
m_s	: Tekerlek başına yaylanan kütle
m_u	: Tekerlek başına yaylanmayan kütle
x	: Yol profilinin düşey eksene göre yer değiştirmesi

- y_s : Araç gövdesinin düşey ekseninde hareketi
 $\dot{y}_s$: Araç gövdesinin düşey ekseninde hareketinin türevi
 $\ddot{y}_s$: Araç gövdesinin düşey ekseninde hareketinin ikinci derece türevi
 y_u : Tekerlek sisteminin düşey ekseninde hareketi
 $\dot{y}_u$: Tekerlek sisteminin düşey ekseninde hareketinin türevi
 $\ddot{y}_u$: Tekerlek sisteminin düşey ekseninde hareketinin ikinci derece türevi



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. Lastik özellikleri.....	13
Tablo 3.2. Lastik özellikleri (devamı)	13
Tablo 3.3. Geleneksel süspansiyon sistemleri ile karşılaştırma	15
Tablo 3.4. Araç tiplerine göre dinamik faktörler.....	27
Tablo 3.5. EN-GJS serisi malzeme özellikleri	30
Tablo 3.6. EN-GJS-1200-2 malzeme içeriği	31
Tablo 3.7. 34CrNiMo6 malzeme özellikleri.....	36
Tablo 4.1. Sistemleri azami tepki değerleri.....	43
Tablo 4.2. Analizlerde elde edilen kuvvet değerleri	44
Tablo 4.3. Bağlantı elemanlarına gelen kuvvet değerleri.....	45
Tablo 4.4. Süspansiyon elemanlarında oluşan azami gerilmeler	45
Tablo 4.5. Double wishbone sistemi ağırlık kırılımı	46
Tablo 4.6. Trailing arm sistemi ağırlık kırılımı.....	46



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Paletli askeri araç (Warrior 2000) [34].....	1
Şekil 1.2. Tekerlekli askeri araç (BTR-80) [35]	2
Şekil 2.1. Double wishbone sistemi örneği [36]	6
Şekil 2.2. MacPherson sistemi örneği [36]	7
Şekil 2.3. Trailing arm sistemi örneği [36]	8
Şekil 2.4. Multi link sistemi örneği [36]	9
Şekil 3.1. Sarmal yay – gazlı yay sıkıştırma grafiği [33].....	14
Şekil 3.2. Hidropnömatik yay sistemi [33]	15
Şekil 3.3. Double wishbone süspansiyon sistemi yapısı.....	16
Şekil 3.4. Double wishbone sistemi temel ölçüleri.....	16
Şekil 3.5. 3B double wishbone sistemi geometrisi	17
Şekil 3.6. Trailing arm süspansiyon sistemi yapısı.....	17
Şekil 3.7. 3B trailing arm sistemi geometrisi.....	18
Şekil 3.8. Double wishbone hareket denklemi şeması.....	18
Şekil 3.9. Double wishbone serbest cisim diyagramı	19
Şekil 3.10. Double wishbone sistemi şeması.....	19
Şekil 3.11. Double wishbone sistemi ölçüleri.....	21
Şekil 3.12. Double wishbone süspansiyon sistemi hareket denklemi MATLAB Simulink modeli.....	22
Şekil 3.13. Trailing arm sistemi şeması	22
Şekil 3.14. Trailing arm sistemi detay resmi	23
Şekil 3.15. Trailing arm hareket denklemi şeması.....	23
Şekil 3.16. Trailing arm serbest cisim diyagramı	24
Şekil 3.17. Trailing arm süspansiyon sistemi hareket denklemi MATLAB Simulink modeli.....	25
Şekil 3.18. Statik kuvvet diyagramı.....	26
Şekil 3.19. Double wishbone sistemi kuvvet uygulanması	33
Şekil 3.20. Double wishbone sistemi gerilme değerleri	33
Şekil 3.21. Double wishbone sistemi üst kol gerilme değerleri.....	34
Şekil 3.22. Double wishbone sistemi poyra gerilme değerleri	34
Şekil 3.23. Double wishbone sistemi maksimum tepki kuvveti	35
Şekil 3.24. Perno elemanı gerilme değerleri.....	35
Şekil 3.25. Trailing arm sistemi kuvvet uygulanması	38
Şekil 3.26. Trailing arm sistemi gerilme değerleri	38
Şekil 3.27. Trailing arm sistemi alt kol gerilme değerleri	39
Şekil 3.28. İyileştirilmiş trailing arm sistemi alt kol gerilme değerleri	39
Şekil 3.29. Trailing arm sistemi poyra gerilme değerleri	40
Şekil 3.30. Trailing arm sistemi üst kol gerilme değerleri.....	40
Şekil 3.31. Trailing arm sistemi azami mesnet kuvveti değeri.....	41
Şekil 3.32. Trailing arm sistemi mesnet gerilme değerleri	41
Şekil 4.1. Double wishbone sistemi davranışı	43

Şekil 4.2. Trailing arm sistemi davranışı	44
Şekil 5.1. 8x8 Araç için önerilen süspansiyon yerleşimi	48



ASKERİ ARAÇLARDA KULLANILAN DOUBLE WISH BONE VE TRAILING ARM TİPİ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN TASARIMI VE DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Askeri araçlarda yaygın olarak kullanılan Double Wishbone ve Trailing Arm tipi süspansiyon sistemlerinin karşılaştırmalı bir analizini bu çalışma ile sunulmaktadır. MATLAB Simulink kullanılarak oluşturulan matematik modellerin davranışı incelenmiş, PTC Creo yazılımı kullanılarak 3 boyutlu olarak modellenen geometriler üzerine belirlenen şartlarda kuvvetler etki ettirilerek sistem ve parça davranışları üzerine analizler ANSYS Workbench yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Her iki sistemin statik ve dinamik kuvvetler altına ve mukavemet davranışları incelenmiştir. Karşılaştırmanın adil olmasını sağlamak adına, her iki sistem için aynı amortisör katsayıları ve araç parametreleri kullanılmıştır.

Double Wishbone süspansiyon sistemi, tekerleklerin yanal stabilitesini ve yol tutuş performansına olumlu etki eden bir tasarım olduğu ve özellikle yüksek hızlarda ve düzgün profilli yollarda üstün performans gösterdiği bilinmektedir. Ancak karmaşık tasarımı ve yüksek maliyetli bakım gereksinimi önemli bir dezavantaj yaratmaktadır. Trailing Arm süspansiyon sistemi ise konsept olarak daha basit geometriye sahip olup, özellikle zorlu arazi koşullarında çalışan ağır iş araçlarında etkili bir titreşim izolasyonu sağladığı için tercih edilmektedir. Geometrisi gereği arazi koşullarında yol profilini takip ederken izlediği eliptik bir hareket formu sayesinde, tekerleklerin zeminle temasını optimize eder ve stabiliteyi artırır.

Analiz sonuçlarına göre, Trailing Arm sistemi için hazırlanan konsept tasarım, Double Wishbone sistemi için hazırlanan konsept tasarıma kıyasla daha fazla gerilmeye maruz kalmıştır. Ancak ağırlık bakımından tasarımların birbirine yakın olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak, her iki sistemin de kullanım alanına uygun avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır.

MATLAB Simulink kullanılarak ulaşılan sonuçlar incelenmiştir. Simülasyon sonuçları grafik ile gösterilmiş, belirli bir step değeri için m_c ve m_s için değerleri incelediğimizde m_s değerlerinin birbirine yakın olduğunu ancak m_c değerleri arasında görece yüksek bir fark olduğu görülmektedir. Bu sonuç bir engel üzerinden geçme esnasında araç gövdesine iletilen titreşimin görece daha az olacağına işaret etmektedir.

Uygulanan kuvvetler ve elemanlar ve bağlantılar üzerinde bu kuvvetlere karşı gelen gerilmeler incelenmiştir. Sonuçları tablo haline getirerek değerlendirdiğimizde aynı amortisör elemanı ile oluşturulan iki sistemden Trailing Arm tipi sisteme daha fazla yay tepki kuvveti geldiğini ve dolayısıyla kol üzerinde noktasal olarak daha fazla gerilme yığılması olduğu görülmektedir.

Çalışma, süspansiyon sistemlerinin yük altındaki mukavemet değerlerini değerlendirerek, askeri araçların zorlu operasyonel gereksinimlerine uygun sistem seçimi için yol gösterici olmayı amaçlamaktadır.



DESIGN AND DYNAMIC ANALYSIS OF DOUBLE WISH BONE AND TRAILING ARM TYPE SUSPENSION SYSTEMS USED IN MILITARY VEHICLES

SUMMARY

This study presents a detailed comparative analysis of Double Wishbone and Trailing Arm suspension systems, which are extensively used in military vehicles. These suspension systems were evaluated through a combination of mathematical modeling, computer simulation, and finite element analysis (FEA). MATLAB Simulink was employed to develop and simulate the mathematical models, while ANSYS Workbench software was used to analyze the structural behaviors under specified loading conditions. The three-dimensional geometries of these systems were designed using PTC Creo, enabling an in-depth investigation of their static and dynamic strength behaviors. To ensure an equitable comparison, identical shock absorber coefficients and vehicle parameters were utilized for both systems.

The Double Wishbone suspension system is widely recognized for its ability to enhance lateral stability and handling performance, particularly at high speeds and on smooth road surfaces. However, its complex design and high maintenance costs present significant challenges. On the other hand, the Trailing Arm suspension system, with its simpler geometry, is often preferred for heavy-duty vehicles operating in challenging off-road conditions due to its effective vibration isolation capabilities. Its design enables an elliptical motion, optimizing wheel-ground contact and improving stability on uneven terrain.

The results of the analysis revealed that the concept design for the Trailing Arm system experienced higher stress levels compared to the Double Wishbone system under identical conditions. Despite this, both systems were found to be comparable in terms of weight. This indicates that each suspension system has distinct advantages and disadvantages, depending on the intended operational requirements and terrain conditions.

To further enhance the applicability of this study, the same auxiliary components, such as hydropneumatic struts, were incorporated into both systems. This commonality facilitates streamlined production and spare parts management. Additionally, a hydropneumatic suspension system was selected as an alternative to conventional springs, as it allows for the adjustment of spring coefficients through varying gas pressure. This feature enables the optimization of stroke length and accommodates geometric constraints, making it particularly suitable for military applications.

Hydropneumatic suspension systems, which combine liquid and gas, offer numerous advantages over traditional mechanical spring and shock absorber combinations. These systems provide superior comfort, performance, and adaptability, making them a preferred choice in automotive and industrial applications. Due to the compressive effect of gas pressure on the liquid, hydropneumatic suspensions exhibit softer and

nonlinear spring characteristics compared to mechanical springs, thereby reducing the transmission of road impacts to vehicle occupants.

A concept design for the Trailing Arm suspension system was developed based on the defined initial conditions. The angular movement inherent in its geometry allowed for the use of the same damping and spring stiffness coefficients as the Double Wishbone system. To maintain compatibility, a gas shock absorber was employed, and the spring stiffness was adjusted to the calculated values. The design also incorporated geometry suitable for double arm configurations and steering mechanisms, recognizing the importance of maneuverability in military vehicles.

Simulation results obtained from MATLAB Simulink were analyzed and visualized graphically. These simulations demonstrated that while the sprung mass values remained similar between the systems, significant differences were observed in the unsprung mass values. This disparity suggests that the Trailing Arm system is likely to transmit less vibration to the vehicle body when traversing obstacles, thereby enhancing ride comfort.

Stress analyses conducted with ANSYS Workbench showed that the Trailing Arm system experienced higher spring reaction forces and localized stress accumulation compared to the Double Wishbone system when subjected to identical loading conditions. The finite element analysis (FEA) method was employed to model the stress and strain distributions with precision. This approach involves discretizing the geometry into unit elements that form a mesh structure, enabling accurate calculations of stress and strain values for each element. The material properties, such as ductile cast iron, were defined in the software, and boundary conditions were applied to the nodes for the analysis. The results underscored the importance of material selection in managing stress concentrations and improving the durability of suspension components.

The connections between components were defined according to their respective movement scenarios. For instance, rotational joints were used between the wishbone arms and the chassis, while spherical joints were defined between the hub and the arms to allow specific rotational movements. Additionally, the preload caused by vehicle weight was incorporated into the calculations to simulate static equilibrium.

Static analysis revealed that the hydropneumatic element in the Trailing Arm system experienced 27% higher loads compared to the Double Wishbone system under static conditions. Dynamic analysis further indicated a 41% higher reaction force in the hydropneumatic element of the Trailing Arm system due to its geometric differences. This increase in forces directly correlates with stress accumulation, potentially reducing the service life of components subjected to continuous dynamic loads, such as suspension arms.

When comparing the weights of the designed geometries, the difference between the two systems was found to be negligible at the axle level. Given the overall vehicle weight, this difference is unlikely to significantly impact performance. However, the stress concentrations observed in the Trailing Arm system highlight the importance of robust material selection and design optimization to improve its durability under demanding conditions.

Overall, the Trailing Arm suspension system demonstrates superior vibration isolation under off-road conditions compared to the Double Wishbone system. This is attributed to its vertical spring-like motion, which minimizes lateral vibrations transmitted to the

chassis. However, the Double Wishbone system excels in lateral stability and handling on flat roads, offering a more controlled ride but potentially transmitting higher vibrations on rough terrain.

The placement of shock absorbers also plays a critical role in determining suspension performance. In the Trailing Arm system, locating the shock absorber closer to the pivot point reduces the effective spring and damping rates at the wheel due to leverage, resulting in a softer response. Conversely, the Double Wishbone system typically mounts shock absorbers closer to the wheel, providing more direct damping of vertical impacts but slightly reducing vibration isolation.

From an operational perspective, the Trailing Arm suspension system is better suited for rough off-road conditions, offering enhanced stability and vibration reduction. In contrast, the Double Wishbone system provides superior control and comfort on smooth surfaces. The choice between these systems should therefore align with the specific operational requirements and terrain conditions of the vehicle.

The applied forces and stresses on the suspension elements were analyzed in detail. The finite element method (FEM) was used to subdivide the complex geometry of the suspension components into smaller elements, forming a numerical model. These elements, connected at nodal points, were analyzed to determine their stress, strain, and deformation behaviors under various loading scenarios. This approach allows for the precise evaluation of the suspension system's structural integrity and performance.

The results showed that material properties play a crucial role in determining the maximum stress points and the overall durability of the suspension system. Ductile cast iron, known for its high strength and toughness, was found to be a suitable material for both suspension systems. Its ability to withstand high stress concentrations makes it ideal for applications involving dynamic and static loads.

Furthermore, the analysis highlighted the significance of preload conditions caused by vehicle weight. For the Double Wishbone system, the static deflection of the suspension components was calculated and incorporated into the simulations as preload values. This step ensures that the suspension system's behavior under real-world operating conditions is accurately represented in the analysis.

Dynamic simulations conducted using MATLAB Simulink provided additional insights into the vibration characteristics of both suspension systems. The results indicated that the Trailing Arm system exhibited better vibration isolation under off-road conditions, primarily due to its unique elliptical motion and effective leverage. On the other hand, the Double Wishbone system demonstrated superior performance on smooth roads, with improved lateral stability and reduced body roll.

In conclusion, this study provides a comprehensive evaluation of the Double Wishbone and Trailing Arm suspension systems, highlighting their respective strengths and limitations. The findings underscore the importance of selecting the appropriate suspension system based on the operational requirements and terrain conditions of the vehicle. While the Trailing Arm system offers advantages in rough off-road environments, the Double Wishbone system excels in providing a stable and controlled ride on smooth surfaces. By leveraging advanced simulation tools and finite element analysis, this study contributes to the development of more efficient and reliable suspension systems for military vehicles.

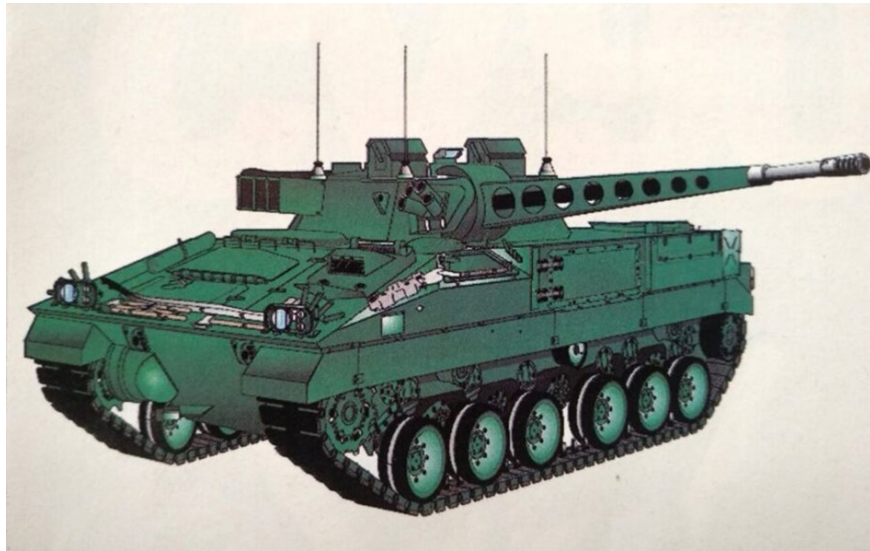


1. GİRİŞ

Askeri zırhlı araçlar, muharebe meydanında hem müdafaa hem de taarruz operasyonlarında kritik bir rol oynar. Bu araçların hareket kabiliyeti, zorlu arazi koşullarında üstün performans sergilemeleri, personelin güvenliği ve operasyonel başarının sağlanması için hayati önem taşır.

Askeri araçlar öncelikli olarak silah, gerekli muharebe ve lojistik ekipman taşıyıcıları ve piyade alt birimlerinin ulaşım ve koruma araçları olarak kullanılmaktadır.

Askeri araçlara yönelik tüm gerekliliklerin tek bir araçta karşılanma imkanı yoktur. Buna binaen, örneğin bir aracın düşman ateşine karşı yüksek direnci (yüksek ağırlık) ve dinamik özellikleri gibi birbirini dışlayan gerekliliklerden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, askeri araçların öngörülen kullanımına bağlı olarak, onlardan belirli performans özellikleri beklenmektedir. Araç özelliklerinin çeşitliliği, örneğin kullanım, kabul edilebilir maksimum toplam ağırlık (muharebe), engelleri aşma yeteneği, ateşe karşı direnç seviyesi ve diğerleri bakımından farklılık gösteren çok sayıda aracın yaratılmasına neden olmuştur. Askeri araçların çeşitliliği, çeşitli nedenlerle sınıflandırılmaları ihtiyacını doğurmuştur. Askeri araçlar tip olarak paletli, tekerlekli ve römork olacak şekilde üç kategoride sınıflandırılır [1].



Şekil 1.1. Paletli askeri araç (Warrior 2000) [34]

Paletli araçlar, zorlu ve engebeli arazilerde üstün çekiş gücü ve stabilite sağlarken, tekerlekli araçlar daha yüksek hız ve mobilite sunar, bu sayede lojistik ve meskun mahal operasyonlar için daha uygundur. Her iki araç türü de belirli operasyonel gereklilikleri karşılayacak şekilde tasarlanmıştır ve bu sebeple farklı süspansiyon sistemleri gerektirir.



Şekil 1.2. Tekerlekli askeri araç (BTR-80) [35]

Araç hareket yol profilindeki değişimlerden meydana gelen ivmelenme ve titreşimleri sönümleyen süspansiyon sisteminin temel görevleri [2]; Aracın statik etkilerini dengelemek: Statik konumda araç ağırlığından gelen kuvvetleri dengelemek üzere süspansiyon sisteminde tepki kuvvetleri oluşur. Araç gövdesine etkiyen yoldaki düzgünsüzlüklerin etkisinin azaltılması ve aracın konforunun optimize edilmesi: Bu özellik aracın gövdesine iletilen ivme ve titreşimler ilişkilendirilir. İlaveten viraj gibi ani ivme yönü yönünde değişiklik olmasının oluşturacağı gövde yuvarlanması etkisine süspansiyon sisteminin oluşturduğu tepki kuvvetleri sayesinde karşı konularak stabilizasyon sağlanır [3,4]. Aracın kullanıldığı yol şartlarında ivmelenme ve durma esnasında yol tutuş ve güvenlik özelliklerinin sağlanması: Pozitif ve negatif ivmelenme esnasında lastik üzerine gelen kuvvetler eğilme, burkulma ve burulmaya sebep olabilir. Araç gövdesinin etkileri doğrudan yola iletildiğinde bu etkiler artacak ve konfor bozulmasının yanı sıra lastik yorulmasına sebep olarak kullanım ömrünü azaltacaktır.

Yoldan kaynaklanan yüksek frekanslı titreşimler gürültüye ve malzeme üzerinde yorulmaya sebep olmaktadır. Süspansiyon sisteminin sönümleyici özelliği ile bu etkilerin asgari seviyeye indirilmesi hedeflenir. Bu hedefe ulaşmak için genellikle yay ve sönümleyici elemandan oluşan bir amortisör kombinasyonu kullanılır [2].

Süspansiyon tasarımında ilk adım, aracın taşıyacağı faydalı yükün titreşim gereksinimleri ve kullanılacağı yol profilinin oluşturacağı etkilerin belirlenmesi olmalıdır. Faydalı yükün yolcu olması durumunda konfor şartları önemli bir gereklilik oluşturmaktadır [5].

Baz olarak belirlenen konfor ve yol gereksinimlerine binaen başlangıçta karar verilmesi gereken bazı kabuller vardır bunlar; iz genişliği, aracın yerden yüksekliği, statik durumda azami dönme merkezi yüksekliği, araç ağırlığı, azami hız değeri, pozitif ve negatif ivmelenme değerleri vb. parametrelerdir [6].

Tasarımda kullanılan elemanlar gerekli mukavemet değerlerini sağlamalı ve geometrik olarak yol profilinden kaynaklanan ivmelere karşı tepki kuvvetlerini optimize edecek şekilde tasarlanmalıdır [7].

Sabit akslı araçların sınırlı manevra kabiliyetine ve darbe sönümleme kabiliyetine karşın, bağımsız süspansiyon sistemlerinde her bir tekerleği ayrı bir sistem ile kontrol edilmesi oldukça yüksek manevra kabiliyeti sağlar. Bu sayede yol profilinde düzgünsüzlükler olsa dahi konfor ve araç stabilizasyonundan ödün vermeyen bir sürüş elde edilebilmektedir. Ayrıca tekerlekler birbirinden bağımsız olduğundan, müstakil hareketleri ne olursa olsun, aracın stabilitesini etkilememektedir. İlaveten, bağımsız süspansiyonlu araçlar sürüş ve yol tutuş kabiliyetleri ve kullanım ömürleri bakımından diğer süspansiyon sistemlerine karşı avantajlıdır [8].



2. LİTERATÜR TARAMASI

Araçlarda kullanılan süspansiyon sistemleri incelendiğinde temel olarak bağımlı süspansiyonlar ve bağımsız süspansiyonlar olarak iki ana gruba ayrıldığını görmekteyiz.

Süspansiyon sistemleri, araç şasisi ile tekerlekler arasında bir bağlantı görevi görerek hem yol tutuş performansını artırmak hem de sürüş konforunu sağlamak amacıyla tasarlanmıştır. Bu sistemler, temelde bağımlı ve bağımsız olmak üzere iki ana kategoriye ayrılır. Bağımlı süspansiyon sistemlerinde, tekerleklerin hareketi birbirine bağlıdır; bir tekerleğin hareketi diğerini doğrudan etkiler. Bu tür sistemler genellikle dayanıklılık ve yük taşıma kapasitesi açısından avantajlıdır, ancak yol tutuş ve konfor konusunda sınırlamaları bulunmaktadır. Öte yandan, bağımsız süspansiyon sistemleri, her tekerleğin birbirinden bağımsız hareket etmesine olanak tanır. Bu durum, yol tutuşu ve sürüş konforunu artırarak özellikle zorlu arazi koşullarında ve yüksek performans gerektiren uygulamalarda tercih edilmelerini sağlar.

Askeri bir araçta hareket kabiliyetinin önemi dikkate alınarak bu çalışmada bağımsız süspansiyon sistemleri incelenmiştir.

2.1. Double wishbone süspansiyon

Double wishbone (çift salıncaklı süspansiyon) sistemi, üst ve alt salıncak kolları kullanarak tekerleklerin hareketini kontrol eden bağımsız bir süspansiyon türüdür. Tekerlek yol profilinden gelen etkilerle yukarı ve aşağı doğru ivmelendikçe, her iki salıncak kolu aynı açısal hızda yukarı ve aşağı hareket çizgisel olarak etmekte ve bu salıncakların etkileştiği yay ve damper sistemi bağıl olarak hareket ederek enerji absorbe etmektedir [8].



Şekil 2.1. Double wishbone sistemi örneği [36]

Vasıta türevinden bağımsız olarak, double wishbone süspansiyonun ana parçaları üst salıncak (wishbone,kol), alt salıncak (wishbone,kol), poyra, yay, damper (sönümleme elemanı), jant ve lastiktir. İlaveten askeri araçlarda isabet alınması halinde hareket kabiliyeti sağlayan patlak gider (run-flat) sistemi jant ile entegre olarak kullanılmaktadır [6].

Bu süspansiyon modeli, görece ağır olmasına karşın karşılıklı tekerlek etkisine sebep olan yanal kuvvetlere direngenliği yüksektir. Bu başarı, vesaitin şasisine veya monokok olması halinde gövdesine monte edilen yer alan enine doğru uzanan kollar marifetiyle elde edilmektedir [9].

Double Wishbone süspansiyon sisteminde kolların farklı uzunluklarda ve bağlanma açılarında bağlanmış olması, tekerleklerin düşey ekseninde pozitif ve negatif hareketlerinin istenen bir profile göre yönlendirilmesini sağlar. Söz gelimi, ön tekerlekler bir engebe üzerinden geçerken, tekerlekler yukarı hareket eder. Bu hareketi yönlendirmek için, üstteki süspansiyon kolu daha kısa olarak tasarlanır. Böylece yol profili ile etkileşim esnasında takip ettiği eğrisel yörünge alt üst ve alt süspansiyon kollarının bileşke hareketi ile yönlendirilmiş olur. Bu da tekerleğin üst kısmının gövdeye doğru yaklaşmasına sebep olur. Bu durumda tekerlek yanaklarında oluşan aşınmalar azaltılmış olur [10].

Double Wishbone süspansiyonun avantajı, süspansiyon kollarının uzunlukları ve bağlantı açılarının değerleri değiştirilerek ani dönme merkezi istenilen yükseklik değerinde kurgulanabilir olmasıdır. Virajlarda yanal ivmelenme halinde etkiyen kuvvetler kolların bağlantısı ile ilişkili kamber açısı değişimi ile temas yüzeyi değişimine olumlu yönde etki eder. İlaveten araç gövdesinin devrilmesine direnç oluşturur [9].

2.2. MacPherson süspansiyon

MacPherson sistemi, basit yapısı ve düşük maliyeti nedeniyle bireysel kullanıma uygun araçlarda yaygın olarak kullanılır. Bu sistemde, amortisör ve yay tek bir birimde birleştirilmiştir. Hafif askeri araçlarda da sınırlı kullanım alanı bulunur; ancak, düşük rijitliği yük taşıma kapasitesini sınırlandırır.

MacPherson süspansiyon sistemi, yolcu taşıyan vasitalarda ekseriyetle kullanılmakta olan bağımsız süspansiyon sistemlerindendir ancak; hafif askeri araçlarda da sınırlı kullanım alanı bulunur. Earles S. MacPherson tarafından geliştirilen sistem düşük maliyeti ve seri üretime uygunluğu sebebiyle birçok çalışmada derinlemesine incelenmiştir [11].



Şekil 2.2. MacPherson sistemi örneği [36]

Geometrik olarak ele alırsak aracın gövdesine, yay, sönümlleme elemanı ve lastik takozlar vasıtası ile bağlı, Double Wishbone süspansiyon sisteminin özel bir versiyonu olarak düşünülebilir. Farkı sistemde üst salıncak kullanılmaması, kayabilir bir destek olmasıdır. Yol profilinden gelen ivmelenme hareketleri, kayar desteğe mesnetlenmiş yay ve amortisör sistemi tarafından soğurulur [12].

MacPherson tip süspansiyon sistemi, küçük ve orta büyüklükteki ticari araçlarda, binek araçlarda en yaygın kullanılan sistem olduğu söylenebilir. Özellikle ön akstan tahrikli araçlar için maliyetine göre yüksek fayda sağlayan bir çözümdür. İlaveten enine motor yerleşimi kullanımında avantajları sebebiyle tercih edilirler. Gelen kuvvetlerin gövde üzerine yayılması ve parça sayısının az olması bir diğer avantajıdır. Ancak düşük yük taşıma kabiliyeti sebebiyle çok akslı askeri araçlarda kullanımı sınırlıdır [13].

Sistemin bir diğer avantajı, tek bir kol kullanılmasına ilaveten imalat esnasındaki muhtemel hataların azaltılması ve tekerleğin yere dik olarak montajlanması ile kamber açısı ihmal edilmesidir. Tasarım ve montajındaki esnekliğin araç dinamiklerine olumlu

katkı sağladığı bilinmektedir. Sürüş esnasındaki kamber açısı değişimi, özellikle virajlarda aracın yol tutuş performansını olumlu etkilemektedir. Sistemden parça eksilmesi ve gövdeye doğrudan bağlantı sayesinde sistem hacmi azalır. Bu bağlantının pratikte uygulanması için gövde temas alanına ilave mukavemet kazandırma ihtiyacı doğar. Ani dönme merkezi alt kol ile yer arasında yüksek bir açı olmadığı takdirde, normal şartlarda, sanılanın aksine yere yakındır [13,14].

2.3. Trailing arm süspansiyon

Trailing arm (çekme kollu süspansiyon), şasiye bağlanan bir pivot noktası ile tekerleğin hareketini yöneten bağımsız bir sistemdir. Kompleks olmayan yapısı ve maliyeti avantajı sayesinde özellikle askeri ve hafif ticari araçlarda tercih edilir. Ancak; sistemin sınırlı hareket kabiliyeti ve kinematik sınırlamaları bazı dezavantajlar yaratır.

Trailing Arm tipi süspansiyon çoğunlukla binek araçların arka süspansiyonu için kullanılır. “Krank akslı süspansiyon sistemi” olarak da adlandırılır. Kontrol kolu sürüş yönü boyunca uzunlamasına yerleştirilir ve her iki tarafta süspansiyon alt çerçevesine veya gövdeye monte edilir. Kontrol kolu yüksek burulma ve bükülme gerilimlerine maruz kalır. Tekerleğin bağlandığı düzlemde yalnızca düşey hareketine müsaade eder. Yanal ve dikey kuvvetler nedeniyle kamber ve toe açılarında değişiklik olmaz. Salıncak kollarının artan yaysız kütlesi sürüş kalitesini düşürür [15].



Şekil 2.3. Trailing arm sistemi örneği [36]

Hareketli aks kurulumlarında trailing arm tasarımları genellikle tekerleği yanal olarak konumlandırmak için yalnızca azami üç mafsallı ve Panhard çubuğu kullanır. Bağımsız bir süspansiyon düzenlemesinde bir trailing arm (çekme kolu) tasarımı da kullanılabilir. Her bir tekerlek göbeği (poyra), tekerleğin önünde, sadece bir noktada

dönen büyük, kabaca üçgen bir kolla konumlandırılmıştır. Yandan bakıldığında bu kol kabaca yere paraleldir ve yol düzensizliklerine bağlı olarak açısı değişir.

Yarı çekme kollu süspansiyon, her bir tekerlek göbeğinin sadece iki noktada dönen büyük, kabaca üçgen bir kolla konumlandırıldığı otomobiller için esnek bir bağımsız arka süspansiyon sistemidir. Üstten bakıldığında, iki pivotun oluşturduğu çizgi, aracın uzunlamasına eksenine paralel ve dik arasında bir yerdedir; genellikle yere paraleldir. Çekme kollu ve çok bağlantılı süspansiyon tasarımları, daha düz bir zemin ve daha fazla kargo alanı sağlayabildikleri için bir aracın arka tekerlekleri için çok daha yaygın olarak kullanılır [16].

2.4. Multi-link süspansiyon

Multi-link sistem, birden fazla bağlantı kolu kullanarak hem bağımsız süspansiyon özelliklerini geliştiren hem de tekerlek geometrisini kontrol kabiliyeti yüksek yapıdır. Özellikle arazi araçlarında üstün yol tutuşu ve konfor sağlaması nedeniyle tercih edilir. Ancak, karmaşık yapısı ve bakım maliyetleri önemli kısıtlamalardır.

Bu süspansiyon tasarımı araca özel ve farklı kombinasyonlarda yapılabildiği için basitçe tarifı mümkün değildir. Her bir araç için kullanılan geometri kullanım ve hareket kabiliyeti ihtiyacına binaen karakteristik farklılık gösterir. Görünüş olarak Double Wishbone süspansiyon modeline benzemektedir ancak ilave edilen kollar ile serbestlik derecesi daha da sınırlandırılmıştır bu sayede dönme momentinden kaynaklanan etkilerin ortadan kaldırılması hedeflenmektedir [17].



Şekil 2.4. Multi link sistemi örneği [36]

Multi Link süspansiyon sisteminin Double Wishbone sistemi ile mukayese edildiğinde stabilizasyon kabiliyeti ve konfor performansı sergilediğine dair net bir kanıt yoktur. Günümüzde yarış araçları, arazi araçları, spor arabalar ve askeri araçlarda Double Wishbone sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak yuvarlanmaya ve motordan

iletilen torka karşı dirence verdiği tepkiler de yadsınamaz bir iyileştirme sağlamaktadır [17].

Araca ve ihtiyaca özđün olarak tasarlanması tasarımcılar için bir avantaj, parça ortak kullanımı için ise dezavantaj oluşturmaktadır. Bununla birlikte bu özđün tasarım farklı yol profillerine karşı çoklu çözüm üretilmesine imkan vermektedir. Böylece taşıtın daha esnek olmasına ve yol profilindeki değişimlere uyum sağlamasına izin vermektedir. Üretim ve tasarım açısından pahalı ve karmaşık bir sistemdir.

Süspansiyon sistemleri, araçların hareket halinde performansını, manevra kabiliyetini, hızını etkiler.

Bu çalışmada, askeri ağır zırhlı araçlarda yaygın olarak kullanılan double wishbone ve trailing arm tipi süspansiyon sistemlerinin mühendislik açısından avantajlarını ve dezavantajlarını incelenecektir.

3. GEOMETRİ OLUŞTURULMASI

Ülkelerin Envanterindeki ve geliştirilmekte olan askeri araçlar incelenerek başlangıç kabuller belirlenmiştir. Bu kabullere göre aracın genel ebatları ve ağırlığına uygun süspansiyon geometrisi tasarımı yapılmıştır. Literatür araştırmasında görülen süspansiyon tipleri araç tiplerine göre incelenmiş ve genel kullanımı tercih edilen Double Wishbone sistemi ile engebeli arazide moment direnci sağlayan Trailing Arm tipi süspansiyon tasarımında karar kılınmıştır.

3.1. Tasarım Başlangıç Şartları ve Kabuller

Askeri araçlar çeşitli yol ve arazi şartlarında görev icra etmek üzere özel olarak tasarlanmaktadır. Karşılaştırma için ağır hizmet ve askeri araçlarda yaygın olarak kullanılan Double Wishbone ve Trailing Arm tipi süspansiyon sistemleri ele alınacaktır.

Dünyada kullanımda tekerlekli zırhlı personel taşıyıcı araçlar 4x4, 6x6 ve 8x8 olmak üzere farklı yük ve arazi şartları ve taşıma kapasitelerine göre tercih edilmektedir. Tüm bu araç tipleri arazide farklı performans gösterir. Çalışmada ortak olarak incelemek adına çeyrek araç modeli kullanılacaktır.

Hesaplama için kabuller aşağıda belirtilmiştir:

- Aks başına 8.000 kg kaldırma kapasitesi,
- Akslara eşit miktarda yük dağıldığı,
- Lastik 14.00 R20 ağır iş makinası ve askeri araç lastiği,
- Tekerlek iz genişliği 2500 mm,
- Araç yerden yüksekliği 400 mm,
- Yanal dönme merkezi (Roll center) yerden yüksekliği 200mm (araç yüksekliğinin yarısını geçmemesi hedeflenmiştir),
- Tekerlek merkezi hareket kabiliyeti ± 200 mm,
- Ağırlık Merkezi yerden yüksekliği 1250 mm (araç yüksekliğinin orta noktası),
- Kamber açıları ihmal edilerek bu çalışma yapılacaktır.

Lastik için askeri araçlarda kullanılan Michelin XZL serisi 14.00R20 ebatı baz alınmıştır, özellikleri aşağıdaki tabloda belirtilmiştir [18].



Tablo 3.1. Lastik özellikleri

Size	Load Range	Catalog Number	Tread Depth	Max. Speed (*)	Loaded Radius		Overall Diameter		Overall Width	
			32nds	mph	in	mm	in	mm	in	mm
14.00R20	M	71701	28	62	22.8	578	49.5	1258	15.2	386
395/85R20	J	94675	26	55	21.1	537	46.3	1176	15.4	391

Tablo 3.2. Lastik özellikleri (devamı)

Approved Wheels (Measuring wheel listed first.)	Revs Per Mile	Max. Load and Pressure Single			
		Lbs.	psi	Kg.	kPa
10.00W	421	11000	110	5000	760
10.00W, 10.00, 10.00V	451	12300	120	5600	830

Kullanılan süspansiyon elemanlarının olabildiğince ortak seçilmesi üretimde ve yedek parça safhalarında kolaylık sağlayacaktır. Geleneksel yaylar yerine geometrik olarak kısıtlara uygun strok boyunun ayarlanabilir olması için, gaz basıncı ile yay katsayılarının değiştirilebilen Hidropnömatik Süspansiyon sistemi kullanılacaktır.

Hidropnömatik süspansiyon sistemi, hem sıvı ve hem de gaz kombinasyonunu kullanarak çalışan, geleneksel mekanik yay ve amortisör kombinasyonlarına alternatif bir süspansiyon çözümüdür. Bu sistem, başta konfor, yüksek performans ve uyarlanabilirlik açısından birçok avantaj sağlamakta olup otomotiv ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılır.

Hidropnömatik süspansiyon, gaz basıncının sıvıya karşı etkisi sayesinde, mekanik yaylara kıyasla daha yumuşak ve doğrusal olmayan bir yaylanma davranışı sergiler. Bu durum, yol üzerindeki darbelerin daha etkin bir şekilde sürücüye ve yolculara aktarılmasını engeller [19].

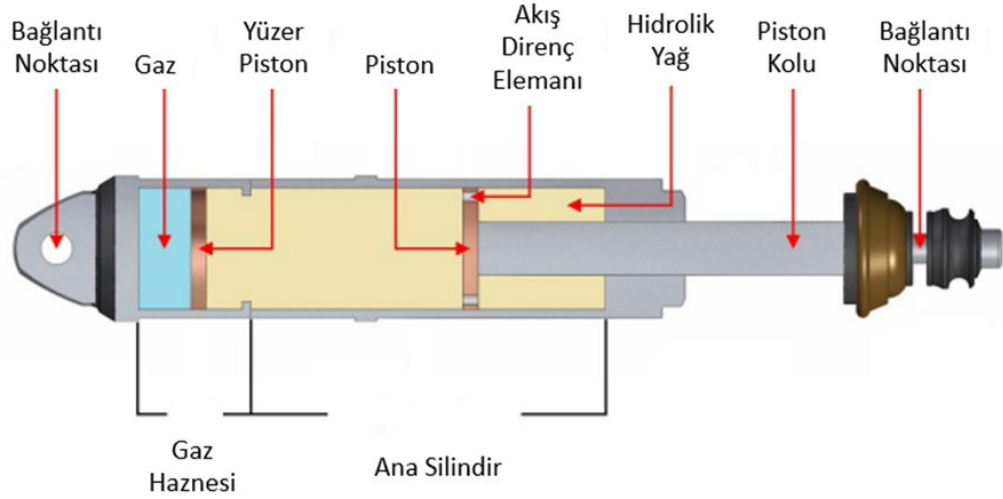


Şekil 3.1. Sarmal yay – gazlı yay sıkıştırma grafiği [33]

Geleneksel sistemlerde yük artışına bağlı olarak aracın yerden yüksekliği azalırken, hidropnömatik sistemlerde hidrolik basınç düzeyi otomatik olarak korur. Bu, hem sürüş dengesini iyileştirir hem de yüklemelerde performans kaybını önler [20].

Hidropnömatik sistemler, basıncın ayarlanmasıyla süspansiyon sertliğini değiştirme esnekliği sunar. Bu sayede, aracın şehir içi konforu ve çukurları absorbe etme kabiliyeti artarken, yüksek hızlardaki yol tutuş performansı optimize edilebilir [21].

Hidropnömatik sistemde gaz ve sıvının kullanılması, mekanik parça sayısını azaltarak titreşimi ve gürültü seviyelerini minimize eder. Bu da özellikle lüks segmentte önemli bir avantaj sunar [19].



Şekil 3.2. Hidropnömatik yay sistemi [33]

Geleneksel yay ve amortisör kombinasyonları, sürekli mekanik aşınmaya maruz kaldığından periyodik bakım gerektirir. Hidropnömatik sistemlerde bakım gerektirme ve parça aşınması çok daha düşüktür ve uzun vadede yatırım maliyetini maliyet amorti eder [20].

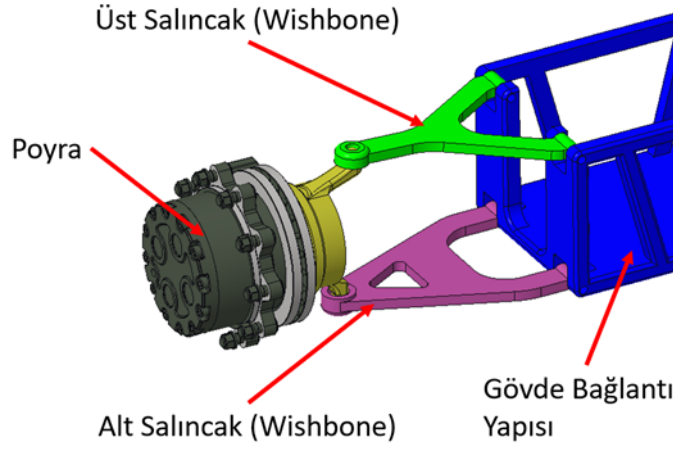
Tablo 3.3. Geleneksel süspansiyon sistemleri ile karşılaştırma

Özellik	Hidropnömatik Süspansiyon	Geleneksel Süspansiyon
Konfor	Yüksek konfor, doğrusal olmayan davranış	Orta seviye, sabit yay oranı
Yükseklik Ayarı	Otomatik ve dinamik ayarlama	Sabit, manuel ayarlama
Sertlik Ayarlama	Ayarlanabilir	Sabit
Bakım Gereksinimi	Düşük	Yüksek
Yol Tutunma Performansı	Yüksek ayarlanabilirlik	Orta seviye, standart
Maliyet	Yüksek ilk yatırım maliyeti	Düşük ilk maliyet

Hidropnömatik sistemlerin en önemli dezavantajı, ilk kurulum maliyetinin geleneksel sistemlere göre daha yüksek olmasıdır. Ayrıca, sistemin karmaşık doğası özel bakım

bilgisi gerektirebilir [21]. Buna karşın, uzun vadeli kullanımda sunduğu avantajlar maliyet dezavantajını telafi eder.

3.1.1. Double wishbone süspansiyon sistemi

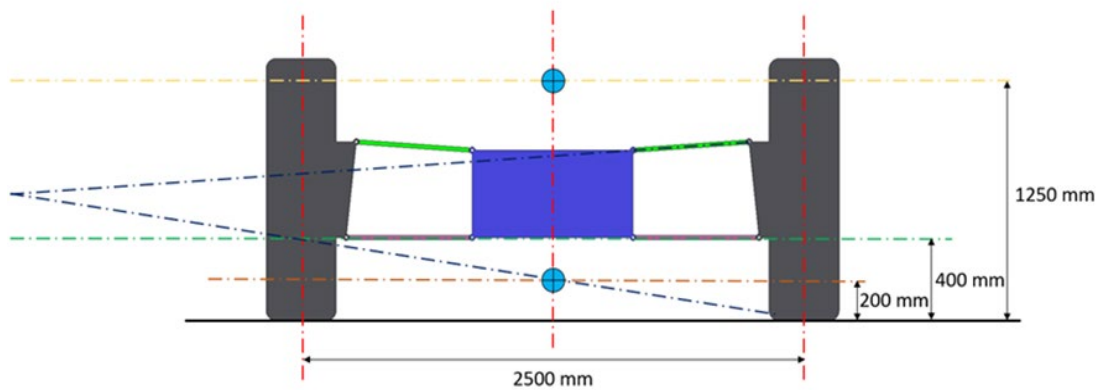


Şekil 3.3. Double wishbone süspansiyon sistemi yapısı

3.1.1.1. Tanım ve çalışma prensibi

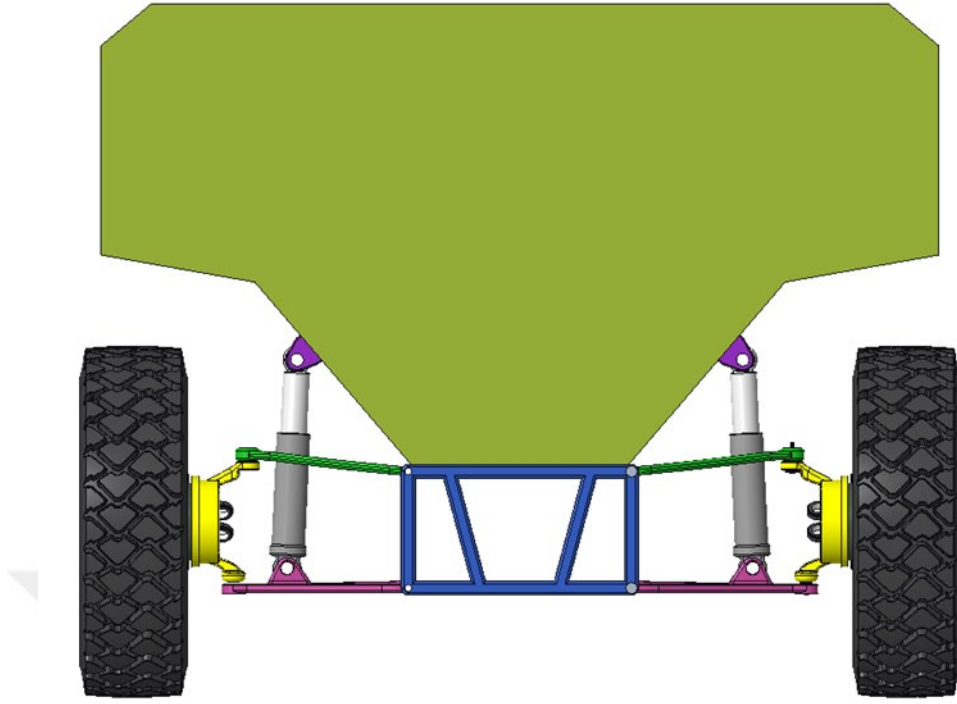
Double wishbone süspansiyon, her tekerleğe iki adet kontrol kolu (wishbone, salıncak) bağlanarak oluşturulan bir sistemdir. Bu kollar, tekerleğin dikey hareketlerini kontrol eder ve tekerleğin yere temasını optimize eder.

Başlangıç şartlarına göre Double Wishbone süspansiyon geometrisinin tasarımı,



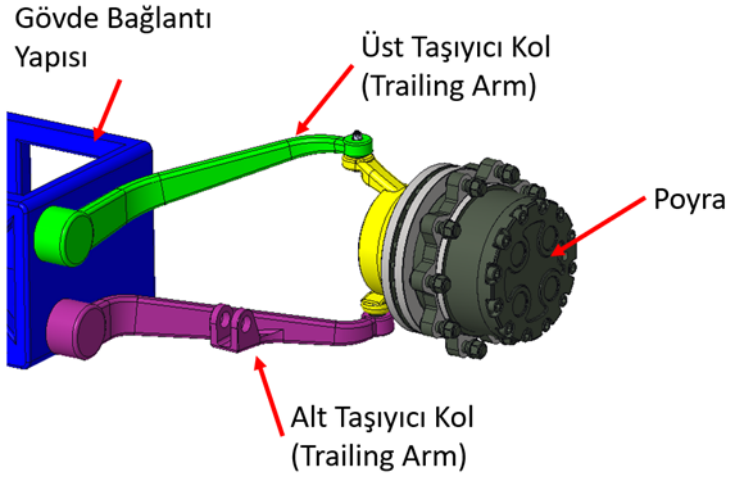
Şekil 3.4. Double wishbone sistemi temel ölçüleri

Belirlenen başlangıç koşullarına göre geometrik model PTC CREO bilgisayar destekli tasarım yazılımı ile 3 boyutlu olarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.5. 3B double wishbone sistemi geometrisi

3.1.2. Trailing arm süspansiyon sistemi

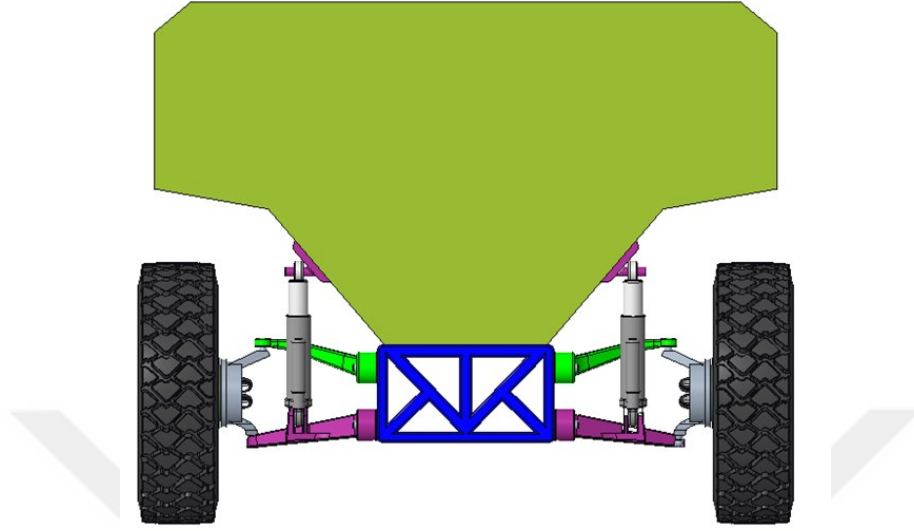


Şekil 3.6. Trailing arm süspansiyon sistemi yapısı

3.1.2.1. Tanım ve çalışma prensibi

Belirlenen başlangıç şartlarına uygun şekilde Trailing Arm tipi süspansiyon için konsept tasarım oluşturulmuştur. Açısal hareketten kaynaklanan strok boyu serbestliğinden dolayı double wishbone için kullanılan sönümleme ve yay direngenliği katsayısı aynı kullanılmıştır. Aynı amortisör ile kullanıma uygun olması için gazlı

amortisör seçilmiş ve yay direngenliği hesaplanan değerde uygulanarak analizler yapılmıştır. Araçlarda manevra kabiliyetinin önemli bir parametre olması sebebiyle çift kollu ve dümenlemeye müsaade eden bir geometride tasarlanmıştır.

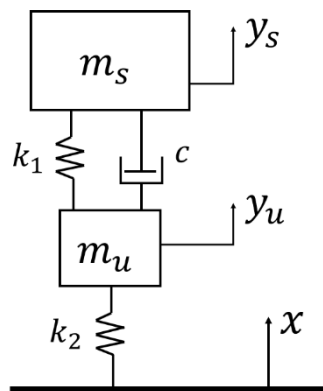


Şekil 3.7. 3B trailing arm sistemi geometrisi

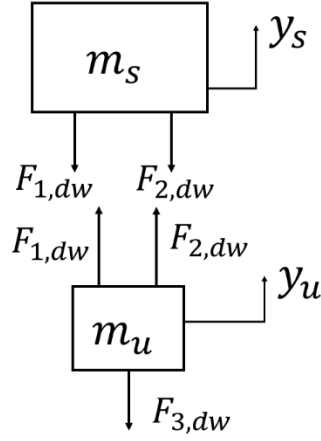
3.2. Hareket Denklemleri

Süspansiyon sistemlerinin karşılaştırılması için standart hareket denklemlerine göre oluşturulan matematik model;

3.2.1. Double wishbone süspansiyon sistemi



Şekil 3.8. Double wishbone hareket denklemleri şeması



Şekil 3.9. Double wishbone serbest cisim diyagramı

Etki eden kuvvetler;

$$F_{1,dw} = k_1(y_u - y_s) \quad (3.1)$$

$$F_{2,dw} = c(\dot{y}_s - \dot{y}_u) \quad (3.2)$$

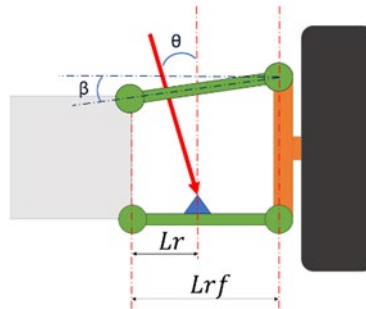
$$F_{3,dw} = k_2(y_u - x) \quad (3.3)$$

Serbest cisim diyagramına göre denklemleri düzenleyerek aşağıdaki hareket denklemini elde ederiz;

$$m_s \ddot{y}_s + c \dot{y}_s + k_1 y_s = c \dot{y}_u + k_1 y_u \quad (3.4)$$

$$m_u \ddot{y}_u + c \dot{y}_u + (k_2 + k_1) y_u = c \dot{y}_s + k_1 y_s + k_2 x \quad (3.5)$$

Burada k_1 ve c seçilen süspansiyon elemanlarının özelliğidir. Sistemin aks doğal frekansları, tam yüklü bir araç için optimum konfor kriteri olarak kabul edilen yaklaşık 1,2 Hz'e ayarlanacaktır. Double wishbone süspansiyon düzeni aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Dönüşüm oranı (i) aşağıdaki parametrelere göre hesaplanacaktır.



Şekil 3.10. Double wishbone sistemi şeması

$$i = \frac{L_{rf}}{L_r} \cdot \frac{1}{\cos \theta \cdot (1 - \tan \beta \cdot \tan \theta)} \quad (3.6)$$

β : Üst süspansiyon kolu ile yatay eksen arasındaki açı

θ : Süspansiyon kolu ve düşey eksen arasındaki açı

L_{rf} : Alt süspansiyon kolu uzunluğu

L_r : Alt süspansiyon kolu mesneti ve amortisör bağlantısı arasındaki mesafe

$$k_w = (2\pi f)^2 \cdot m_s \quad (3.7)$$

$$m_s = m_T - m_u \quad (3.8)$$

$$k_1 = k_w \cdot i^2 \quad (3.9)$$

k_w : Tekerlek eksenine göre uyarlanmış yay sabiti

k_1 : Yay sabiti

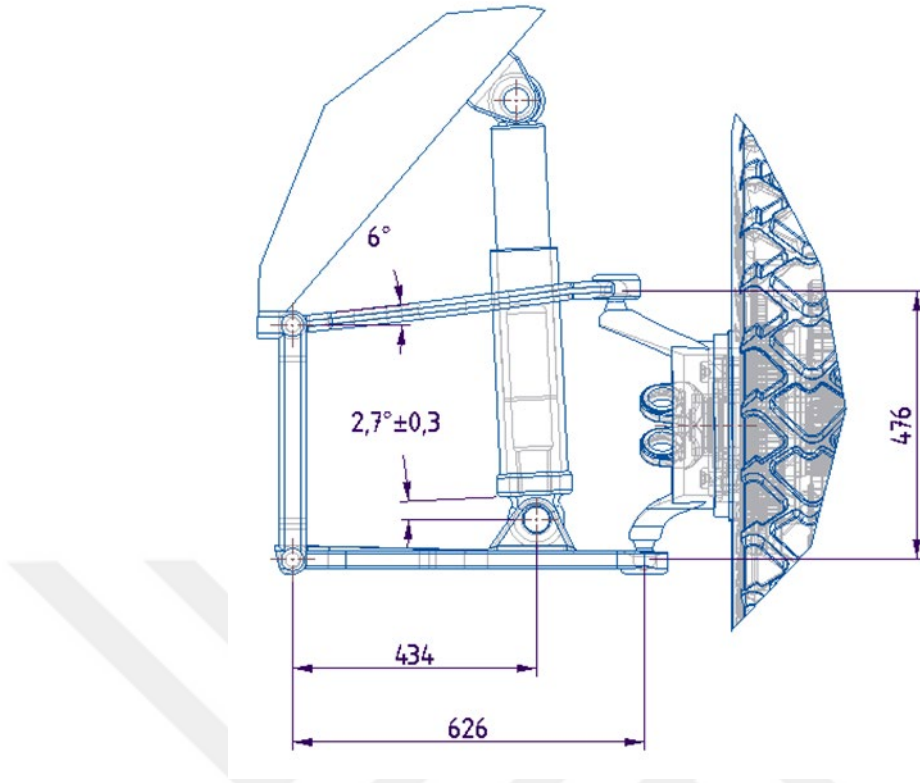
i : Dönüştürme oranı

f : Aks frekansı

m_T : Tekerlek başına toplam kütle

m_s : Tekerlek başına yaylanan kütle

m_u : Tekerlek başına yaylanmayan kütle



Şekil 3.11. Double wishbone sistemi ölçüleri

$$m_s = m_T - m_u = 4000 - 550 = 3450 \text{ kg} \quad (3.10)$$

$$k_w = (2rf)^2 \cdot m_s = (2\pi \cdot 1,2)^2 \times 3450 = 196,1 \text{ N/mm} \quad (3.11)$$

$$k_1 = k_w \cdot i^2 = 196128 \times 1,54^2 = 464,1 \text{ N/mm} \quad (3.12)$$

$$D = \frac{c_w}{2 \cdot \sqrt{k_w \cdot m_s}} \quad (3.13)$$

$D = 0.25$ için süspansiyon için sönümlleme katsayısı şöyle olacaktır;

c_w : Tekerlek eksenine göre uyarlanmış amortisör sönümlleme katsayısı

c : Amortisör sönümlleme katsayısı

Lastik deformasyonuna bağlı lastik direngenliği k_2 seçilen lastik özelliklerine göre aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

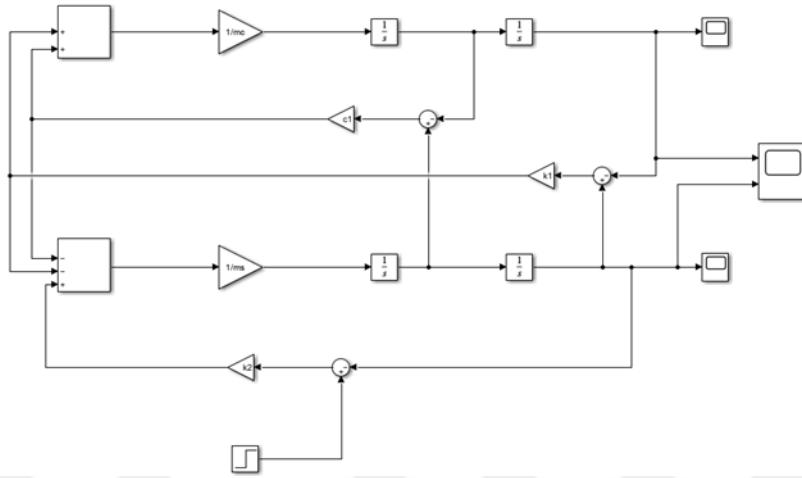
$$k_2 = \frac{F_T}{\delta_T} \quad (3.14)$$

F : Tekerlek başına gelen yük (N); 39240 N,

δ : Tekerleğin çökmesi (mm); 51mm (0,051m)

$$k_2 = 769,411 \text{ N/mm}$$

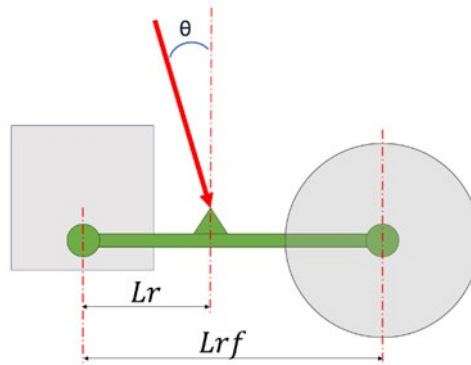
MATLAB Simulink kullanılarak problem aşağıdaki gibi modellenmiştir;



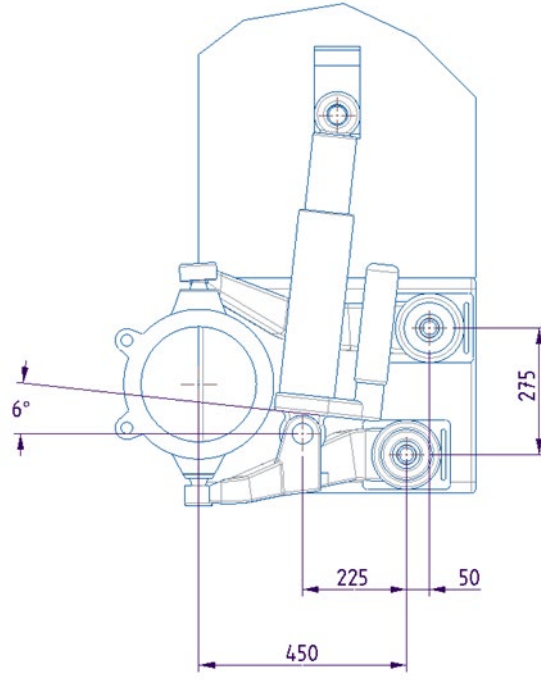
Şekil 3.12. Double wishbone süspansiyon sistemi hareket denklemi MATLAB Simulink modeli

3.2.2. Trailing arm süspansiyon sistemi

Trailing arm süspansiyon, her tekerleğin arka tarafına bir veya daha fazla kol (arm) bağlanarak oluşturulan bir sistemdir. Bu kollar, tekerleğin hareketini kontrol eder ve Double wishbone sistemine kıyasla daha basit bir yapıdadır.



Şekil 3.13. Trailing arm sistemi şeması



Şekil 3.14. Trailing arm sistemi detay resmi

$$i = \frac{L_{rf}}{L_r} \cdot \cos \theta \quad (3.15)$$

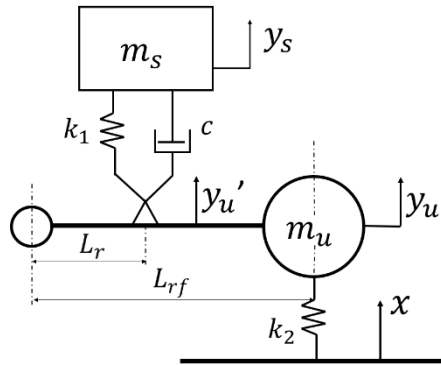
θ : Süspansiyon kolu ve dikey arasındaki açı

L_{rf} : Alt süspansiyon kolu uzunluğu

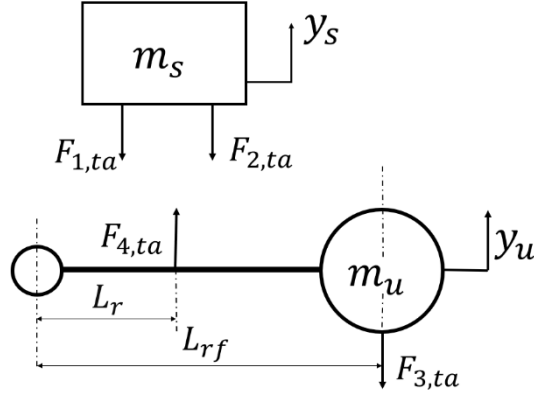
L_r : Alt süspansiyon kolu mesneti ve amortisör bağlantısı arasındaki mesafe

Bu çalışmada, aracın doğal frekansı ve amortisörleri özdeş olarak değerlendirilecektir.

$$i = \frac{L_{rf}}{L_r} \cdot \cos \theta = 1,54 \quad (3.16)$$



Şekil 3.15. Trailing arm hareket denklemi şeması



Şekil 3.16. Trailing arm serbest cisim diyagramı

Etki eden kuvvetler;

$$F_{1,ta} = k_1(y_u' - y_s) \quad (3.17)$$

$$F_{2,ta} = c(\dot{y}_s - \dot{y}_u') \quad (3.18)$$

$$F_{3,ta} = k_2(y_u - x) \quad (3.19)$$

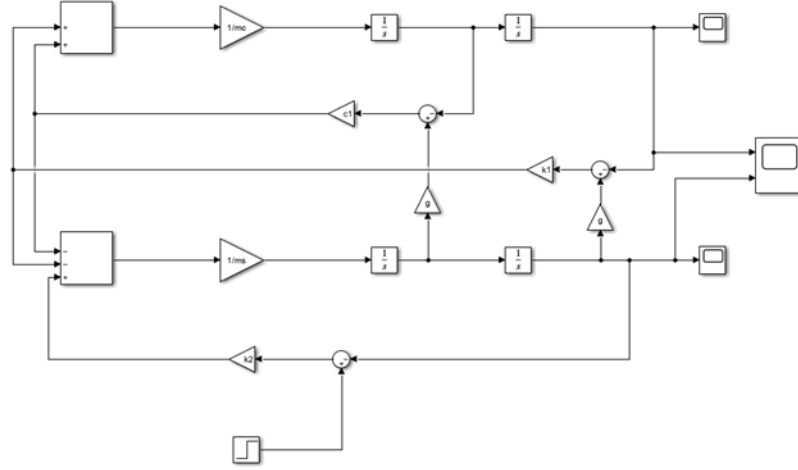
$$F_{4,ta} = F_{3,ta} \left(\frac{L_{rf}}{L_r} \right) = F_{3,ta} \gamma \quad (3.20)$$

Serbest cisim diyagramına göre denklemleri düzenleyerek aşağıdaki hareket denklemini elde ederiz;

$$m_s \ddot{y}_s + c \dot{y}_s + k_1 y_s = c \gamma^2 \dot{y}_u + k_1 \gamma^2 y_u \quad (3.21)$$

$$m_u \ddot{y}_u + c(\gamma^2 \dot{y}_u) + y_u(\gamma^2 k_1 + k_2) = c \gamma^2 \dot{y}_s + k_1 \gamma^2 y_s + k_2 x \quad (3.22)$$

Burada standart hareket denkleminin farklı olarak trailing armdan kaynaklanan hareket aktarımı etkisi için dönüştürme oranının karesi (γ^2) ile y_u 'nin ilişkili olduğu elemanların hareketlerine göre denklem düzenlenmiştir. Bu düzeltilmiş denklemle trailing arm geometrisinin süspansiyon kuvvetleri ve hareketleri üzerindeki etkisini yansıtılmaktadır. MATLAB Simulink kullanılarak problem aşağıdaki gibi modellenmiştir;



Şekil 3.17. Trailing arm süspansiyon sistemi hareket denklemi MATLAB Simulink modeli

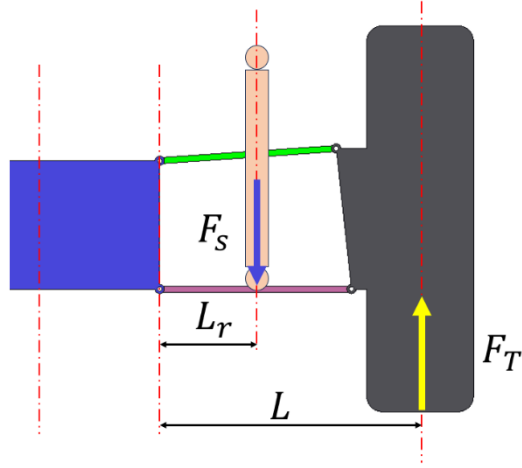
3.3. Statik Denge Kuvvetlerinin Hesaplanması

Süspansiyon koluna gelen yüklere göre süspansiyon yay ve sönümleyicisinin bağlantı noktasını belirlemek için;

Şekil 3.18’de belirtildiği gibi moment dengesi kurulmuştur. Buradan F_s kuvvetini hesaplarız.

$$F_s = \frac{F_T \cdot L}{L_r} \quad (3.23)$$

Araç statik denge halindeyken oluşan kuvvetleri yukarıdaki moment eşitliği denklemini kullanarak hesaplayabiliriz. Süspansiyon elemanlarının alt taşıyıcı kola bağlanması için pratikteki mühendislik uygulamalarında $\lambda \cong 0.5$ yani alt kol uzunluğunun orta noktasına süspansiyon elemanlarının yerleştirilmesi, yay kuvvetlerinin dengelenmesi, süspansiyon hareketinin verimli olması ve yük dağılımının optimal şekilde gerçekleşmesi için ideal bir çözümdür. Bu sebeple ve araç geomeri kısıtları göz önüne alınarak bağlantı noktası belirlenmiştir.



Şekil 3.18. Statik kuvvet diyagramı

Double wishbone tipi için azami ağırlıktan kaynaklı kuvvet;

$$L = 944 \text{ mm}$$

$$L_r = 434 \text{ mm}$$

$$F_T = 3450 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 34844,5 \text{ N}$$

F_S değeri 75791,8 N olarak hesaplanır.

Trailing Arm tipi için azami ağırlıktan kaynaklı kuvvet ilave bir poyra mesafesi olmayacağından kol boyu oranına eşittir;

$$L_{rf} = 450 \text{ mm}$$

$$L_r = 225 \text{ mm}$$

$$F_T = 3450 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 34844,5 \text{ N}$$

F_S değeri 69690 N olarak hesaplanır.

Dinamik koşullar için katsayı (SDF) Tablo 3.4.'ten yararlanılarak 1,5 olarak seçilmiştir,

Tablo 3.4. Araç tiplerine göre dinamik faktörler

Araç Tipi	Çalışma Koşulları	Dinamik Faktör (SDF) Aralığı
Binek Araçlar	Asfalt yollar, şehir içi ve otoyollarda kullanım	1.1 – 1.3
Hafif İş (Ticari) Araçları	Sınırlı arazi kullanımı, orta ağırlıkta yük taşımacılığı	1.2 – 1.5
Ağır İş Araçları	Otoyollar, yüksek ağırlıkta yük taşımacılığı	1.3 – 1.8
İnşaat Araçları	Yüksek titreşimli arazi koşulları, dinamik yük altında çalışma	1.5 – 2.2
Madencilik Araçları	Zorlu arazi koşulları, azami faydalı yük taşıma	1.8 – 2.5
Traktörler	Tarım arazileri, kaba toprak yüzeylerde hareket etme	1.3 – 1.6
Askeri Araçlar	Değişken arazi koşulları, yüksek manevra kabiliyeti	1.5 – 2.4
Otobüsler	Şehir içi ve otoyollarda kullanım, trafikte çok sık durma ve hareket etme	1.2 – 1.4
Hafriyat Ekipmanları	Sürekli yük döngüleri, şiddetli darbeler	2.0 – 3.0

3.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analiz

Her bir tekerlek için uygulanan kuvvetler bilgisayar destekli olarak analiz edilmiştir. Analizler için bilgisayar destekli benzetim programı ANSYS Workbench kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde, tasarlanan parçanın karmaşık yapısı sebebiyle problem seçilen geometride birim elemanlara bölünerek, her bir eleman için iterasyonlar yapılarak sonuca yakınlaşmak hedeflenmektedir. Parçanın tümü birim elemanlara ayrıldıktan sonra elemanlar birbirlerine temas edecek şekilde bir ağ (mesh) yapısı oluşturur. Bu oluşan modele sayısal model denilmektedir. Sayısal modeli oluşturan elemanların temas noktaları “düğüm noktaları (node)” olarak adlandırılır.

Mümkün olduğunca çok sayıda eleman kullanmak, kuvvetin oluşturduğu gerilme ve gerinme bölgelerinin daha net ve doğru tespiti açısından önem arz etmektedir ancak eleman sayısının belirli bir değeri olduğundan bu yönteme “sonlu elemanlar yöntemi” denilmektedir. Parçanın imal edildiği malzeme özellikleri belirlenerek programda tanımlanır. Sonlu elemanlar yöntemi kapsamında, düğüm noktalarına temel dış kuvvetler ve sınır koşulları uygulandığında, oluşan değişiklikler matematiksel matrislerle ifade edilir ve bu matrisler bilgisayar desteğiyle çözülerek analiz

gerçekleştirilir. Böylece her bir sonlu elemandaki ve dolayısıyla elemanların oluşturdukları parçadaki gerilme, gerinme ve şekil değiştirme değerleri elde edilmektedir.

3.4.1. Sonlu eleman analizi (SEA) ve Ağ (Mesh) yapılarının eleman özellikleri

Sonlu Eleman Analizi (SEA), mühendislik ve bilim dünyasında karmaşık problemlerin çözümüne yönelik geliştirilen etkin ve geniş çapta kullanılan bir sayısal benzetim ve analiz yöntemidir. Sonlu Eleman Analizinin başarısında ağ (mesh) yapı tasarımı kritik öneme sahiptir. Ağ (Mesh), analiz alanını daha küçük elemanlara böler ve bu elemanlar üzerinden sistem denklemleri ile oluşturulan matrisler çözülerek yaklaşık bir sonuç elde edilir. Mesh elemanlarının geometrik ve matematiksel özellikleri, çözümün doğruluğu ve işlem süresi üzerinde doğrudan etkilidir.

3.4.2. Mesh elemanlarının türleri ve kullanım alanları

Mesh elemanları genellikle 2B elemanlar (üçgen ve dörtgen) ve 3B elemanlar (tetrahedron, hexahedron, prizmatik ve piramit elemanlar) olmak üzere iki kategoride incelenebilir. Üçgen ve tetrahedron elemanlar karmaşık geometrilerin modellenmesinde esnekliğe olanak tanırken, dörtgen ve hexahedron elemanlar düzgün ve düzenli yapılarda daha yüksek çözüm doğruluğu sağlar [22].

Üçgen elemanlar, özellikle yapı mekaniği problemlerinde ve kabuk/yüzey analizlerinde sıkça kullanılır. Bununla birlikte, doğruluk açısından daha az etkili olabilirler çünkü düşük dereceli şekil fonksiyonlarına sahiptirler. Buna karşın, dörtgen elemanlar daha az elemanla daha yüksek doğruluk sağlayabilir, ancak düzensiz geometrilere uymakta zorluk çekebilirler [22].

Tetrahedron elemanlar, karmaşık geometrilerde en yaygın kullanılan üç boyutlu elemanlardır. Ancak bu elemanlar, genellikle daha yüksek doğruluk gereksinimleri için hexahedron elemanlara göre daha az verimli olabilir. Hexahedron elemanlar ise, lineer olmayan problemler için daha kararlı sonuçlar sunar ve özellikle yüksek hassasiyet gerektiren analizlerde tercih edilir [23].

3.4.3. Ağ yapılarının kalitesi ve doğruluğa etkisi

Ağ (Mesh) elemanlarının kalitesi, analiz sonuçlarının doğruluğunda kritik rol almaktadır. Eleman şekli kalitesi (aspect ratio) ve eleman boyutunun düzgünlüğü,

çözümün doğruluğunu etkileyen iki temel faktördür. Yüksek şekil bozulmasına sahip elemanlar, stres yoğunlaşmalarını yanlış hesaplama eğilimindedir ve bu da çözümde sapmalara yol açabilir [22]. Özellikle termomekanik yüklemeler altında yapılan analizlerde, düzensiz mesh yapılarının analiz doğruluğunu büyük ölçüde düşürdüğü tespit edilmiştir [24].

Adaptif mesh oluşturma teknikleri, doğru çözümü elde etmekte kullanılan kritik bir yöntemdir. Bu teknikler, çözüm alanındaki gerinim veya sıcaklık gradyanlarının yüksek olduğu bölgelerde daha yoğun bir mesh oluşturur. Örneğin, çatlak propagasyonu gibi yerel fenomenlerin modellenmesinde, çatlak ucundaki eleman yoğunluğunun artırılması, çatlak büyümesinin ve ilerleme yönünün yüksek doğrulukta tahminine zemin hazırlar [23, 24].

3.4.4. Mesh seçiminin hesaplama süresi üzerine etkileri

Mesh yoğunluğunun artırılması genellikle çözüm doğruluğunu artırırken, aynı zamanda hesaplama işlem süresini uzatmaktadır. Çok sayıda eleman, daha fazla denklem anlamına gelir ve bu da çözüm süresini uzatır. Örneğin, dört uçlu bükme testleri üzerine yapılan çalışmalarda, daha ince ve yoğun meshlerin, modelleme süresini iki katına çıkarabildiği ancak gerilme dağılımının daha doğru tahmin edilmesini sağladığı belirtilmiştir [23].

Özellikle üç boyutlu simülasyonlarda, tetrahedron elemanlar genellikle çözüm süresini artırır çünkü bu elemanlar yüksek sayıda serbestlik derecesi içerir. Bununla birlikte, hexahedron elemanlar, aynı çözüm doğruluğunu daha az elemanla sağladıkları için büyük ölçekli modellerde genellikle daha verimlidir [23, 24].

Mesh yapısının ve eleman seçiminin, Sonlu Eleman analizlerinde yalnızca doğruluk açısından değil, aynı zamanda işlem süresi üzerinde de belirleyici olduğu açıktır. Bu nedenle, doğru eleman tipinin seçimi ve optimum mesh yoğunluğunun belirlenmesi kritik öneme sahiptir.

3.5. Analiz Senaryosunun Tanımlanması

Sistem tasarımı PTC Creo bilgisayar destekli tasarım yazılımı ile yapılmış ve ANSYS Workbench programına aktarılmıştır.

3.5.1. Malzeme seçimi

Uygulanan kuvvetlere göre analiz yapıldığında malzeme üzerinde noktasal olarak belirlenen maksimum gerilmeler dikkate alındığında malzeme seçimi önem kazanmaktadır. Bu durum göz önüne alındığında sfero dökme demirler öne çıkmaktadır.

Tablo 3.5. EN-GJS serisi malzeme özellikleri

Malzeme	Çekme Mukavemeti (MPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Poisson Oranı	Elastiklik Modülü (GPa)
EN-GJS-400-15	400	250	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-500-7	500	320	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-600-3	600	370	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-700-2	700	420	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-800-2	800	500	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-900-2	900	600	0.28–0.31	170–180
EN-GJS-1200-2	1200	800	0.28–0.31	170–180

Yukarıdaki tabloda belirtilen özelliklere göre EN-GJS-1200-2 tercih edilmiştir.

EN-GJS-1200-2 Malzemenin Tercih Edilme Sebepleri;

EN-GJS-1200-2, DIN EN 1563 standardına göre tanımlanmış bir sfero dökme demir türüdür. Bu malzeme, mukavemet değeri yüksek ve aşınma direnci ihtiyacı olan uygulamalarda kullanılan bir malzemedir. EN-GJS-1200-2'nin tercih edilmesinin başlıca nedenleri;

Yüksek Çekme Mukavemeti ve Akma Dayanımı: EN-GJS-1200-2, 1200 MPa çekme mukavemetine ve 800 MPa akma mukavemetine sahiptir. Bu yüksek mekanik dayanım, ağır yük taşıyan, darbeye maruz kalan veya yorulma dayanımı gereken mekanik bileşenler için idealdir. Özellikle süspansiyon kolu gibi kritik otomotiv parçalarında yüksek dayanıklılık sağlar.

Aşınma ve Darbe Dayanımı: EN-GJS-1200-2'nin mikroyapısında bulunan grafit nodülleri, malzemenin aşınma ve darbe dayanımını artırır. Bu özellik, özellikle yüksek sürtünme ve titreşim ortamlarında malzemenin ömrünü uzatır.

Titreşim Sönümlleme Özelliği: Sfero dökme demirler, içerdikleri grafit fazından dolayı titreşim sönümlleme kapasitesine sahiptir. Bu özellik, mekanik sistemlerde titreşim ve gürültü seviyesini düşürür.

Üretim Kolaylığı: Dökme demirler, düşük erime sıcaklığı sayesinde kolaylıkla dökülebilir. EN-GJS-1200-2, karmaşık geometrilere sahip parçaların düşük maliyetle üretimine olanak tanır.

Maliyet Verimliliği: Yüksek mukavemetli çeliklere kıyasla, dökme demirler daha düşük maliyetlidir ve aynı mekanik özellikleri ekonomik bir şekilde sağlar.

Korozyon Direnci: EN-GJS-1200-2, yüzey kaplama işlemleriyle birleştirildiğinde korozyon direncini artırır, çevresel etkilere maruz kalan yerlerde kullanım için uygundur.

DIN EN 1563 standardına göre EN-GJS-1200-2'nin kimyasal bileşimi aşağıdaki gibidir:

Tablo 3.6. EN-GJS-1200-2 malzeme içeriği

Element	Ağırlık (%)	Görevi
Karbon (C)	%3.4–3.8	Grafit oluşumu, mukavemet ve tokluk sağlar.
Silisyum (Si)	%2.2–2.8	Mukavemet artışı ve grafit stabilizasyonu.
Manganez (Mn)	%0.1–0.3	Aşınma direnci artırıcı katkı sağlar.
Kükürt (S)	≤ %0.03	Sertliği ve işlenebilirliği etkiler.
Fosfor (P)	≤ %0.08	Döküm akışkanlığını artırır ancak azaltılmalıdır.
Magnezyum (Mg)	%0.03–0.07	Grafitin küresel yapıda oluşmasını sağlar.

Bu kimyasal bileşim, EN-GJS-1200-2'nin üstün mekanik özelliklerini elde etmesinde kritik bir rol oynar.

EN-GJS-1200-2'nin temel üretim aşamaları;

Hammadde olarak pik demir, çelik hurdası ve ferroalaşımlar kullanılır ve grafit nodüllerinin oluşumunu teşvik etmek için magnezyum katkısı eklenir. Genellikle bir indüksiyon fırınında veya kupol fırınında 1350–1500°C sıcaklıkta ergitilir. Karbon ve silisyum seviyeleri istenen aralıklarda düzenlenir.

Grafitin küresel yapıda oluşmasını sağlamak için genellikle pota içinde veya özel inokülantlarla magnezyum (Mg) eklenir.

EN-GJS-1200-2'nin yüksek mukavemet ihtiyacına ve dayanıklılık gerektiren kullanım alanlarına örnekler:

- Otomotiv Parçaları: Süspansiyon kolları, diferansiyel muhafazaları ve şasi bileşenleri.
- Ağır İş Makinaları: Ekskavatör kolları, hidrolik silindirler.
- Enerji Sektörü: Türbin gövdeleri ve jeneratör bileşenleri.
- Savunma Sanayi: Zırhlı araç bileşenleri.

EN-GJS-1200-2, üstün mekanik özellikleri, aşınma ve darbe direnci, titreşim sönümleme kapasitesi ve ekonomik üretim avantajlarıyla kritik yük taşıyan uygulamalarda ideal bir malzemedir. Süspansiyon kolları gibi yüksek dayanıklılık gerektiren uygulamalarda EN-GJS-1200-2'nin tercih edilmesi, hem güvenlik hem de uzun ömürlü kullanım açısından büyük faydalar sağlamaktadır. Üretim süreçlerindeki optimizasyonlar ve yüzey kaplama gibi işlemler, bu malzemenin performansını daha da artırabilir.

3.5.2. Double wishbone süspansiyon sistemi analizi

Seçilen malzeme özelliklerinin eklenmesinden sonra parçalar arasında bağlantılar hareket senaryosuna göre tanımlanır. Burada wishbone kolları ve şasi arasında yalnız tek eksenle dönme hareketine izin veren bağlantı tanımlanmıştır. Poyra ve kollar arasında yalnızca dönmeye müsaade eden küresel mafsallık bağlantı tanımlanmıştır. Gövde amortisör bağlantı braketi ve alt wishbone kolu arasına yay tanımlanmıştır.

Geometrik olarak araç statikçe dengede olduğu pozisyonda olduğundan, tanımlanan yay için matematik modelde hesaplanan yay katsayısına göre aracın ağırlığının meydana getirdiği çökme hesaplanmış ve ön yükleme olarak eklenmiştir.

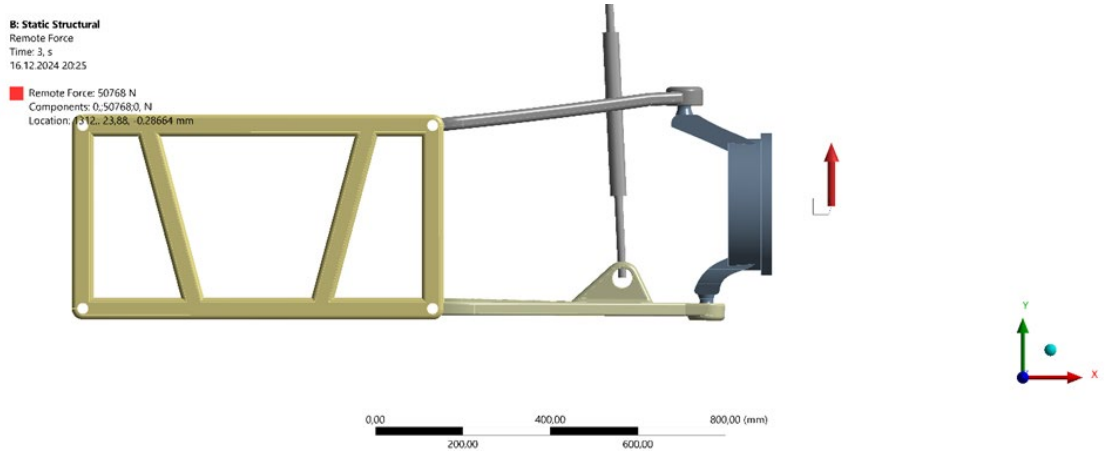
$$F_S = 75791,8 \text{ N} \quad (3.24)$$

$$k_S = 464,1 \text{ N/mm} \quad (3.25)$$

$$\delta_{wb} = 163,3 \text{ mm} \quad (3.26)$$

çökme değeri yay üzerine ön yükleme olarak eklenmiştir.

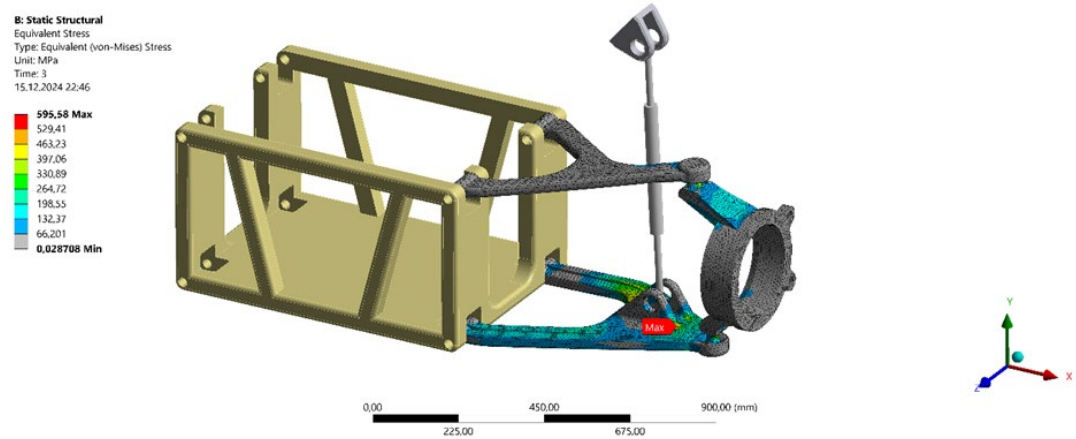
Analiz için eleman tipi Tetrahedron ve eleman boyutu 10 mm için, toplam node sayısı 156317, toplam eleman sayısı 98479'dur.



Şekil 3.19. Double wishbone sistemi kuvvet uygulanması

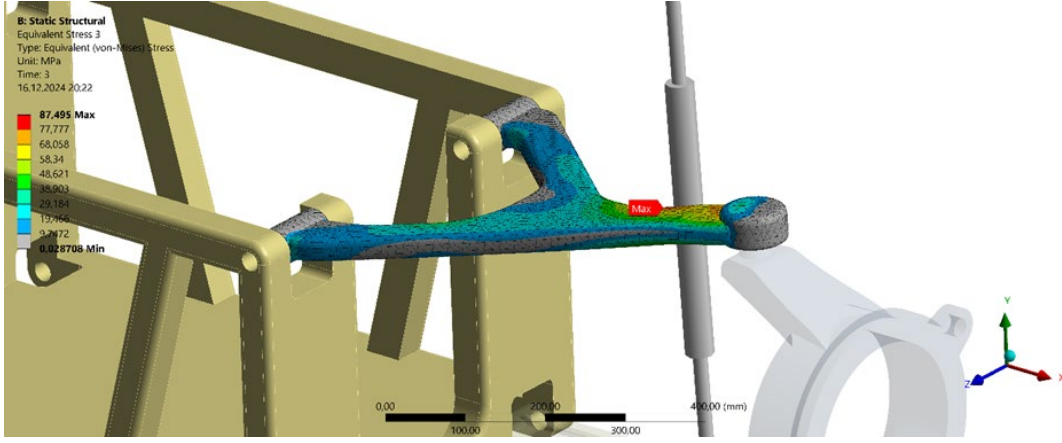
Hesaplanan dinamik kuvvet değeri (50768 N), tekerlek merkezinden uygulanmış ve buna karşılık gerilme değerleri incelenmiştir.

Aşağıdaki görselde tüm parçalara gelen gerilme dağılımları görülmektedir. Görseli incelediğimizde azami gerilme değerinin alt kolda olduğu görülmektedir.



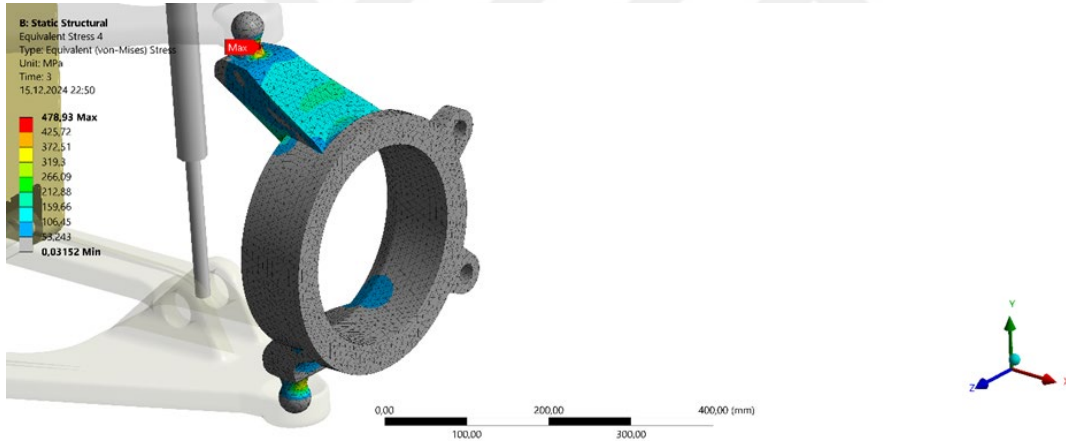
Şekil 3.20. Double wishbone sistemi gerilme değerleri

Double Wishbone sisteminde incelendiği üzere dikey kuvvetlerin üst kola etkisi alt kola göre çok azdır. Bu sebeple kütlesi görece düşük binek ve formula araçlarında tasarım esnekliği ve hafifletme sağlamaktadır. Oluşan gerilme değeri malzemenin akma değerini aşmadığından plastik deformasyon beklenmemektedir.



Şekil 3.21. Double wishbone sistemi üst kol gerilme değerleri

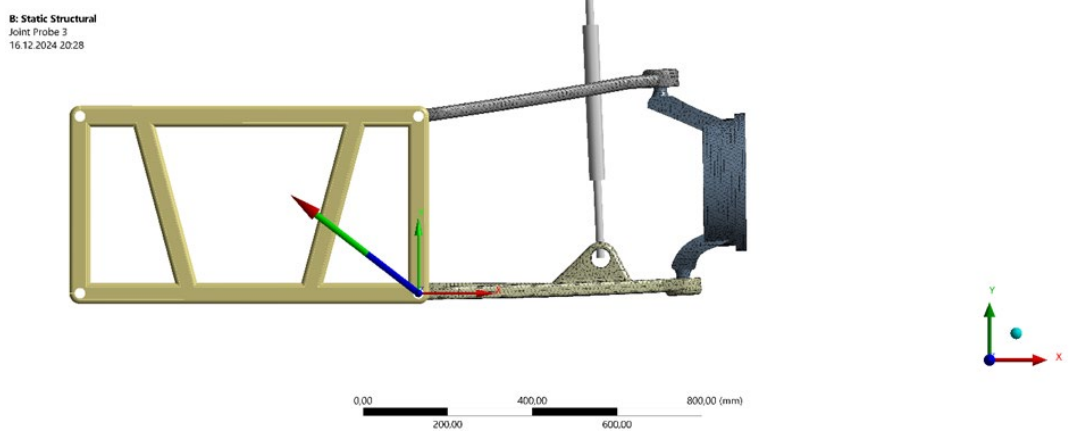
Teker bağlantı poyrası yalnızca kuvvetleri tespit etmek ve analiz için yüzük şeklinde modellenmiştir. Burada yine ilişkileri sadeleştirmek için küresel mafsallık dökümü ile imal edilen eleman gibi modellenmiştir. Oluşan gerilme değeri malzemenin akma değerini aşmadığından plastik deformasyon beklenmemektedir.



Şekil 3.22. Double wishbone sistemi poyra gerilme değerleri

3.5.2.1. Alt kol bağlantısında kullanılan perno için analiz

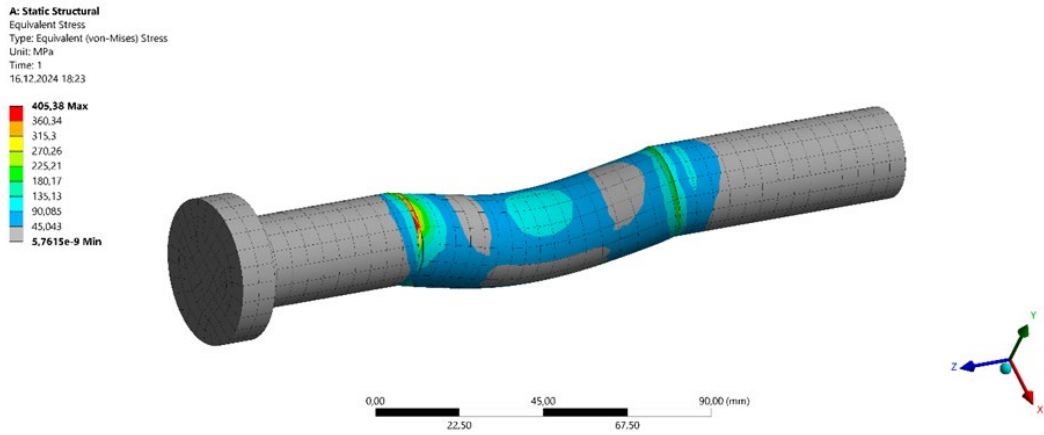
Alt kol ile şasi arasında kullanılan bağlantı elemanına gelen kuvvet aşağıdaki görselde incelenebilir.



Şekil 3.23. Double wishbone sistemi maksimum tepki kuvveti

Bileşke reaksiyon kuvveti değeri 39216 N olarak analiz sonucunda elde edilmiştir. Bileşke reaksiyon kuvveti şasi ile arasında kullanılan perno elemana uygulanarak eleman ayrıca analiz edilmiştir.

1.5 kat dinamik kuvvet değerine göre yapılan süspansiyon montajı analizinde elde edilen perno bağlantısındaki tepki kuvvetine göre perno elemanı için bağlantı temas yüzeyleri belirlenmiş, ve kuvvet uygulanarak yukarıda görüldüğü üzere 405 MPa gerilme olduğu yapılan analizler ile belirlenmiştir. Oluşan gerilme değeri malzemenin akma değerini aşmadığından plastik deformasyon beklenmemektedir.



Şekil 3.24. Perno elemanı gerilme değerleri

Belirlenen gerilme koşullarında perno malzemesi 34CrNiMo6 (DIN EN 10083-3) ekstrüzyon çelik olarak seçilmiş ve emniyet sağlanmıştır.

3.5.2.2. Perno için malzeme özellikleri

34CrNiMo6, DIN EN 10083-3 standardına uygun yüksek mukavemetli, düşük alaşımlı çelikler sınıfına girer. Bu malzeme, yüksek mukavemet, darbe dayanımı ve yorulma direnci gerektiren uygulamalarda sıkça tercih edilmektedir.

Tablo 3.7. 34CrNiMo6 malzeme özellikleri

Özellik	Değer
Çekme Mukavemeti (MPa)	900–1200 (ısıtma ve temperleme sonrası) [26]
Akma Mukavemeti (MPa)	≥ 700 [26]
Elastiklik Modülü (GPa)	210 [27]
Poisson Oranı	0.28–0.30 [28]
Yoğunluk (g/cm ³)	7.85 [29]
Sertlik (HB)	240–300 (ısıtma ve temperleme sonrası) [26]
Tokluk (Charpy V-notch, J)	≥ 55 (ISO 148-1 standardına göre, -20°C'de test edilmiştir) [30]
Uzama (%)	≥ 12 [28]
İşlenebilirlik	İyi (sertleştirme sonrası yüksek sertlikli parçalarda dikkat gerektirir) [28]
Kaynaklanabilirlik	Orta (ön ısıtma ve kontrollü soğutma gereklidir) [31]

34CrNiMo6, ağır yük ve yorulma dayanımı gerektiren zorlu uygulamalarda yaygın olarak tercih edilir.

34CrNiMo6'nın çekme mukavemeti ve akma dayanımı, yüksek yüklere ve yorulma koşullarına dayanmasını sağlar. Bu özellik, özellikle ağır iş makineleri, uçak parçaları, dişliler, krank milleri ve pernolar gibi kritik bileşenler için ideal olmasını sağlar [26, 27].

34CrNiMo6, düşük çalışma sıcaklıklarında dahi darbelere dayanma kabiliyeti yüksektir. Bu durum, zorlu çevre koşulları altında çalışan bileşenler için mükemmel bir güvenlik sağlar (ör. madencilik ekipmanları ve otomotiv süspansiyon sistemleri) [30].

Isıl işlemle (sertleştirme ve temperleme) mukavemet, tokluk ve sertlik gibi özellikler optimize edilebilir. Bu, malzemenin uygulamaya özel gereksinimlere göre özelleştirilmesine olanak tanır [26, 31].

34CrNiMo6'nın mikro yapısı, yorulma çatlaklarının oluşumunu ve ilerlemesini geciktirir. Bu, yüksek dinamik yüklerin bulunduğu uygulamalarda kullanım için büyük bir avantajdır [32].

Hem işlenebilirliği hem de kaynaklanabilirliği ile geniş bir uygulama yelpazesine uygundur. Uygun ön ısıtma ve soğutma koşulları sağlandığında kaynak işlemlerine iyi cevap verir [31].

Düşük alaşım içeriği ve yüksek mukavemeti, parçaların ağırlığını azaltırken mekanik dayanımını artırır. Bu, özellikle havacılık ve otomotiv sektörlerinde yakıt tasarrufu sağlamak için avantaj sunar [28].

34CrNiMo6 malzemesi aşağıda belirtilen endüstriyel uygulamalarda sıklıkla tercih edilir:

- Otomotiv Endüstrisi: Krank milleri, eksantrik milleri, dişli milleri ve süspansiyon bileşenleri [32].
- Havacılık Endüstrisi: İniş takımları, motor milleri ve uçak bileşenleri [33].
- Enerji Sektörü: Rüzgar türbin milleri, şaftlar ve dişli sistemleri [29].
- Ağır İş Makineleri: Ekskavatör kolları, vinç şaftları ve döner mafsallar [28].

34CrNiMo6, yüksek dayanım, yorulma direnci, darbe dayanımı ve ısıl işleme özelleştirilebilir özellikleri sayesinde, kritik mühendislik uygulamalarında en çok tercih edilen alaşımlı çeliklerden biridir. Özellikle dinamik yükler altında çalışan perno ve mil gibi mekanik bileşenlerde üstün performans göstermesi, bu malzemeyi bu tür uygulamalar için ideal bir seçim haline getirmektedir.

3.5.3. Trailing arm süspansiyon sistemi analizi

Geometri aracın statikçe dengede olduğu pozisyonda olduğundan, tanımlanan yay için matematik modelde hesaplanan yay katsayısına göre aracın ağırlığının meydana getirdiği çökme hesaplanmış ve ön yükleme olarak eklenmiştir.

$$F_S = 75791,8 \text{ N} \quad (3.27)$$

$$k_1 = 464,1 \text{ N/mm} \quad (3.28)$$

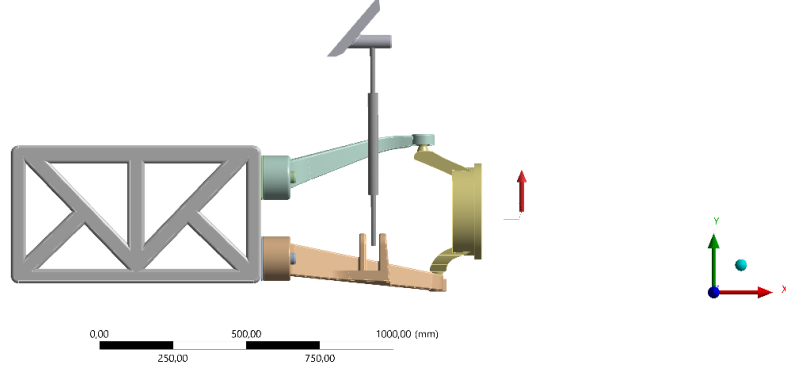
$$\delta_{dw} = 163,3 \text{ mm} \quad (3.29)$$

Çökme değeri yay üzerine ön yükleme olarak eklenmiştir. Aynı değerler kullanılarak birebir karşılaştırma yapılabilmesi hedeflenmektedir.

Analiz için eleman tipi Tetrahedron ve eleman boyutu 10 mm için, toplam node sayısı 180280, toplam eleman sayısı 114484'tür.

B: Static Structural
Remote Force
Time: 2, s
16.12.2024 20:53

Remote Force: 50768 N
Components: 0,507680, N
Location: 1312, -10,177, -299,26 mm

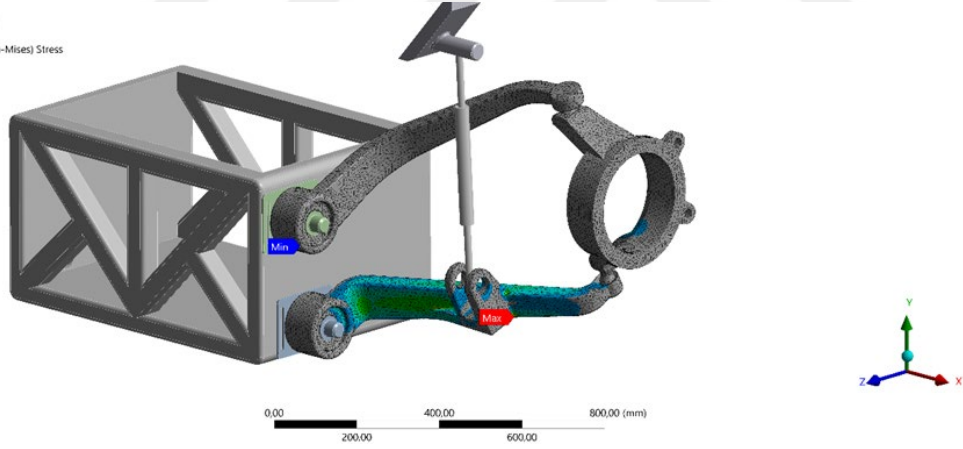


Şekil 3.25. Trailing arm sistemi kuvvet uygulanması

Tüm sistem üzerine yapılan analizlerde bir bölgede noktasal gerilme 912,49 MPa değerine ulaşmıştır. Meshlerin üst üte binmesinden kaynaklandığı düşünülmüş ve geometri iyileştirmesi yapılmıştır.

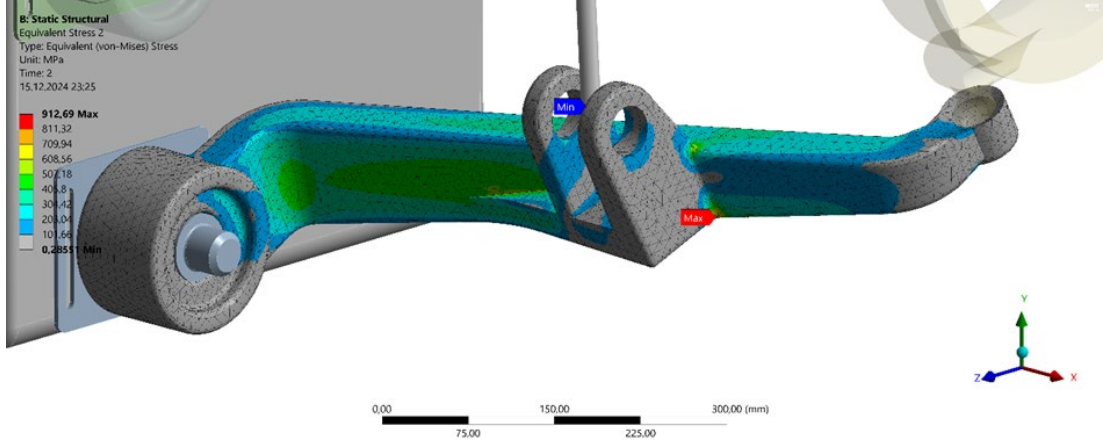
B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
15.12.2024 23:25

912,69 Max
811,29
709,88
608,47
507,06
405,65
304,24
202,83
101,42
0,016244 Min



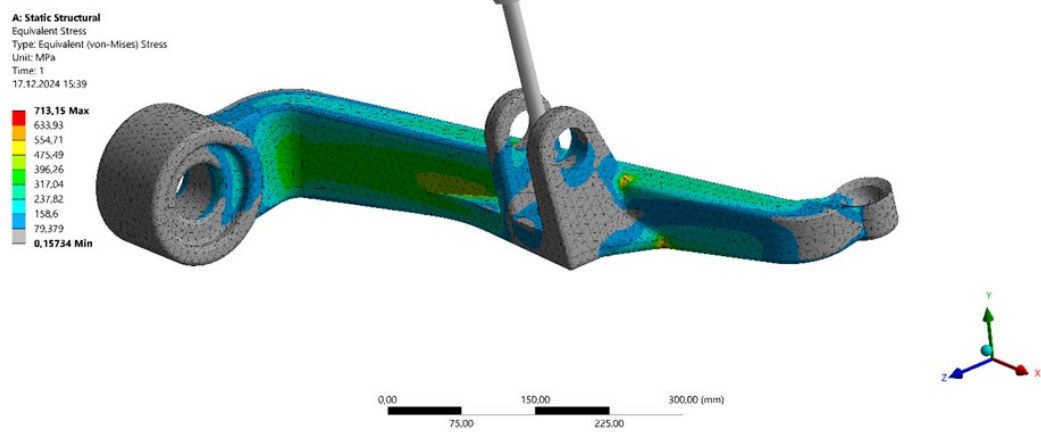
Şekil 3.26. Trailing arm sistemi gerilme değerleri

Gerilme yığılmalarından kaynaklanan noktasal olarak akma değerinden yüksek bir gerilme durumu dinamik durumda hasara sebep olabileceği gibi matematik modelde mesh birleşimlerinin bir araya gelmesinden kaynaklanan yanıltıcı bir sonuç da olabilir. Bu sebeple alt kol tasarımında gerilme yığılmalarını azaltacak bir tasarım değişikliği yapılmış ve tekrar analize tabii tutulmuştur.



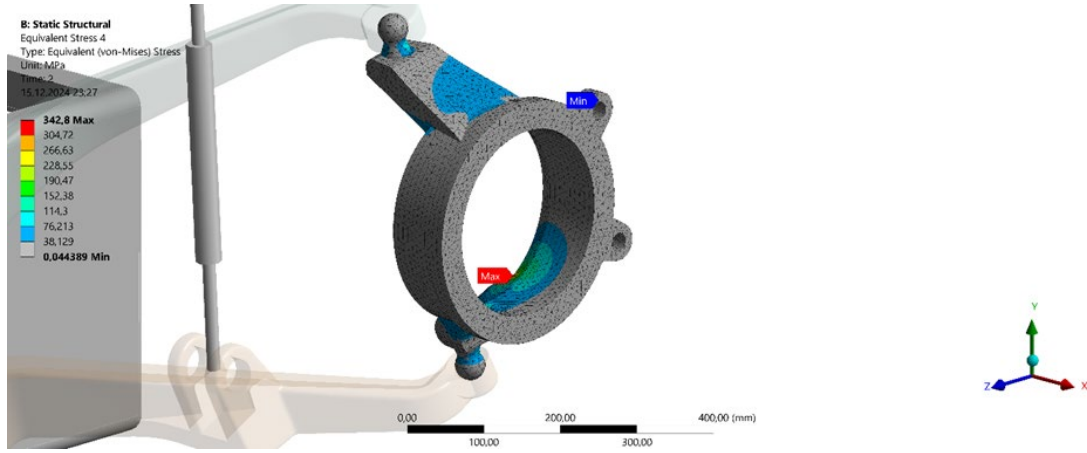
Şekil 3.27. Trailing arm sistemi alt kol gerilme değerleri

Aşağıdaki şekilde görüleceği üzere yapılan geometri değişimi ile gerilme yığılmaları önlenerek akma değerinin altında bir sonuç elde edilmiştir.



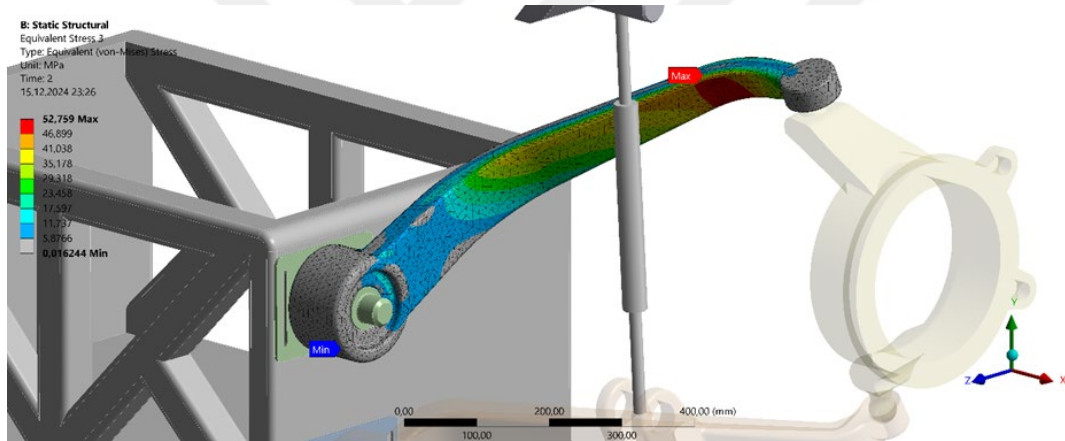
Şekil 3.28. İyileştirilmiş trailing arm sistemi alt kol gerilme değerleri

Poyra bağlantı elemanı için akma değerini geçen gerilme görülmemiştir. Oluşan gerilme değeri malzemenin akma değerini aşmadığından plastik deformasyon beklenmemektedir.



Şekil 3.29. Trailing arm sistemi poyra gerilme değerleri

Üst kol elemanı için akma değerini geçen gerilme görülmemiştir. Oluşan gerilme değeri malzemenin akma değerini aşmadığından plastik deformasyon beklenmemektedir.

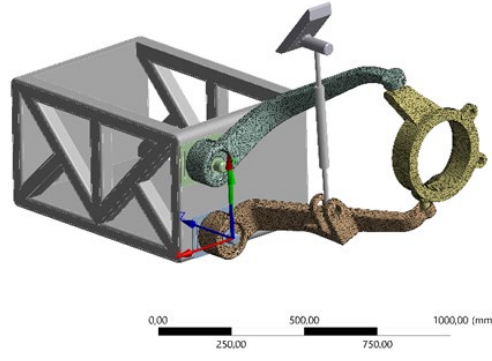


Şekil 3.30. Trailing arm sistemi üst kol gerilme değerleri

3.5.3.1. Bağlantı mesnetine gelen kuvvete göre gerilme analizi

Analiz sonuçlarında görüldüğü üzere alt kolda maksimum gerilme oluşmuştur. Bu sebeple alt kola gelen tepki kuvveti gövde bağlantı mesneti üzerine uygulanarak analize tabi tutulmuştur.

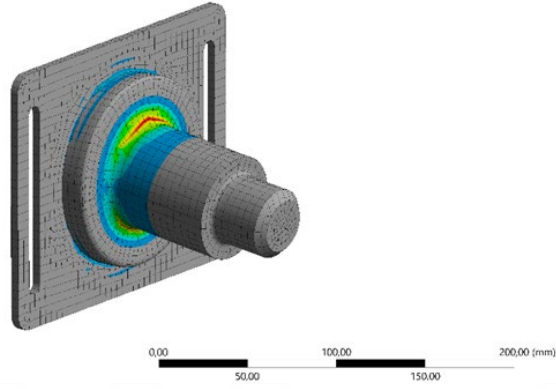
B: Static Structural
Joint Probe
16.12.2024 20:50



Şekil 3.31. Trailing arm sistemi azami mesnet kuvveti değeri

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
16.12.2024 20:45

244,17 Max
217,04
189,91
162,78
135,65
108,52
81,389
54,259
27,13
1,0847e-9 Min



Şekil 3.32. Trailing arm sistemi mesnet gerilme değerleri

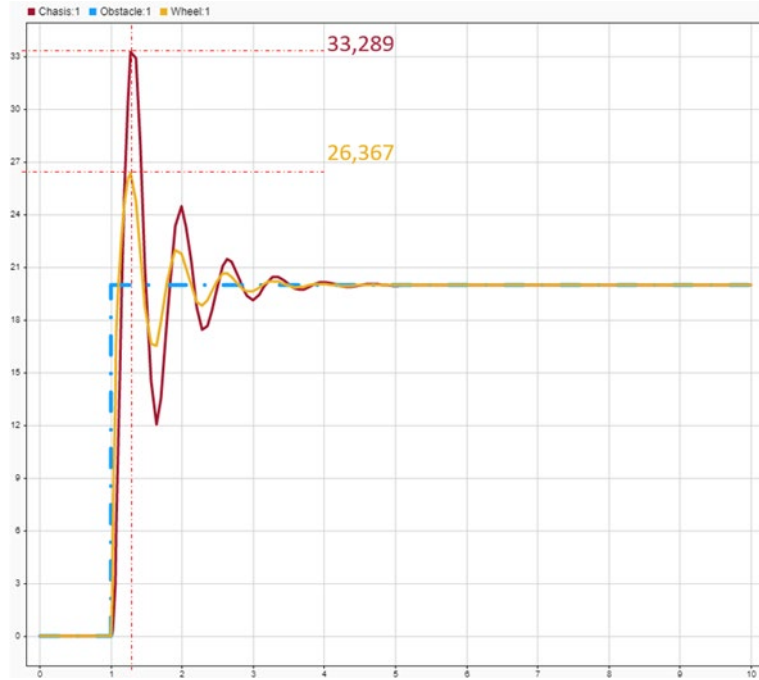


4. KARŞILAŞTIRMA

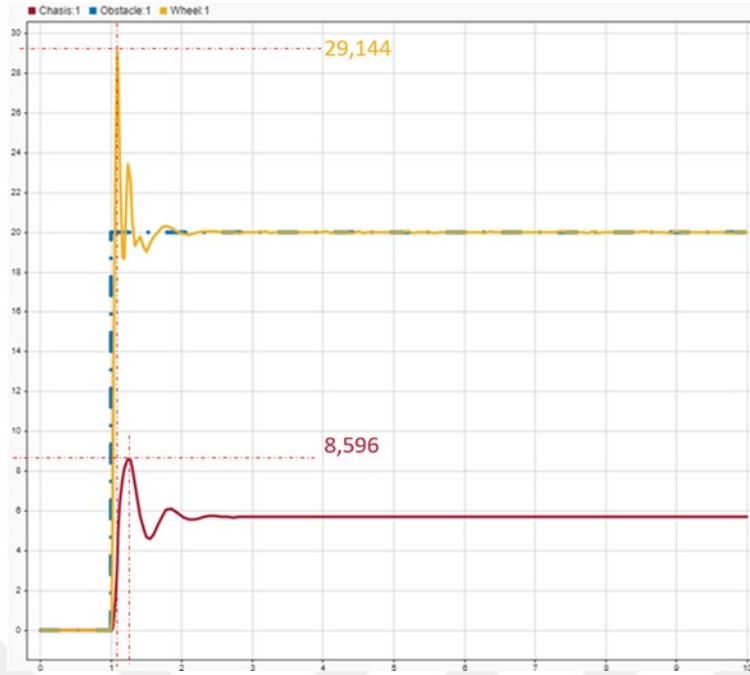
MATLAB Simulink kullanılarak ulaşılan sonuçlar aşağıda (Şekil-4.1,Şekil-4.2) ayrı ayrı belirtilmiştir. Grafiklerde simüle edilen durumda step değeri 20 olarak verildiğinde m_s ve m_u için değerleri incelediğimizde m_s değerlerinin birbirine yakın olduğunu ancak m_s değerleri arasında yaklaşık 3,87 kat fark olduğu görülmektedir. Bu sonuç bir engel üzerinden geçme esnasında araç gövdesine iletilen titreşimin görece daha az olacağına işaret etmektedir.

Tablo 4.1. Sistemleri azami tepki değerleri

Azami Değerler		
	Double Wishbone (z)	Trailing Arm (z)
m_s	33,289	8,596
m_u	26,367	29,144



Şekil 4.1. Double wishbone sistemi davranışı



Şekil 4.2. Trailing arm sistemi davranışı

Uygulanan kuvvetler ve elemanlar ve bağlantılar üzerinde bu kuvvetlere karşı gelen gerilmeler aşağıdaki tablolarda belirtilmiştir. Tabloları değerlendirdiğimizde aynı amortisör elemanı ile oluşturulan iki sistemden Trailing Arm tipi sisteme daha fazla yay tepki kuvveti geldiğini ve dolayısıyla kol üzerinde noktasal olarak daha fazla gerilme yığılması olduğu görülmektedir.

Tablo 4.2. Analizlerde elde edilen kuvvet değerleri

Kuvvet Değerleri (N)	Double Wishbone	Trailing Arm
Tekerleğe İletilen Tepki Kuvveti (Statik)	33845	33845
Yayda Oluşan Kuvvet (Statik)	52227	66445
Azami Gövde Bağlantı Kuvveti (Statik)	28004	33342
Tekerleğe İletilen Tepki Kuvveti (Dinamik)	50768	50768
Yayda Oluşan Kuvvet (Dinamik)	79991	113520
Azami Gövde Bağlantı Kuvveti (Dinamik)	39216	66219

Yukarıdaki tabloda belirtilen değerler incelendiğinde araç ağırlığından kaynaklanan statik yükleme esnasında Trailing Arm tipi süspansiyonun hidropnömatik elemanında oluşan değer, Double wishbone tipi süspansiyon sistemine göre %27 daha fazla olduğu görülmektedir.

Yine dinamik değerlere bakıldığında geometri farkından dolayı hidropnömatik elemanda oluşan tepki kuvvetinin %41 daha fazla olduğu görülmektedir. Kollar üzerine yüklenen her bir kuvvet gerilmeyi arttıracaktır. Bu artış gerilme yığılmalarına sebep olacağı ve kol ömrü de bu nispette azalacağı değerlendirilmektedir. Özellikle süspansiyon sistemi gibi sürekli dinamik yükler altında çalışacak elemanlar için büyük bir risk teşkil edeceği değerlendirilmektedir.

Tablo 4.3. Bağlantı elemanlarına gelen kuvvet değerleri

Azami Kuvvet Değerleri (N)	Double Wishbone	Trailing Arm
Üst Perno Bağlantısı	28305	-
Alt Perno Bağlantısı	39216	-
Üst Saplama	-	9568,4
Alt Saplama	-	66219
Üst Küresel Mesnet	28305	9568,4
Alt Küresel Mesnet	62515	47375

Yukarıdaki tabloda belirtilen değerler incelendiğinde Double wishbone tipi sistemde küresel mesnetlere gelen kuvvetler Trailing Arm tipine göre üst mesnet için yaklaşık %296, alt mesnete göre de %32 daha fazla kuvvet geldiği görülmektedir. Bu durum arazi sürüşlerinde yol profilinden kaynaklanabilecek burkulmalara karşı zaafiyet oluşturabileceği değerlendirilmektedir.

Tablo 4.4. Süspansiyon elemanlarında oluşan azami gerilmeler

Gerilme Değerleri (MPa)	Double Wishbone	Trailing Arm
Üst Kol	87,495	52,779
Poyra	478,93	341,71
Alt Kol	595,58	713,15

Komponentler üzerine gelen maksimum gerilmeler incelendiğinde Trailing Arm tipi süspansiyon sisteminin alt koluna %19.7 daha fazla kuvvet geldiği, Double Wishbone sisteminin üst koluna gelen maksimum gerilmeler Trailing Arm tipine oranlandığında %65.77 daha fazla kuvvet geldiği ve poyra bağlantılarında oluşan gerilmeler incelendiğinde Double Wishbone sisteminde poyra bağlantısında oluşan kuvvetin Trailing Arm tipine göre %40 daha fazla olduğu görülmektedir.

Tablo 4.5. Double wishbone sistemi ağırlık kırılımı

Double Wishbone Süspansiyon Sistemi Parça Ağırlıkları			
No:	Komponent/Parça Adı:	Adet:	Ağırlık (kg):
1	Double Wishbone Alt Kol	1	35,8
2	Double Wishbone Üst Kol	1	19,95
3	Poyra Göbeği	1	26,8
4	25x200 Perno	4	0,86
Toplam:			85,99

Tablo 4.6. Trailing arm sistemi ağırlık kırılımı

Trailing Arm Süspansiyon Sistemi Parça Ağırlıkları			
No:	Komponent/Parça Adı:	Adet:	Ağırlık (kg):
1	Trailing Arm Alt Kol	1	36
2	Trailing Arm Üst Kol	1	29
3	Poyra Göbeği	1	26,8
4	Şasi Saplaması	2	3,92
Toplam:			99,64

Yukarıda verilen tablolarda komponent bazlı ağırlıklar gösterilmiştir. Bu sonuca göre iki sistem arasındaki ağırlık farkı bir aks için 27,3kg olduğu hesaplanmıştır. Araç ağırlığı dikkate alındığında bu farkın etkisinin çok küçük olacağı değerlendirilmektedir.

5. SONUÇ

Genel olarak, trailing arm süspansiyon sistemi, double wishbone sistemine kıyasla belirli koşullarda daha iyi titreşim yalıtımı sunabilir, ancak bu, her sistemin yol profilinden kaynaklanan ivmelenmelerin oluşturduğu kuvvetlerle etkileşime girme biçimine bağlıdır:

Trailing Arm süspansiyonda tekerlek öncelikle dikey bir yay şeklinde hareket eder, bu da titreşimleri yanlara doğru şasiye iletebilecek yanal hareketleri asgariye indirmeye yardımcı olur. Bu yay benzeri hareket, düz olmayan yüzeylerde daha yumuşak bir yol tutuşu sağlayarak kabine iletilen bazı titreşim türlerini azaltabilir.

Double Wishbone tipi süspansiyon daha iyi yanal denge sağlar ancak birden fazla yönden gelen yol kuvvetlerine karşı daha hassastır. Geometrisi nedeniyle, yanal kuvvetler ve darbeler, özellikle arazi koşullarında, doğrudan şasiye daha fazla titreşim aktarma eğilimindedir.

Trailing Arm tipi süspansiyonda, amortisör pivot noktasına daha yakın yerleştirilirse, tekerlekte hissedilen etkili yay ve sönümleme oranları kaldıraç oranı kadar azalır. Bu, aynı amortisör kullanılsa bile titreşimlerin daha etkili bir şekilde absorbe edilmesine yardımcı olabilecek “daha yumuşak” bir tepki sağlayabilir.

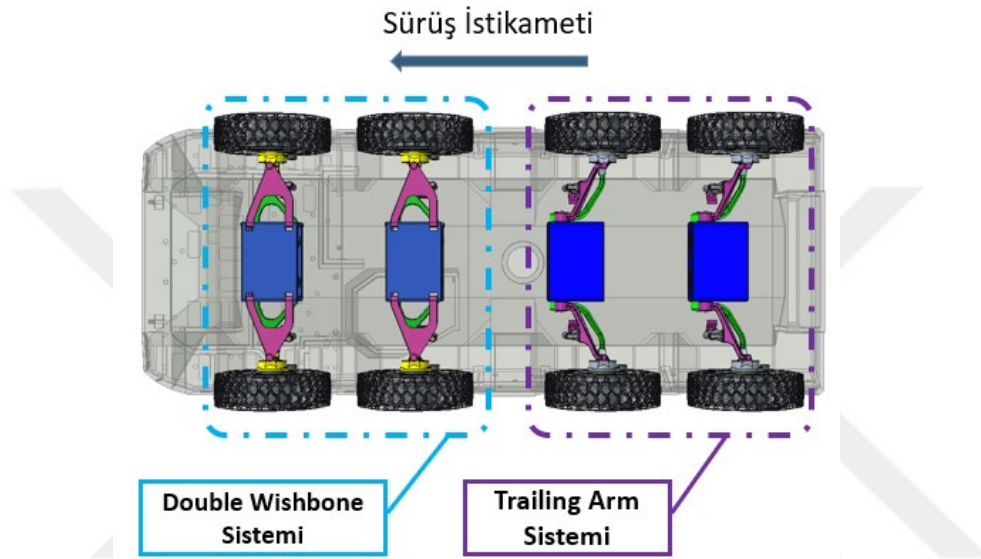
Double Wishbone tipi süspansiyonda, amortisör tipik olarak tekerleğin hareketine daha doğrudan monte edilir (özellikle daha yüksek kontrol kolu açılarında), yani yay ve damper dikey darbelere daha doğrudan etki eder. Süspansiyon yol bozukluklarına daha sert tepki verdiği için bu kurulum titreşim izolasyonunu bir miktar azaltabilir.

Trailing Arm süspansiyonu, arazi formunu daha kolay “takip edebildiği” için ve eksantrik bağlanmasının sağladığı yay hareketi nedeniyle engel aşma anlarında ilave moment oluşturarak gövde yönelimine yardımcı olması avantajıdır. Engeli arazilerde genellikle daha iyi titreşim azaltıcı performans gösterir.

Düz yollarda, double wishbone süspansiyon sistemi istenmeyen hareketleri sınırlayarak gövde yuvarlanması ve yol tutuşu üzerinde daha iyi kontrol sağlar, bu

nedenle bu koşullar altında daha az sarsıntılı dolayısıyla daha konforlu bir sürüş sağlar, ancak engebeli koşullarda potansiyel olarak daha fazla titreşim iletebilir.

Sonuç olarak aynı kütle, sönümleme ve yay oranlarında, Trailing Arm tipi bir süspansiyon engebeli arazi şartlarında (off-road) titreşimleri Double Wishbone tipi süspansiyondan daha etkili bir şekilde azaltabilir. Bununla birlikte, düz yollarda, Double Wishbone, potansiyel olarak daha yüksek titreşim iletimi olsa da, gelişmiş yanal stabilitesi nedeniyle daha dengeli ve kontrollü bir sürüş sunabilir.



Şekil 3. 8x8 Araç için önerilen süspansiyon yerleşimi

Her iki sistemin birlikte kullanıldığı tasarım çözümünün (Şekil 5.1.) hem manevra kabiliyeti hem de faydalı yük stabilitesi açısından optimum bir sürüş sağlayacağı değerlendirilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Sosnowicz, R., Wachowiak, P. ve Dorczuk, P. (2011). Conception Of Military Vehicle Classification. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18 (No. 1). Warsaw, Poland.
- [2] Emekli, M.E. (2008). Hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı (1-133). İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye.
- [3] Rajamani, R. (2005). Vehicle dynamics and control. Springer. New York, United States.
- [4] Isermann, R.(2005). Mechatronic systems fundamentals. Springer. New York, United States.
- [5] Fenton, J. (1998). Handbook of Automotive Powertrain and Chassis Design. Professional Engineering Publishing, London, United Kingdom.
- [6] Zhang, Z. ve Yu, J. (2008) Design process of a double wishbone suspension, SAE Technical Paper Series 1-9. China.
- [7] Eskandari, A., Mirzadeh, O. (2006). Optimization of a McPherson suspension system using the design of experiments method, SAE Technical Paper Series 1-8, Michigan, United States.
- [8] Crouse, W. H., Anglin, D.L. (1992). Automotive Brakes, Suspension and Steering. Macmillan/McGrawHill. New York, United States.
- [9] Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J. W. (2001). The Automotive Chassis, (2nd ed., pp 1-85, 266-306). Butterworth Heinemann. Oxford, England.
- [10] Webster, J. Automotive Suspension, Steering and Brakes. California State University, Long Beach. United States.
- [11] Habibi, H., Shirazi, K. H. ve Shishesaz, M. (2008). Roll ster minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method. Mechanism and Machine Theory. Iran.
- [12] Özdalyan, B. (2001). Bilgisayar benzeşimi ile ön süspansiyon sisteminin kinematik analizi. Teknoloji, Sayı 3-4. Zonguldak, Türkiye.
- [13] Turini, J. R. ve Vannuci, S. N. (1997). Design characteristics of McPherson Suspensions, SAE Technical Paper Series. Brasil.
- [14] Demirsoy, M. (2005). Motorlu Araçlar (Cilt 2, 3). Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [15] Ukamnal,S. (2014). Design of Trailing Arm Suspension, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT).
- [16] Bhosale A.J. (n.d.). Vehicle Suspension Systems Lecturer's Note, Department of Automobile Engineering, Government College of Engineering and Research. Avsari, India.
- [17] Wan, M., (2015). AutoZine Technical School – Suspension. Autozine.org. http://www.autozine.org/technical_school/tech_index.html.
- [18] İnternet: THE MICHELIn® XZL+™ TIRE Datasheet. https://www.michelinb2b.com/wps/b2bcontent/PDF/XZL_plus_DataPg.pdf.
- [19] Smith, J. (2022). Advanced Suspension Systems, Automotive Engineering Press.

- [20] Brown, A. (2020). *Vehicle Dynamics and Control*. Springer. New York, United States.
- [21] Taylor, R. (2019). *Hydropneumatic Suspension: Principles and Applications*. Wiley Publications.
- [22] Abdullah S. (2023). Mode II and Mode III Delamination of Carbon Fiber/Epoxy Composite Laminates. *Composites Part B: Engineering*.
- [23] Hussain, Z. (2023). Impact of Chemical Processes on Magnetized Tangent Hyperbolic Nanofluid with Bio-convection Aspects. *Results in Engineering*.
- [24] Wu, Y. (2024). Optimal Design of Liquid Cooling Structures for Superfast Charging Cable Cores. *Case Studies in Thermal Engineering*.
- [25] Rouf, S., (2022). *Additive Manufacturing Technologies: Industrial and Medical Applications*. Sustainable Operations and Computers.
- [26] DIN EN 10083-3: Quenched and tempered steels – Technical delivery conditions for alloy steels.
- [27] Callister, W. D. ve Rethwisch, D. G. (2020). *Materials Science and Engineering: An Introduction*. Wiley Publications.
- [28] Totten, G. E., Howes, M. A. H. ve Inoue, T. (2002). *Handbook of Residual Stress and Deformation of Steel*. ASM International.
- [29] ISO 148-1: Metallic materials – Charpy pendulum impact test.
- [30] Lloyd G. (2013). *Material Properties and Applications of 34CrNiMo6 Steel in High-Stress Components*.
- [31] Eberhard, W. (2006). The Fatigue Performance of High-Strength Steels: An Overview. *Journal of Materials Science*.
- [32] Havacılık Endüstrisi Araştırma Enstitüsü (2021). Yüksek Mukavemetli Çeliklerin Havacılık Uygulamaları.
- [33] Oscarsson, M., (2015). A Hydropneumatic Suspension Parameter Study on Heavy Multi-Axle Vehicle Handling. *Vehicle Dynamics Aeronautical and Vehicle Engineering Royal Institute of Technology Master Thesis*.
- [34] İnternet: Think Defence. (2022). Warrior armoured fighting vehicle. <https://www.thinkdefence.co.uk/2022/11/warrior-armoured-fighting-vehicle/>.
- [35] İnternet: Weapons and Warfare. (2020). BTR-80. <https://weaponsandwarfare.com/2020/08/09/btr-80/>.
- [36] İnternet: ResearchGate. (n.d.). Examples of different independent suspension constructions. https://www.researchgate.net/figure/Examples-of-different-independent-suspension-constructions-11_fig5_341570251.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Furkan SALMAN

ÖĞRENİM DURUMU:

- Lisans** : 2018, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- Yükseklisans** : 2024, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Makine Tasarım ve İmalat Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- SDM Sakarya Demir firmasında 2018-2020 yılları arasında İmalat Mühendisi olarak görev yapmıştır.
- Tırsan Treyler firmasında 2020-2022 yılları arasında Ürün Geliştirme Mühendisi olarak görev yapmıştır.
- BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de 2022 yılından beri Tekerlekli Araçlar Sistem Entegrasyon Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Salman, F. ve Mete, O. H. 2024. Askeri Araçlarda Kullanılan Double Wishbone ve Trailing Arm Tipi Süspansiyonların Karşılaştırılması, *2nd International Conference on Trends in Advanced Research*, 462.