

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

**BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Abdulkadir NAZLI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

ARALIK 2023

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

**BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Abdulkadir NAZLI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Neslihan ÖZSOY

ARALIK 2023

Abdulkadir NAZLI tarafından hazırlanan “BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması 29.12.2023 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 tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı :

.....

Jüri Üyesi :

.....

Jüri Üyesi :

.....



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 “BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU” 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.

(29/12/2023).

Abdulkadir NAZLI



Biricik eşim Güldem'e, yeni doğacak yavrumuza, canım aileme ve tüm insanlığa



TEŞEKKÜR

Tez çalışmasına başladığım günden bugüne kadar beni her anımda destekleyen ve kıymetli fikirlerinden yararlandığım akademik danışmanım Sayın Doç. Dr. Neslihan ÖZSOY'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenciliğim sürecimde Sakarya Üniversite'sinde beni destekleyen tüm akademik, idari ve diğer ilgili kadrolarına sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans öğrenciliğimdeki süre boyunca ve bu tezi hazırladığım her anımda desteklerini esirgemeyen, yeri geldiğinde motivasyonumu sağlayan ve bana her zaman güvenen başta biricik eşim Güldem KÖKLEM NAZLI, annem Hanım NAZLI ve babam İbrahim NAZLI olmak üzere tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi takdim ederim.

Abdulkadir NAZLI



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
TABLO LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. OTOMOBİLLERDE SÜSPANSİYON SİSTEMİ	11
3.1. Süspansiyon Sisteminin Görevleri	12
3.2. Süspansiyon Sistemi Elemanları	13
3.3. Süspansiyon Çeşitleri	14
4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ SALINCAK KOLU	17
5. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU ve SONLU ELEMANLAR METODU.....	21
5.1. Topoloji Optimizasyonu.....	21
5.2. Sonlu Elemanlar Metodu.....	23
5.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarih içerisindeki gelişimi	23
5.2.2. Sonlu elemanlar metodu.....	24
5.2.3. Bazı sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı alanlar	24
5.2.4. Sonlu elemanlar yöntemini kullanmanın avantaj ve dezavantajları.....	25
6. ÜÇ BOYUTLU TASARIM VE OPTİMİZASYON	27
6.1. Salıncak Kolu Üç Boyutlu Modellenmesi.....	27
6.2. Sonlu Elemanlar Analizi ve Topoloji Optimizasyonu ile Salıncak Parçasının Optimizasyonu	30
7. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	45
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ.....	51



KISALTMALAR

BDT	: Bilgisayar Destekli Tasarım
BDM	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
kg	: Kilogram
gr	: Gram
MPa	: Megapaskal
3D	: Three Dimensions
mm	: Milimetre
GPa	: Gigapaskal
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
N	: Newton
km	: Kilometre
STEP/STP	: Standard for the Exchange of Product Data
STL	: Standard Triangle Language



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 6.1. Alüminyum A6061 özellikleri (değerler ansys programından alınmıştır).	31
Tablo 6.2. Topoloji sonucu ham data ve optimize edilmiş data.	39
Tablo 6.3. İlk tasarım ve topoloji sonrası sonuçlar.	43





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Optimizasyon metodolojisi.....	3
Şekil 3.1. Süspansiyon sisteminin araç üzerinde gösterimi [16].	12
Şekil 3.2. Aracın engebeli yoldaki hareketi [14].	13
Şekil 3.3. Süspansiyon sistemi elemanları [17].	13
Şekil 3.4. Salıncak kolları ve bağlantıları [17].	14
Şekil 4.1. Otomobil ön süspansiyonu [2].....	17
Şekil 4.2. Salıncak kolları ve bağlantıları [17].	18
Şekil 4.3. Süspansiyon sisteminde salıncak [20].	19
Şekil 4.4. Araçlarda kullanılan salıncak kolu [21].....	20
Şekil 5.1. a) Konsol kirişin tasarım alanı ve sınır koşulları ve b) Topoloji optimizasyon sonucu temsili görsel.....	22
Şekil 5.2. Topoloji optimizasyon aşamaları örneği.	23
Şekil 5.3. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı bazı alanlar.	25
Şekil 6.1. MacPerson sistemindeki salıncak gösterimi [25].	27
Şekil 6.2. CATIA'da modellenen salıncak parçası.	28
Şekil 6.3. CATIA'da parça ağırlık bilgisinin gösterilmesi.....	29
Şekil 6.4. Salıncakların otomobil üzerindeki yerleşim gösterimi.....	30
Şekil 6.5. Topoloji optimizasyonu sonucu salıncak parçasındaki değişim.....	31
Şekil 6.6. Parçaya uygulanan sınır koşullar.	32
Şekil 6.7. ANSYS programı kullanılacak arayüzler.	33
Şekil 6.8. ANSYS programı malzeme ataması.....	33
Şekil 6.9. ANSYS'de 3B boyutlu modelin gösterilmesi.	34
Şekil 6.10. Meshli datanın gösterimi ve özellikleri.	34
Şekil 6.11. Sınır koşullar A ve B noktalarının gösterimi.....	35
Şekil 6.12. Mevcut modelin Von-Mises(Eş değer) gerilim sonuçları.	35
Şekil 6.13. Mevcut modelin toplam deformasyon sonuçları.	36
Şekil 6.14. Topoloji optimizasyonu iterasyonları.....	37
Şekil 6.15. Optimizasyon sonucu.....	38
Şekil 6.16. Topoloji optimizasyonu ve mevcut datanın karşılaştırılması.	39
Şekil 6.17. Yeni tasarımın kütleli özelliklerinin CATIA'da gösterimi.	40
Şekil 6.18. ANSYS programı model validasyon için kullanılacak arayüzler.....	40
Şekil 6.19. Optimize edilmiş modelin Von-Mises gerilim sonuçları.....	41
Şekil 6.20. Optimize edilmiş modelin toplam deformasyon sonuçları.....	41
Şekil 7.1. Topoloji optimizasyon süreci.	46



BİR OTOMOBİL SALINCAĞININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

ÖZET

Otomotiv endüstrisindeki rekabetin arttığı son yıllarda teknolojinin ve imkanların genişlemesiyle, üreticiler otomobil parçalarında önemli iyileştirmeler yapabilir duruma gelmiştir. Bu iyileştirmelere kalitenin arttırılması, maliyetlerin azaltılması gibi örnekler verebiliriz. Üreticiler daima kısa sürede, uygun maliyete, en uygun satış fiyatına ve kaliteye sahip olacak ürünler üretmeyi hedeflemektedir. Otomotiv üreticileri de yaptıkları iyileştirmeler sayesinde rakiplerinin önüne geçebilmektedirler. Bu iyileştirmeler kapsamındaki en önemli olanı gereksiz malzeme tüketimini ortadan kaldırmaktır. Gereksiz malzemelerin ortadan kaldırılmasıyla üretilen araçlardaki ağırlığının azalması sağlanmaktadır. Buna bağlı olarak yakıt tüketiminde azalma ve enerji kullanım verimliliğinde artma sağlanacaktır. Yakıt tüketiminde düşüş sağlanarak doğaya salınan zararlı emisyon gaz oranlarında da azalma görülmektedir. Bu bağlamda tasarım iyileştirme süreçleri ele alındığında optimum sonuca hızlı, ucuza ve doğru şekilde yakınsayan yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Parçalardaki ağırlığı azaltmak için malzeme dağılımını en etkin görebileceğimiz yöntem topoloji optimizasyonudur. Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım hacmi içerisinde, belirli sınır şartları ve kısıtlamaları için sayısal bir amaç fonksiyonu oluşturarak sonrasında bağlantı arayüzlerini değiştirmeden kullanılan malzeme miktarının en aza indirgenmesini sağlayan bir tasarım aracıdır. Topoloji optimizasyonun amacı; ağırlığı azaltmak, maliyeti azaltmak, üretilebilirliği kolaylaştırmak, sağlamlığı artırmak vb..'dir.

Topoloji optimizasyonun uygulandığı sektörler; makine endüstrisi, otomotiv ana sanayii ve yan sanayi endüstrisi, savunma sanayi endüstrisi, inşaat sektörü, uzay-havacılık sanayi, sağlık sektörü gibi birçok alanda kullanıldığı uygulama alanları bulunmaktadır. Bu yöntem hızlı, çözüm odaklı ve maliyet olarak düşük bir yaklaşımdır. Bu tezde, bir otomobil salıncağına topoloji optimizasyonu yapılmasını ve çıkan sonuçların değerlendirmelerini içermektedir. Çıkan sonuca göre optimum ürün elde edilmesi hedeflenmiştir. Çalışmanın başlangıcında üç boyutlu modelleme çalışması, bilgisayar destekli tasarım aracı olan CATIA programında gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizinin uygulaması ve topoloji optimizasyonu aktiviteleri için bilgisayar destekli analiz programı olan ANSYS ile yürütülmüştür. Bu tezde yapılanlar yukarıda belirtilen sektörlerde yapılacak benzer çalışmalara yol gösterip, firmalara ve akademik çalışanlara hitap edecektir.



TOPOLOGY OPTIMIZATION OF AN AUTOMOBILE WISHBONE

SUMMARY

The automotive industry is one of the main industries where studies on motor vehicles are carried out. The sub-parts of the vehicles produced in this sector are called automotive parts. An automotive product consists of many components, namely automotive parts. To develop or improve a motor vehicle, it may be sufficient to make any of its components more efficient. Making a part more efficient provides both functional and financial gains. Therefore, all automotive components are products of research and development. Thanks to developing technologies, it is becoming easier to implement these procedures.

Until recently, traditional manufacturing methods were generally used in the production of automotive parts. The products produced had extremely crude designs with high safety coefficients. Product development processes were carried out through trial and error. Thanks to computer-aided design programs, there have been revolutionary changes in product improvement and development processes. Topology optimization has recently become an important design activity in product development processes.

In the automotive industry, the process of developing products that will perform their duties at an optimum level is a very important part of determining the product cost. For this reason, it is necessary to obtain the most optimum design in terms of cost and durability during the product design period. The aim of the thesis will be to reveal the optimum design of the wishbone part in the suspension system of automobiles using the topology optimization method.

When we look at a total of 13 theses and articles examined in the literature review, it is seen that they coincide with the purpose of this thesis, the content of which is created in the following headings. The process and process flow process in all studies examined are similar. The studies carried out made great contributions to the creation of this thesis. The majority of the studies examined were taken from the automotive industry. First, a part belonging to an existing subsystem is selected. The boundary conditions of this part are determined, then the static analysis of the existing part is performed and the strength values of the part are obtained. According to the analysis results, topology optimization was performed and mitigation was performed on the part. The design verification of the lightened model is made by performing a static analysis on the lightened design again and checking whether it is within the strength values.

In recent years, when competition in the automotive industry has increased, with the expansion of technology and opportunities, manufacturers have become able to make significant improvements in automobile parts. We can give examples of these improvements, such as increasing quality and reducing costs. Manufacturers always aim to produce products with the best sales price and quality quickly at an affordable cost. Automotive manufacturers can also get ahead of their competitors thanks to the

improvements they make. The most important of these improvements is to eliminate unnecessary material consumption. By eliminating unnecessary materials, the weight of the vehicles produced is reduced. Accordingly, a decrease in fuel consumption and an increase in energy use efficiency will be achieved. By reducing fuel consumption, there is also a decrease in the harmful emission gases released into nature. In this context, when design improvement processes are considered, methods that converge to the optimum result quickly, cheaply, and accurately should be used. The most effective method for reducing the weight of parts is topology optimization. Topology optimization is a design tool that creates a numerical objective function for certain boundary conditions and constraints within a specific design volume and then minimizes the amount of material used without changing the connection interfaces. Topology optimization aims to reduce weight, reduce cost, facilitate manufacturability, increase durability, etc.

In this thesis, topology optimization, topology optimizations made in the literature for the control arm part in the suspension system in the automotive industry, within the scope of the determined thesis title, were examined. Then, the wishbone model was created in CATIA V5 computer software, which is a three-dimensional design program. For topology optimization, optimization parameters were determined by establishing a finite element model in the analysis software. Static analysis was performed according to loads, boundary conditions and material data, and the strength values of the first design were obtained. The model obtained as a result of topology optimization was modeled again in three dimensions as a reproducible model. For validation, the new model is subjected to the static analysis process in the analysis program again and it is checked whether it complies with the strength values. As a result, the weight of the wishbone part was reduced and the analysis results showed that it had sufficient strength. The aim is to reduce costs by providing mitigation. In addition, thanks to the lightweighting, the damage to the environment has been reduced by reducing the exhaust emission values released into the environment. The improvements and observations obtained from the outputs of the design and analysis studies were evaluated and ideas were put forward about the work that could be done in the future.

Topology optimization is applied in many areas, such as the machinery industry, automotive main industry and sub-industry industry, defense industry, construction industry, aerospace industry and healthcare industry. This method is a fast, solution-oriented and low-cost approach. This thesis includes topology optimization of an automobile wishbone arm and evaluating the results. According to the results, it is aimed to obtain the optimum product. At the beginning of the study, three-dimensional modeling work was carried out in the CATIA program with computer-aided design. It was carried out with ANSYS, a computer-aided analysis program for applying finite element analysis and topology optimization activities. The work done in this thesis will guide similar studies to be carried out in the sectors mentioned above and will appeal to companies and academic personnel.

Considering that air pollution in our world is caused by cars with internal combustion engines, one of the solutions to reduce the harmful gases produced by cars and factories may be mass reduction. This approach will reduce the need for less energy consumption and fossil fuel consumption.

The study has shown us that this method can be applied not only in the automobile field but in every field of production. With the analysis to be made, we have seen that

the products can be produced using less material without compromising their functionality and quality.

In automobiles, the weight component is of great importance for fuel consumption. As in the automobile industry, weight is more critical in defense industry vehicles. Because the power package is selected according to the power/weight ratio. At the same time, the weight component directly determines the range that the vehicles will travel.

By making topology optimizations in the design, it will be possible to significantly reduce production costs and stand out in the competitive environment by producing optimum parts. Thanks to this method, endless trial opportunities are provided during the design and production stages. Doing these results in cost reduction, labor burden reduction and time savings.

The lightness achieved as a result of the thesis study will not only save fuel in the automobile in which this part will be used, but will also benefit fuel savings in all vehicles that carry this part and consume energy. From the manufacturer's perspective, the time it takes to implement the change and turn a profit may vary.

The result of the study was a 42% reduction in part weight. As a result, the average fuel consumed per 100 km was reduced by 0.2%. Exhaust emissions are reduced by 0.58gr of CO₂ per 100km. A product that is lighter in weight was created. Cost reduction has been achieved. Material savings were achieved. Contribution was made to reducing the emission value released into the environment. It has been seen that computer software makes great contributions to production, production and our progress. By performing design and analysis in a computer environment, savings can be achieved in the prototype and testing stages. In addition to saving time in these stages, it also eliminated prototyping and testing costs.

1. GİRİŞ

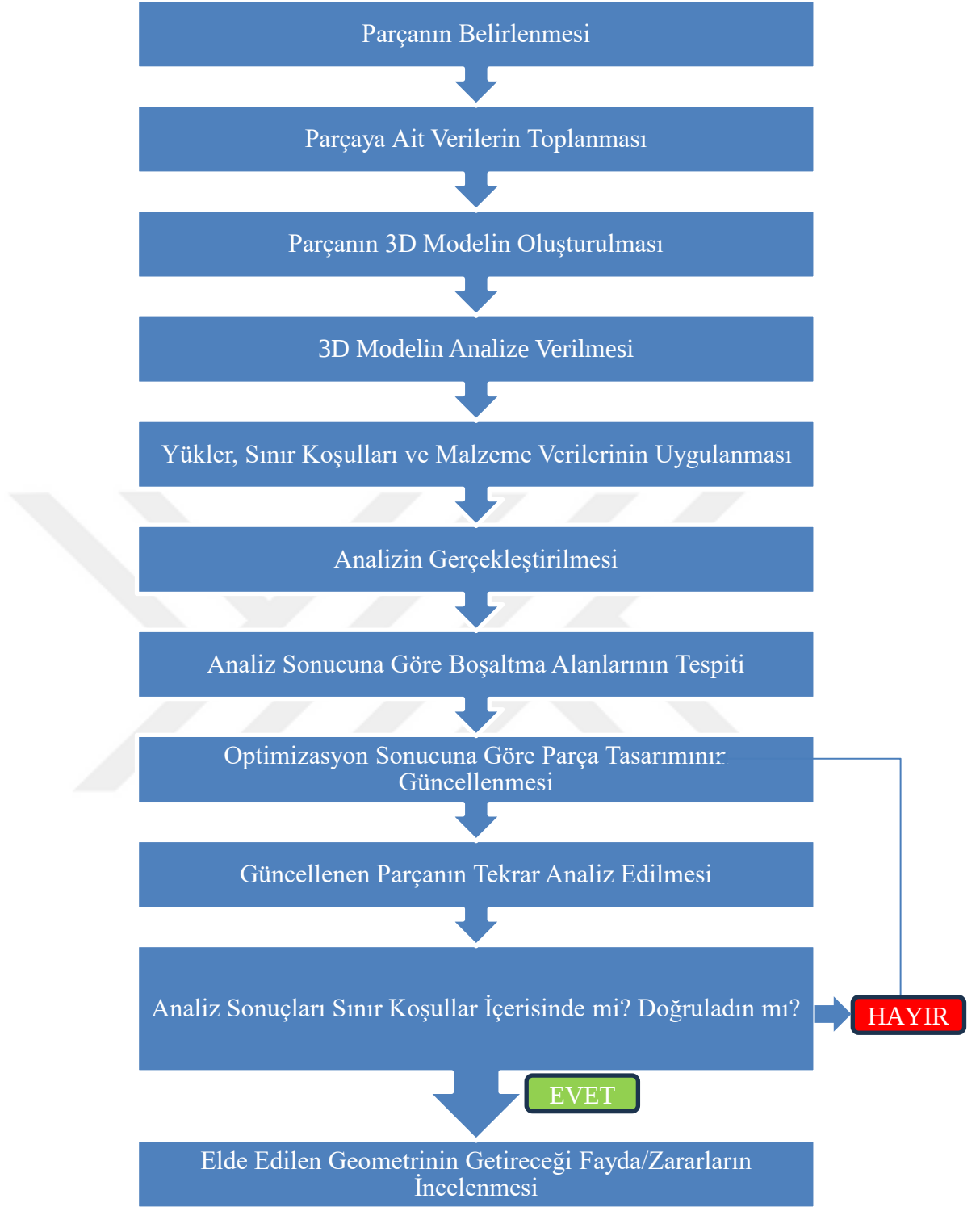
Bu başlık içeriğinde tez çalışmasının kapsamına uygun olacak şekilde genel bilgiler verilmiştir. Tez konusunun önemi, literatürde yani geçmişte daha önceden gerçekleştirilen çalışmalar ortaya konarak paylaşılmıştır. Aynı zamanda bu konuda tez çalışması gerçekleştirilmesiyle amaçlanan durumlar izah edilmiştir. Tez çalışmasında içerisinde geçen konularla ilgili daha önceki süreçlerde yapılan araştırmaların sonuçları bir sonraki başlık içerisinde özet olacak biçimde yer verilmiştir.

Otomotiv endüstrisi, motorlu kara taşıtları ile ilgili çalışmaların yapıldığı ana sanayilerden birisidir. Bu sektörde üretilen taşıtların alt parçalarına otomotiv aksamı denir. Bir otomotiv ürünü birçok bileşenden yani otomotiv aksamından oluşur. Bir motorlu aracı geliştirmek veya iyileştirmek için, herhangi bir bileşenini daha verimli hale getirmek yeterli olabilir. Bir parçayı daha verimli hale getirmek hem fonksiyonel olarak hem de maddi boyutta kazanç elde ettirmektedir. Bu nedenle, tüm otomotiv bileşenleri araştırma ve geliştirme ürünüdür. Gelişen teknolojiler sayesinde bu işlemleri uygulamak daha kolay hale gelmektedir.

Yakın zamana kadar otomotiv aksamlarının üretiminde genellikle geleneksel imalat yöntemleri kullanılıyordu. Üretilen ürünler yüksek güvenlik katsayılarıyla aşırı kaba tasarımlara sahipti. Ürün geliştirme süreçleri deneme yanılma yoluyla gerçekleştiriliyordu. Bilgisayar destekli tasarım programları sayesinde ürün iyileştirme ve geliştirme süreçlerinde devrim niteliğinde değişimler olmuştur. Topoloji optimizasyonu son zamanlarda ürün geliştirme süreçlerinde öne çıkan önemli bir tasarım aktivitesi haline gelmiştir.

Otomotiv endüstrisinde, optimum düzeyde görevini gerçekleştirecek ürünlerin geliştirilmesi süreci, ürün maliyetinin ortaya çıkması üzerinde çok önemli bir bölümdür. Bu sebepten dolayıdır ki, ürün tasarım süresi boyunca, maliyet ve dayanıklılık anlamında en optimum tasarımın elde edilmesi gerekmektedir. Oluşturulacak olan tezin amacı, topoloji optimizasyonu yöntemiyle, otomobillerin süspansiyon sistemindeki salıncak parçasının optimum tasarımla ortaya çıkartılması olacaktır.

Bu tezde, topoloji optimizasyonunu, belirlenen tez başlığı kapsamında otomotiv sektöründeki süspansiyon sistemindeki salıncak parçası için literatürde yapılan topoloji optimizasyonları incelenmiştir. Ardından üç boyutlu tasarım programı olan CATIA V5 bilgisayar yazılımında salıncak modeli oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu için analiz yazılımında sonlu elemanlar modeli kurularak optimizasyon parametreleri belirlenmiştir. Yükler, sınır koşulları ve malzeme verilerine göre statik analiz gerçekleştirilip, ilk tasarımın dayanım değerleri elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen model üretilebilir olarak tekrar üç boyutlu olarak modellenmiştir. Yeni model validasyon için tekrar analiz programında statik analiz sürecine tutulmuş ve dayanım değerlerine uygun olup olmadığı kontrol edilir. Sonuç olarak salıncak parçasının ağırlığında hafifletme gerçekleştirilmiştir ve yeterli dayanıma sahip olduğu analiz sonuçlarıyla belirtilmiştir. Hafifletme sağlanarak maliyet düşürülmesi hedeflenmiştir. Ayrıca hafifleme sayesinde ortama salınan egzoz emisyon değerleri düşürülerek çevreye verilen zarar da azaltılmıştır. Yapılan tasarım ve analiz çalışmalarının çıktılarından elde edilen iyileştirme ve gözlemler değerlendirilmiş ve ilerleyen zamanlarda yapılabilecek çalışmalar hakkında fikirler ortaya konmuştur. Yapılan çalışma metodolojisi aşağıdaki Şekil 1.1’de verilen akışta gösterildiği gibi gerçekleştirilmiştir. Bu akış şeması takip edilerek benzer çalışmalar gerçekleştirilebilecektir.



Şekil 1.1. Optimizasyon metodolojisi.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu tez çalışmasında bir otomobil parçası olan süspansiyon salıncak kolu üzerinde topoloji optimizasyonu yapılarak optimum bir tasarım gerçekleştirilmiştir. Farklı sonuçları gözlemlemek için çeşitli hedef ve kısıtlama stratejileri ile topoloji optimizasyon çalışmaları uygulanmıştır. Literatür taraması yapılırken otomobillerdeki süspansiyon sisteminin içeriği detaylı olarak araştırılmıştır ve asıl odak noktası olan salıncak parçası da detaylandırılmıştır.

Literatür araştırması yapılırken süspansiyon sistemi, salıncak kolu ve topoloji optimizasyonu konuları üzerinde geçmişe dayalı yapılan bazı çalışmalar üzerinde incelemelerde bulunup konu hakkında değerlendirmeler yapılmıştır.

Khode, Patil ve Gaikwad tarafından hazırlanan makalede ANSYS bilgisayar yazılımı vasıtasıyla sonlu elemanlar yöntemini kullanarak mevcut salıncak yapısının statik analizi yapılmıştır. Ardından OPTISTRUCT yazılımı ile topolojik optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Statik analiz sonuçları sınır koşulları olmak şartıyla tasarımda optimum tasarımın elde edilmesi amaçlanmıştır. Bilgisayar ortamındaki yazılımlardan elde edilen bilgiler doğrultusunda deneysel yöntemlerle de çalışma sonuçlandırılmıştır ve parçanın ağırlığı 1,20kg'dan 0,99kg'ye düşürülerek 0,21kg hafifletme gerçekleştirilmiştir [1].

Eren ve Sezer tarafından hazırlanan makalede, belirli bir otomobile ait alt salıncağına ait üretken tasarım ve topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar üzerinden hafifletme oranı ve dayanımdaki değişiklikler kıyaslanmıştır. İlk aşamada mevcut tasarım sınır koşulları altında statik analiz yapılmış olup, maksimum gerilme değerleri tespit edilmiştir. Sonraki aşamada analiz programında maksimum rijitlik ve kütlenin en az %30 azaltılması için topoloji optimizasyonu için girdiler yapılmıştır. Son aşama olarak üretken tasarımda parçanın sadece kuvvet uygulanan alanları ve mesnetleri belirlenir ve geri kalan alanlar tasarımdan çıkartılır. Yapılan çalışma sonucuna göre ilk ağırlık 4159gr iken topoloji optimizasyonu sonucunda 2969gr, üretken tasarım sonucunda 2444gr olarak belirlenmiştir. Parça ağırlığında yaklaşık

%50 azaltma olmuştur. Maksimum gerilme sonuçlarına göre de en optimum çözümün üretken tasarım ile elde edildiği görülmektedir [2].

Nalbant tarafından hazırlanan tezde, otomobillerdeki ön süspansiyon sistemlerinde bulunan ve yöntem olarak dövme ile üretilen salıncak parçasına topoloji optimizasyonu uygulanarak tasarımda iyileştirme çalışmalarında bulunulmuştur. Parçanın belirlenen sınır şartlarına göre yapılan çalışma sonucunda parçanın ağırlık ve hacminde iyileştirme gerçekleştirilmiştir. 1,87kg olan parça ağırlığı 1,73kg olarak güncellenmiştir [3].

Yıldız tarafından hazırlanan makalede, bir otomobile ait ön süspansiyondaki salıncak kolunun ilk öncelik olarak topoloji optimizasyonu ardından şekil optimizasyonu ile optimum tasarım sonucu elde edilmiştir. Bu makalede yapılacak şekil optimizasyonu yapmak için ortaya çıkan ve yeni geliştirilen interior arama algoritması adı verilmiş olup ve literatür tarihinde ilk defa optimum ürün yani tüm yönlerinden mükemmele yakın bir tasarımı sürecinde kullanılmıştır. Yapılan çalışmada mevcut tasarımda belirtilen sınır koşullar altında %50 hacim azaltılması hedeflenmiştir ve topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon çalışmasındaki topoloji süreçlerinin sonuçlarına göre dört adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Değişkenlerin alt ve üst limitlerini aşmayacak şekilde latin hiperküp adı verilen yöntem ile yüz farklı salıncak kolu modeli ortaya konmuştur. Sonuç olarak bu yüz farklı model arasından en optimum tasarım olan parçanın statik analizine bakıldığında, ilk modelde elde edilen 350MPa gerilme kısıtını geçmemektedir. Analiz ile doğrulanan parçanın ağırlığı 198gr olarak ölçülmüştür. Parçanın tasarımdaki ilk ağırlığı ve optimum ağırlık arasında %28 hafifleme mevcuttur [4].

Yende, Tadamalle ve Burande tarafından hazırlanan makalede, bir otomobildeki süspansiyon sistemindeki alt kontrol koluna tasarımı iyileştirmek adına topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Mevcut kullanılan parça yazılım programı kullanılarak statik analiz yapılmıştır. Statik analiz sonucundan alınan verilere göre topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Analiz programından elde edilen sonuç 3D datasını tasarım programına aktararak parçadan gerekli boşaltmalar yapılmıştır. Elde edilen ağırlığı azaltılmış parçanın datası tekrar statik analize tabi tutulmuştur ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre maksimum gerilme artmıştır. Fakat parça ağırlığı 2,7kg'dan 2,25kg'ye azaltılmıştır [5].

Işık tarafından hazırlanan tezdeki projenin ana temel amacı, ağır ticari araç kategorisindeki vasıtaların kardan millerinde, vites kutularında ve diferansiyel flanşları ile bağlantıyı sağlayan çatallı flanş parçasının topolojik optimizasyonunun yapılması hedeflenmiştir. Parçanın sınır koşullarını tespit etmek için gerçek parçanın ham malzemesi üzerinde çekme testleri yapıp mekanik değerler elde edilmiştir. Analiz yöntemi ile çatallı flanşa statik analiz uygulanmıştır. Analiz sonucuna göre maksimum gerilme 391MPa ve maksimum yer değiştirme ise 0,094mm olarak gözlemlenmiştir. Statik analiz sonrasında topoloji optimizasyonu uygulanarak parçada hafifletme amaçlanmıştır. Optimizasyon sonrasında parça tasarım programı yardımıyla tekrardan modellenmiştir. Yeniden tasarlanan parça yazılım aracılığıyla tekrardan statik analiz yapılmıştır. Analiz sonucuna göre maksimum gerilme 550MPa ve maksimum yer değiştirme 0,145mm çıkmıştır. Parça statik torsiyon ve yorulma testlerine sokulmuştur ve alınan sonuçlar ile çalışmanın örtüştüğü gözlemlenmiştir. Sonuç olarak parçanın ağırlığında %12'lik bir azaltma sağlanmıştır [6].

Marzbanrad ve Hoseinpour tarafından yapılan makalede belirlenen optimizasyon akış şeması takip edilmiştir. HyperMesh programı vasıtasıyla ilk modele sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Sınır koşulları ve yükleme koşulları belirlenmiştir. Çıkan sonuçlara göre malzemede boşaltılabilecek bölgeler belirlenmiştir. Boşaltmalar gerçekleştirildikten sonra tekrar analiz yapılarak en uygun yani optimum tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Yapılan ilk model 3,6kg ağırlığında ve son optimum model 0,75kg ağırlığındadır [7].

Turan tarafından hazırlanan tezdeki ana amaç sağlık sektöründeki manibula kırıklarına çözüm olarak kullanılan plaklara topoloji optimizasyonu yöntemi kullanarak zorlamanın az olduğu yani gerilimin az olduğu alanları tasarımdan hacimsel olarak çıkartarak yeni bir sabitleme plağının hacimsel olarak modeli elde edilmiştir. Sonuç olarak plağın yüzey alanı ve hacmi %43,64 oranında azaltılarak hem ameliyat süreçlerini kolaylaştırıp, iyileştirmiş hem de kemik-plak sistemi düşünüldüğünde rijitliğin azaltılmış olacağı görülmüştür [8].

Botsalı tarafından hazırlanan “Otomotiv Komponentlerinin Topoloji Optimizasyonu ile Eklemeli İmalat İçin Tasarımı” isimli tezindeki eklemeli imal usulleri kullanılarak ve topoloji optimizasyonu kullanılarak çift salıncaklı süspansiyon sistemindeki alt salıncak örnek olarak modellenmiştir. İlk yapılan tasarıma sonlu elemanlar analizi yöntemi uygulanmış ve sonraki aşamada topoloji optimizasyonu ile parçadan ihtiyaç

olmayan bölgeler tasarımdan çıkartılmıştır. Yapılan çalışma sonucundaki güncel modelde yer değiştirme, gerilme ve doğal frekanslar çok fazla değişmeyerek yaklaşık olarak aynı kalmış olup, hedeflendiği şekilde kütlede azalma olmuştur. Azaltılan kütle oranı %16,39 olarak sonuçlanmıştır [9].

Feroğlu tarafından hazırlanan “Eğitim Uçağı Ana İniş Takımının Topoloji Optimizasyonu ile Tasarımı” isimli tezindeki amaç, eğitim uçağındaki iniş takımına ait ana yapısal parçalara topoloji optimizasyonu uygulayarak parçaların hafifletilmesi ve parçaların en hafif şekilde tasarlanmasıdır. Sonlu elemanlar analizinde Altair Hypermesh isimli bilgisayar yazılımı kullanılmıştır. Tasarım süreçlerinde ise CATIA V5 bilgisayar yazılım programı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda hedeflenen ağırlıkta ve analiz sonuçları göre yeterli dayanıma sahip olduğu doğrulanmış parçalar elde edilmiştir [10].

Topaç, Bahar, Kaplan ve Sarıkaya tarafından hazırlanan makalede alt salıncağın yapısal tasarım modeli topoloji optimizasyonu sonucunda ortaya çıkmıştır. Bu amaçla öncelikle tekerlek tahrik mili, süspansiyon yayı ve fren sistemi yapı elemanlarının konumları dikkate alınarak alt salıncak ön tasarımı oluşturulmuştur. İkinci aşamada süspansiyon sistemi çoklu cisim dinamiği yaklaşımıyla modellenmiştir. Bu model kullanılarak literatürde verilen statik standart yük tipleri için döner bağlantılara etki eden kuvvetler belirlenmiştir. Üçüncü aşamada, seçilen yük tipleri için ön tasarıma topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Böylece her yük tipi için ön tasarımın üzerindeki hacim fazlası ortaya çıkmıştır. Dördüncü aşamada topoloji optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirilerek alt kontrol kolunun üretilebilir tasarımı yapılmıştır. Son olarak, doğrulama amacıyla son tasarıma sonlu elemanlar analizleri uygulanmıştır. Bu şekilde kritik yük tipi için salınının en düşük güvenlik faktörü belirlenmiştir [11].

Suresh tarafından hazırlanan tez çalışmasındaki amaç salıncaklı süspansiyon sisteminin üst kontrol kolunun yani salıncağın kalınlığını yükleme koşullarına göre optimize etmektir. Mevcut proje çalışması, HYPERMESH V11 bilgisayar yazılımı kullanılarak salıncaklı süspansiyon için bir sonlu elemanlar modeli oluşturmuştur. Eleman tipinin güncellenmesi, malzeme özellikleri, yüklerin uygulanması ve sınır koşulları gibi ön işlem adımları. Analiz için dikkate alınan eleman tipi ikinci dereceden R-Trais, meshleme tipi ise tetra meshdir. Optimizasyon öncesi 7,25kg olan parça optimizasyon sonrası 4,83kg’ye düşerek toplamda 2,87kg hafifletme sağlanmıştır [12].

Rahman ve arkadaşları tarafından hazırlanan makalede otomobil ön süspansiyonundaki salıncak parçasına benzer konsept bir parça tasarımı gerçekleştirilmektedir. Bu konsept tasarıma Hyperworks yazılımında yapısal dayanım ve yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Ardından topoloji optimizasyonu uygulayarak minimum %20 oranında ağırlık azaltılması hedeflenmiştir. Topoloji optimizasyonu yapılarak farklı iterasyonlar incelenmiştir. Son tasarımda %25 ağırlık azaltılması elde edilmiştir [13].

Literatür taramasında incelenen toplamda 13 adet tez ve makalelere bakıldığında bir sonraki başlıklarda içeriği oluşturulan bu tezin amacı ile örtüştüğü görülmektedir. İncelenen tüm çalışmalardaki işlem ve süreç akış süreci benzerdir. Yapılan çalışmalar bu tezin oluşturulmasına çok büyük katkılar sağlamıştır. İncelenen çalışmaların büyük çoğunluğu otomotiv sektöründen alınmıştır. İlk başta mevcut bir alt sisteme ait parça seçilmektedir. Bu parçanın sınır koşulları belirlenmektedir, ardından mevcut parçanın statik analizi yapılmaktadır ve parçanın dayanım değerleri elde edilmektedir. Analiz sonucuna göre topoloji optimizasyonu gerçekleştirip, parçada hafifletme işlemi yapılmıştır. Hafifletilen tasarıma tekrar statik analiz yapılarak dayanım değerleri içerisinde olup olmadığı kontrol edilerek hafifletilen modelin tasarım doğrulaması yapılmaktadır.



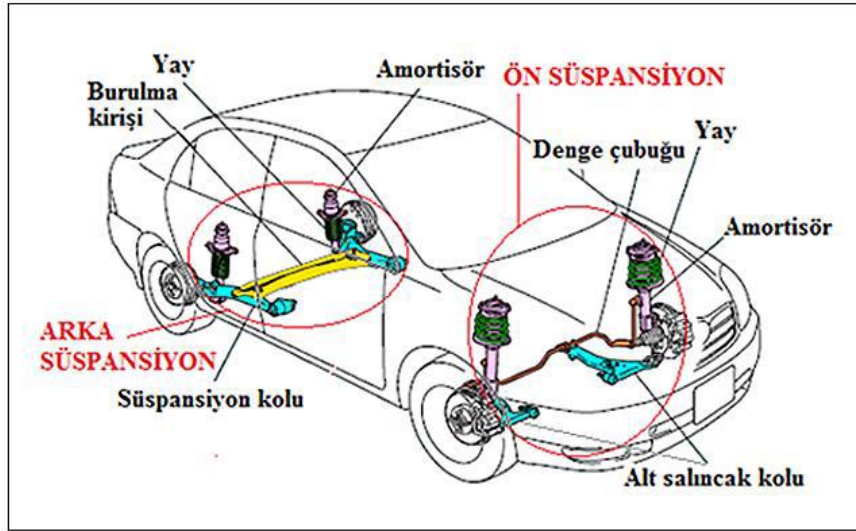
3. OTOMOBİLLERDE SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Bir araçtaki tekerleklerin otomobil ile bağlantısını gerçekleştiren bütün parçaların hepsine süspansiyon sistemi denir.

Bir otomobil süspansiyonunun, iyi bir şekilde güvenli yol tutuş ve vermiş olduğu sürüş performansı olması, keskin veya daha yumuşak virajlarda direksiyon hakimiyetini sağlayabilmesi ve hareketi süresince otomobile etkiyen kuvvetleri sönümlemesi gerekmektedir. Günümüz koşullarında mevcut pazar ve müşteri ihtiyaçlarını karşılayan çeşitli süspansiyon sistemleri bulunmaktadır.

Süspansiyon sisteminin alt bileşen parçalarına baktığımızda yay, burç, amortisör, çubuk, bağlantı ve kollardan oluşmaktadır. Bu bileşenler sayesinde yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri absorbe ederek sürüş konforu ve güveni sağlayan bir sistemdir. Süspansiyon sistemi Şekil 3.1’de gösterildiği üzere araç gövde yapısı yani şasisi ve tekerlekler arasında yer almaktadır ve gövdeyi akslar üzerinde tutan otomobilin kritik bir alt sistemidir [11].

Eğer süspansiyon sistemi kullanmış olduğumuz otomobillerde olmasaydı akslar direkt şasiye bağlansaydı sürüş esnasındaki yoldaki tüm engebe, çukur ve pürüzlerden kaynaklanacak olan titreşim ve darbeler araca aktarılırdı. Bu da sürüş sırasında konforu, güvenliği, titreşimden kaynaklı diğer komponentlerdeki yorulmaların hızlanarak parçaların kırılmaya sebep olması ve yüksek hızlara çıkmayı olumsuz etkileyen bir durum olurdu. Günümüz şartlarına baktığımızda araçların yüksek hızlarda bile sürücü ve yolculara konforlu sürüş sağlaması süspansiyon sisteminin çalışma prensibi ve amacının sonucudur [15].

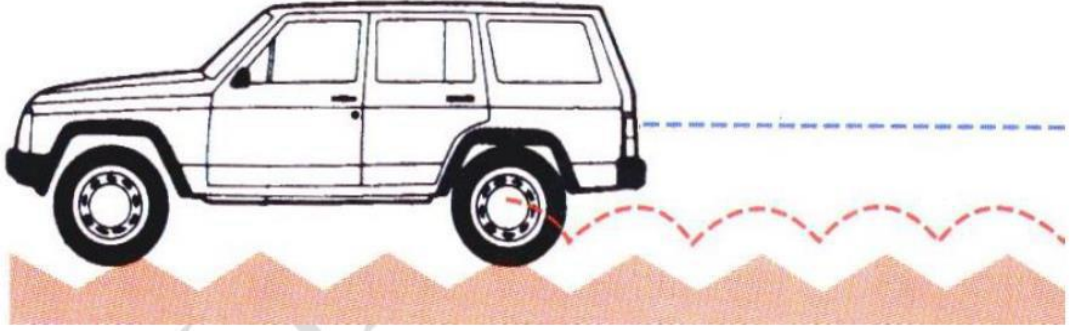


Şekil 3.1. Süspansiyon sisteminin araç üzerinde gösterimi [16].

3.1. Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Süspansiyon sistemi, otomobili kullanan kişiye ve otomobil içerisindeki yolculara sürüş konforu sunan ve güvenliği için olmazsa olmaz, performans ve de enerji bakımından da dolaylı da olsa ihtiyaç duyulan bir otomobil alt sistemidir. Otomobillerdeki süspansiyon sisteminin görevleri aşağıdaki şekilde maddeler halinde özetlenebilir;

- Otomobil yolda giderken yolun düz olmayan yerlerdeki yapısından kaynaklı istenmeyen kuvvetlerin sönmülenererek otomobil sürüş konforunun artırılmasını sağlamak.
- Otomobilin düzgün olmayan bozuk yol koşullarında, kıvrımlı yollarda ve her türlü viraj durumlarında statik ağırlığını dengelemektedir. Bu dengeleme özelliği süspansiyondaki vuruş etkisiyle alakalıdır; virajdaki dönme esnasında ağırlığın aracın yüksek kısmından alçak kısmına geçişini sağlayarak otomobilin dönüşünü kolaylaştırır.
- Şekil 3.2’de düzgün olmayan engebeli bir yolda otomobilin tekerlekleri kırmızı kesikli çizgi hattını takip ederken, tekerlek haricindeki araç gövde yapısı süspansiyon sistemi sayesinde mavi kesikli çizgi hattını takip eder ve yol engebelerini hissetmez.

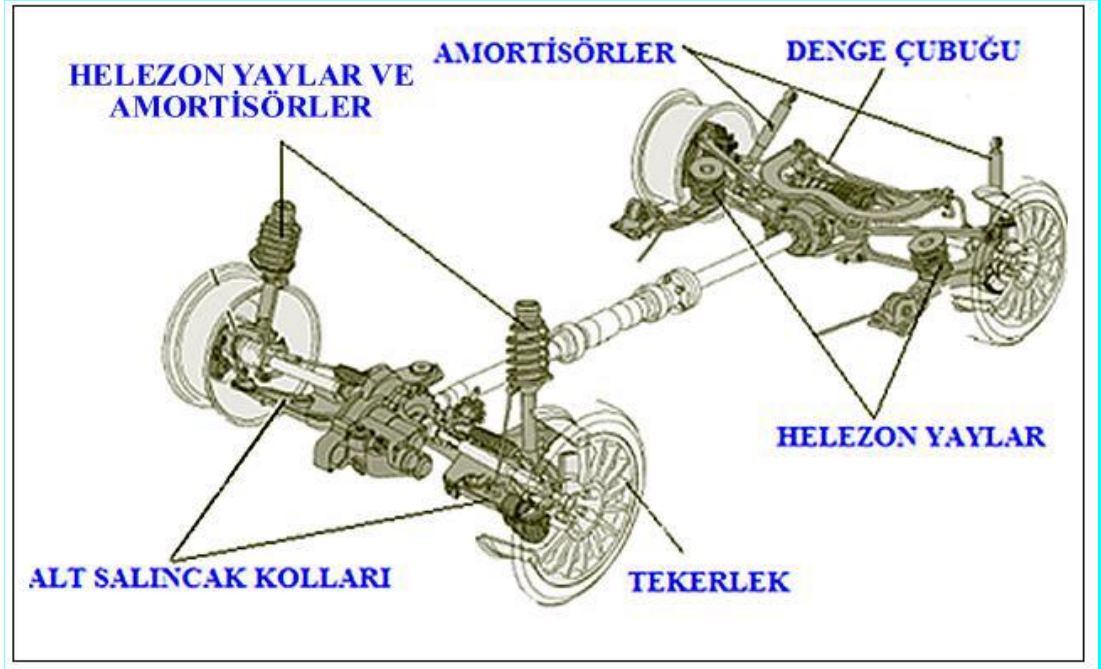


Şekil 3.2. Aracın engebeli yoldaki hareketi [14].

- Yoldan gelen tepki kuvvetlerinden dolayı diğer alt sistemlere olan kuvvet aktarımını azaltarak, diğer mevcut alt sistem parçalarının korunur.

3.2. Süspansiyon Sistemi Elemanları

Geleneksel bir standart süspansiyon sistemi aşağıdaki maddelerde belirtilen temel parçalardan bir araya gelmektedir. Şekil 3.3’de süspansiyon sistemine ait elemanlar gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Süspansiyon sistemi elemanları [17].

- Amortisörler

Yayların serbest salınımlarını sönümleyerek veya kontrol altında tutarak sürüş konforunu sağlamak amacıyla kullanılırlar [17].

- Yaylar

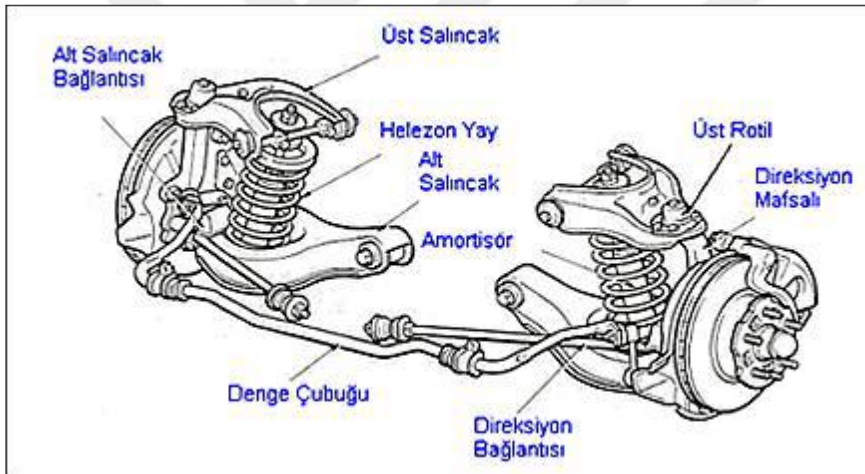
Yol yüzeyinden alınan sarsıntıları ve darbeleri sönümleyen süspansiyon sistemi elemanlarıdır. Süspansiyon sistemi çeşidine göre; helezon yaylar, yaprak yaylar, burulma çubuklu yaylar veya hidrolik-pnömatik yaylar kullanılabilir [17].

- Denge Çubuğu

Dönüş esnasında aracın yana yatması ile meydana gelen merkezkaç kuvvetine bağlı olarak aracın savrulmasını önlemek için kullanılan süspansiyon sistemi elemanına denge çubuğu denir [17].

- Salıncak Kolu

Salıncak kolları yandan ve önden gelen kuvveti alırken yayın sadece dikey yükü desteklemesine imkân verir. Tekerlekleri düzgün konumda tutar. Salıncak kolları ön süspansiyon sistemlerinde aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün (Şekil 3.4.) oluşturur [17].



Şekil 3.4. Salıncak kolları ve bağlantıları [17].

3.3. Süspansiyon Çeşitleri

Otomobillerde kullanılan süspansiyonların çeşitleri sabit ve bağımsız olarak ikiye ayrılmaktadır. Sabit süspansiyonlu otomobiller, sağ ve sol tekerleğin tek bir aksı ortak olarak kullandığı araçlardır. Bunun sonucu olarak baktığımızda sol ya da sağ tekerleğin bir engel sonucu yukarı yönlü hareket etmesi ya da çukura girmesi durumunda diğer tekerleğin de aynı veya benzer hareketi yapması sağlanır. Günümüz teknolojisi ve şartlarını göz önünde bulundurduğumuzda kamyonet tarzı ağır vasıtalarda ya da binek otomobillerin arka tekerlerinde genellikle sabit süspansiyon kullanılmaktadır. Bağımsız süspansiyona gelecek olursak eğer isminden de anlaşıldığı

üzere çalışma mantığı ve özelliklerinden dolayı böyle adlandırılmıştır. Bir diğer tabirle bağımsız süspansiyon sisteminde tekerler birbirinden bağımsız olarak hareket ederler. Sağ arka tekerlek bir tümsek üzerinden geçtiğinde diğer tekerlekler aynı hareketi yapmaz. Yani tümsek üzerinden geçmeyen tekerler ne aşağı ne de yukarı bir hareket yapmayarak, normal olarak çalışmasını sürdürür. Bağımsız süspansiyonun diğer tekerlerden bağımsız olmasıyla sürüş konforuna olan katkısı oldukça büyüktür. Otomobil içerisindeki yolcuların ve sürücünün daha rahat ve konforlu seyahat etmesine olanak sağlar.

Süspansiyon sisteminin çeşitleri;

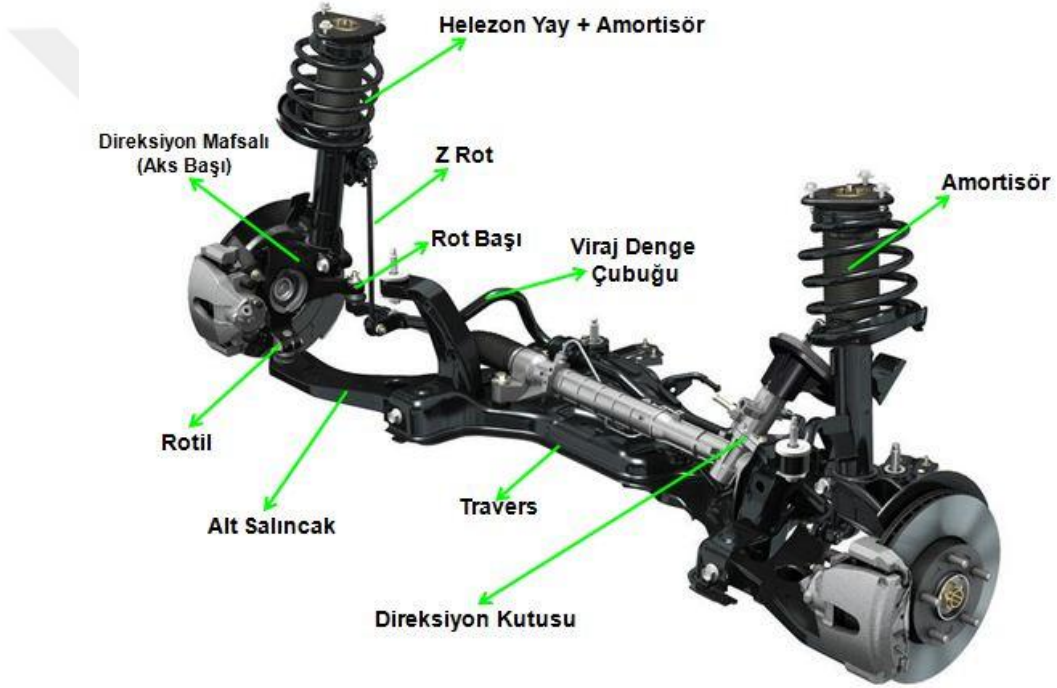
- Sabit süspansiyon sistemleri
- Serbest süspansiyon sistemleri ikiye ayrılmaktadır;
 - Double wishbone(Çift salıncaklı)
 - MacPherson

Süspansiyon sistemleri performansı, araç güvenliğini, konforu ve hissedilen gürültüyü direkt olarak etkilemektedir.



4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ SALINCAK KOLU

Otomobillerdeki ön süspansiyon sisteminin önemli göreve sahip olan parçalarından biri olan ve bu tez içerisindeki çalışmanın konusu olan salıncak kol parçasının kullanım yeri, görevleri, otomobil içindeki fonksiyonları, tasarım aşamaları, üretim yöntem ve aşamaları gibi konularda bilgiler bu başlık altında anlatılmıştır. Şekil 4.1’de bir otomobildeki ön süspansiyon sisteminin parçaları gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Otomobil ön süspansiyonu [2].

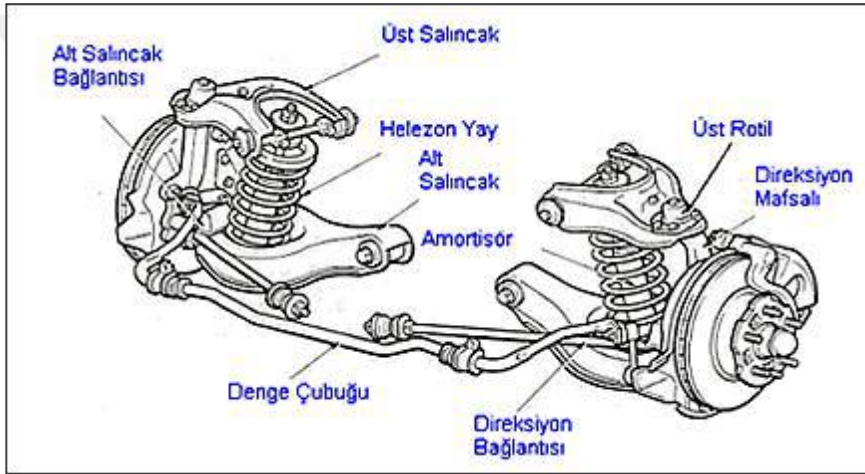
Salıncak kolları, süspansiyon sisteminin birer parçasıdır. Şekil 4.1’de görüldüğü üzere salıncak kolunun görevi tekerlerin düzgün konum ve pozisyonda tutulmasını sağlamak ve bunu sağlarken de aşağı ve yukarı yönlü hareketler yapmasına izin vermesidir. Bu sayede istenmeyen kuvvetleri de bir miktar sönümlemektedir.

Salıncak kolları ya da tekil adıyla salıncaklar lastikler/tekerlekler ile uyumlu şekilde çalışırlar. Bu işleyiş esnasında araç içerindekilerin en önemli talebi olan kabin sarsıntısının az olması gereksinimini salıncakın sönümleme olayını yapabilme durumu olarak ifade edebilmek mümkündür. Salıncak kollarının rijitlik değerlerinin yüksek

olması ortaya çıkan ve yer düzleminden gövdeye aktarılan enerjiyi sönümleyebilmesi ve devamında doğal bir beklenti olan taşıtın kullanım süresince tekrarlı yükler neticesinde oluşan yorulmalara mukavemet göstermesi gerekmektedir [18].

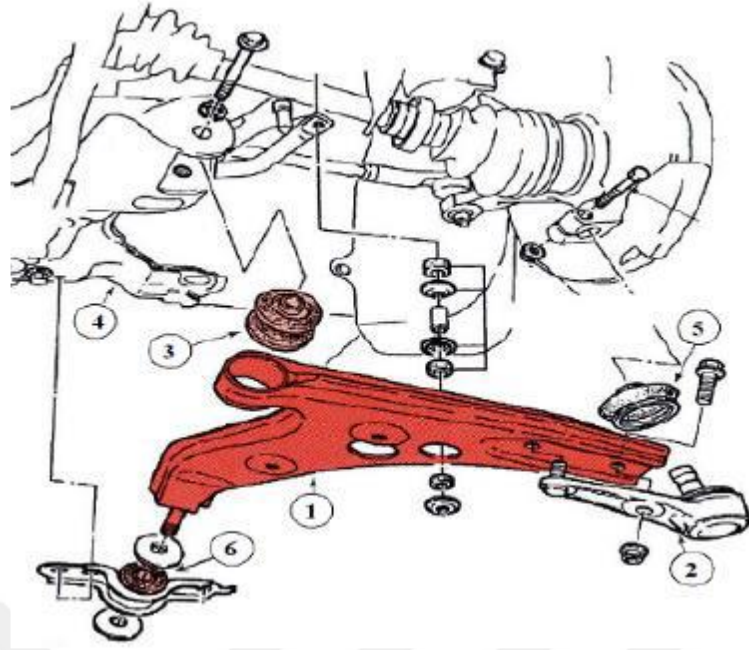
Salıncak kollarının maruz kaldığı kuvvetleri ise; araç ekseni doğrultusunda meydana gelen ivmelenme ve frenleme, yanıl doğrultuda ortaya çıkan viraj kuvvetleri, dikey doğrultuda oluşan araç ağırlığı nedeni kuvvet şeklinde ifade edebiliriz [19].

Salıncak kolları yandan ve önden gelen kuvveti alırken yayın sadece dikey yükü desteklemesine imkân verir. Tekerlekleri düzgün konumda tutar. Salıncak kolları ön süspansiyon sistemlerinde aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün (Şekil 4.2.) oluşturur [17].



Şekil 4.2. Salıncak kolları ve bağlantıları [17].

Her salıncak bağlantı yerlerine kauçuk malzemeden yapılmış burçlar ile yataklanır ve tekerleklerin yoldan aldıkları darbeler burçlarla desteklenen bu bağlantı noktalarında sönümlenir. Şekil 4.3’de salıncak yapısı ve süspansiyon sistemiyle bağlantısı gösterilmiştir [20].

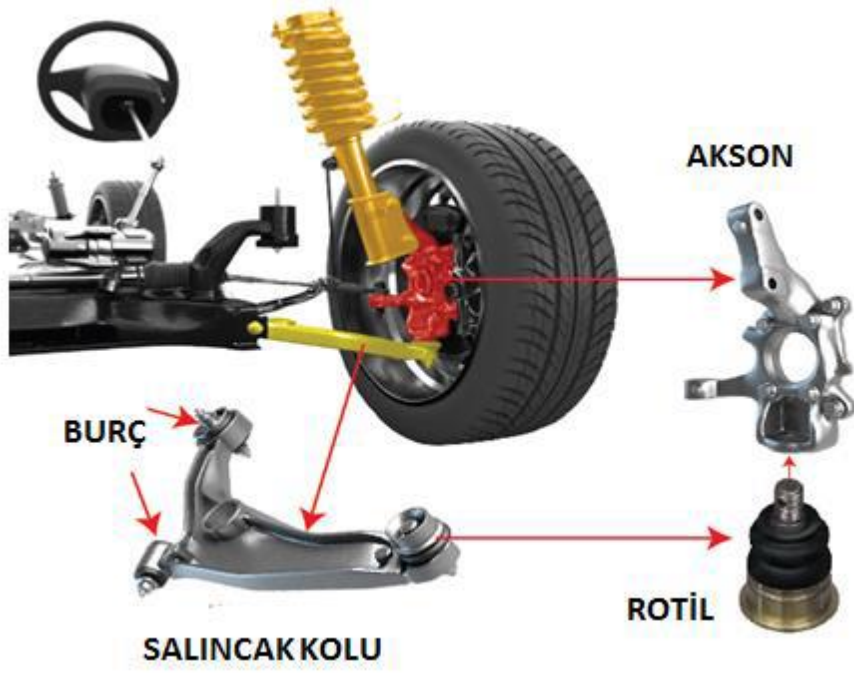


Şekil 4.3. Süspansiyon sisteminde salıncak [20].

Süspansiyon sistemi aracın her türlü yol durumuna kendini adapte edebilmesi sağlar salıncaklarda bu sistemin bir parçası olarak her tekerleğin bağımsız olarak esnemesinde rol oynar. Bu sayede taşıtın yol üzerindeki hareket kararlılığı desteklenir [20].

Salıncak kolu parçası, otomobilde ön tekerleklerin şaseye bağlantısını sağlayan elemanlardır. Salıncak kolu şaseye burçlar vasıtasıyla araç sürüş ekseninde dönme serbestliği verilerek monte edilmektedir. Şekil 4.4'te gösterildiği üzere salıncak kolu parçası tekerleğe gelen yükün şasiye aktarılmasında büyük rol oynar. Parçanın tekerlek göbeğindeki bağlantı noktası aksona montajlanan rotül parçası iken şasideki bağlantı noktası burçlardır [21].

Salıncak kolları imalat yöntemi bakımından sac şekillendirme, dövme veya döküm şeklinde imal edilirler. Malzeme olarak belirli serilerde alüminyum veya çelik kullanılmaktadır. Sac şekillendirme yöntemi ile imal edilen parçaların malzemesi araç ağırlığına ve çeşidine göre farklılıklar gösterebilir [21].



Şekil 4.4. Araçlarda kullanılan salıncak kolu [21].

5. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE SONLU ELEMANLAR METODU

5.1. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu dediğimizde aslında kastettiğimiz şey, belirli bir yükleme, sınır koşulları ile tanımlanmış bir alanın malzeme yoğunluğuna en uygun şekilde geliştirme çalışması diyebiliriz ya da kısaca bir modelin performansını sınır koşulları ile birlikte iyileştirmeye çalışmak şeklinde tanımlayabiliriz. Topoloji optimizasyonunda verilen limitler içerisinde en az ağırlığı sağlamak için parça boşaltma işlemi gerçekleştirilmektedir.

Topoloji optimizasyonu kullanmamızın nedenleri;

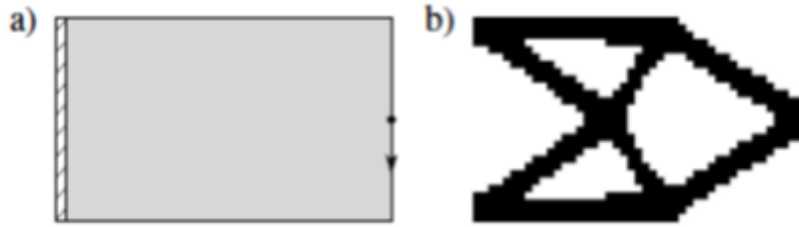
- Performansı tasarımla geliştirmek
- Ağırlığı azaltma
 - Gerilmelerin yoluna göre ağırlık azaltma işlemleri yapabiliriz.
 - Bu sayede ağırlık olarak mevcut ürüne göre daha hafif ve dayanıklı modelleri üretebiliriz.
- Maliyet düşürmek
 - Ağırlık azaltma ile beraber üretim, süre, enerji, işçilik maliyeti düşer.
- İmalata uygun parça tasarımı
- Döküm, eklemeli üretim vb...

Topoloji optimizasyonunun hedefi, belirlenmiş bir yükleme ve sınır koşullarının altındaki belirli bir tasarım alanı içerisindeki malzemenin optimum olarak dağılımını bulmaktır. Belirlenen yüke en az destek olan yüzeyler bu yöntem sayesinde saptanmış olur ve parça ağırlığı azaltmak için bu belirlenen alanlar tasarımdan boşaltma yöntemiyle çıkartılır. Elde edilen sonuçta iyi bir konsept tasarımın elde edilebileceği ideal bir malzeme dağılımına ulaşılmış olur.

Malzeme dağılımı yöntemini kullanan topolojik tasarım yaklaşımı, tasarım değişkeni olarak belirlenen malzeme yoğunluğunun optimal dağılımının hesabı temeline dayanmaktadır. İnterpolasyon işleminin temel amacı, 0 ile 1 arasında değişen malzeme yoğunluğunun uygun biçimde sınırlandırılarak siyah-beyaz (0-1) tasarıma

ulaşılmasının sağlanmasıdır. Bu bağlamda tasarım sürecinin ilk aşamalarında topoloji optimizasyonun kullanılması, tasarım sürecini kısaltılmasına ve potansiyel iyi tasarımların ortaya çıkarılmasına yardımcı olur [22].

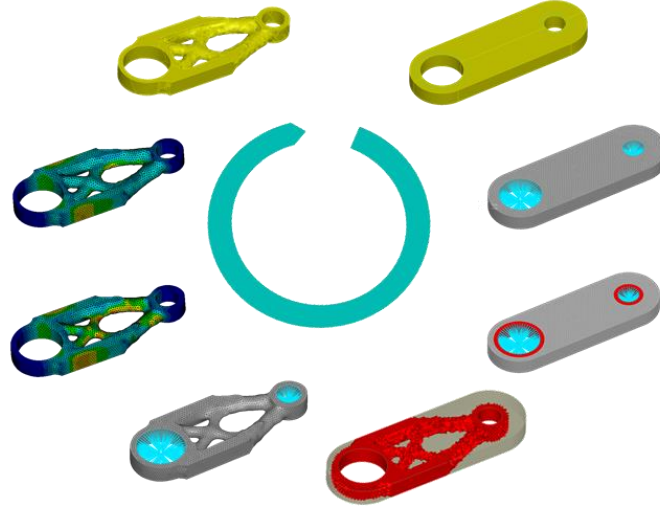
Topoloji optimizasyonu istenen sınır koşullarını, kısıtlamaları ve davranışları karşılayan optimum malzeme dağılımından oluşan optimum yapı kompozisyonunu elde edebilen bir tasarım optimizasyon yöntemidir. Boyutlandırma ve şekil optimizasyon yöntemlerinden farklı olarak topoloji optimizasyonu ilk tasarım parametrelerine bağlı değildir ve genişçe bir tasarım yüzey alanına sahiptir. Bu nedenle havacılık, otomotiv, mimari vb. alanlarda kullanılan yüksek performanslı, hafif ve çok işlevli yapılara ulaşmak için çalışmalar yapılmıştır.



şekil 5.1. a) Konsol kirişin tasarım alanı ve sınır koşulları ve b) Topoloji optimizasyon sonucu temsili görsel.

Tasarım aşamasına ilk başlanıldığında basit geometriler ortaya çıkmaktadır. Tasarım şekillendikçe bununla eş zamanlı olarak da tasarım optimize sürecinde olmalıdır. Buna yardımcı olup, destekleyecek en iyi yöntemlerden birisi de topoloji optimizasyonudur (şekil 5.1.).

Topoloji optimizasyonu mümkün olan bütün iterasyonları ortaya koymaktadır. Belirlenen yükleme ve sınır koşulları açısından optimum geometriyi elde etmeyi amaçlar. Topoloji optimizasyonunun aşamalarına ait örnekle bir görsel aşağıdaki şekil 5.2’de gösterilmektedir.



Şekil 5.2. Topoloji optimizasyon aşamaları örneği.

5.2. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar yöntemini tanımlayacak olursak, mühendislik ve matematiksel modellemede ortaya çıkan diferansiyel denklemleri sayısal olarak çözmek için popüler bir yöntemdir. Bu bölümde sonlu elemanlar yönteminin, mühendislik problemlerine çözüm olması açısından önemini, uygulama alanları, kullanımı, avantajları ve dezavantajları hakkında bilgiler verilmiştir.

5.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarih içerisindeki gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi tümünden bütüne doğru gitme yönetimini benimseyen genel prensibe dayanmaktadır. Sonlu eleman dediğimizi iki veya üç boyutlu bütünün bir parçası veya bir bölgesi olarak tanımlayabiliriz.

Bu yöntemin ilk ve en geniş uygulama alanı "gerilme analizi"dir. Sonraları ısı analizi, akışkan analizi, piezoelektrik analizi, elektrik analizi vb. alanlarda da kullanılmıştır [23].

Diş hekimliğinde sonlu elemanlar gerilme analizi ile ilgili yapılan ilk çalışma Ledley and Huang'ın (1968) yaptıkları araştırmadır. Bu çalışmada, matematik modeli elde edilmiş bir dişe çeşitli yönlerde kuvvetler uygulanmış ve bu kuvvetlerin dişi destekleyen kemik dokusunda meydana getirdikleri gerilmeler değerlendirilmiştir. Yöntemin bugünkü anlamıyla diş hekimliğinde uygulanması ise; 1970'li yıllarda Farah ve arkadaşlarının (1974) yaptıkları araştırma ile başlamış, son 20 yıldır da implant, tedavi ve protez alanlarında da kullanılmıştır [23].

5.2.2. Sonlu elemanlar metodu

Karmaşık mühendislik problemlerinin kontrol edilebilir parçalarla çözümünü sağlayan sonlu elemanlar yöntemi, birçok mühendislik uygulamasında kullanılan yaygın ve kullanışlı bir çözüm yöntemidir.

Karmaşık mühendislik problemleri, aynı karmaşıklığa sahip çözümleri içerir. Bu karışıklığı da çözüm aşamasını da hassasiyetten uzaklaştırır. Karmaşık problemleri en kısa yoldan giderek ve doğru sonuca en yakın çözümü sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılabilmektedir. Çözülemez gibi görünen problemler bile bu yöntemle çözülebilir.

Sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktaki asıl mantık, karmaşık ve zor bir problemi basite indirgeyerek çözüme en kısa yoldan ulaşmayı sağlamaktır. Bu yöntem ile çözüm bölgesi çok sayıda basit, düzgün ve birbirlerine bağlı sonlu elemanlar adı verilen alt bölgelere ayrılmıştır. Yani birbirine birden çok sayıda noktada birbirine bağlanmış parçalara ayrılan problemin çözümüne gitmek çok daha kolay bir şekildedir.

5.2.3. Bazı sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı alanlar

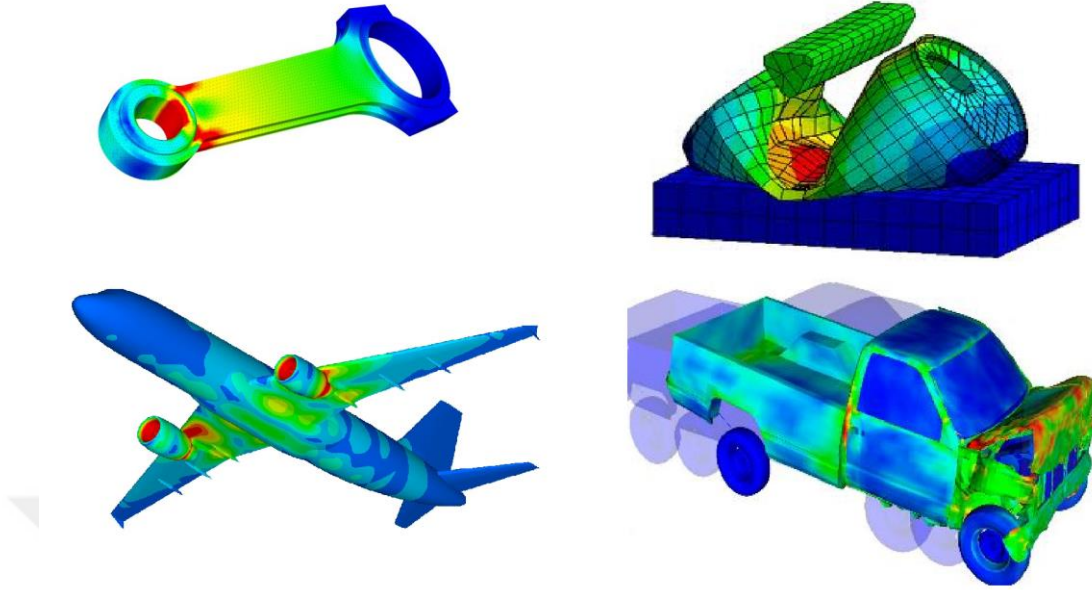
Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı alanlara baktığımızda endüstrinin savunma sanayi, havacılık ve uzay, beyaz eşya, otomotiv, biyomedikal ürünler başta olmak üzere birçok çeşitli alanlarda efektif olarak kullanılmaktadır. Endüstrinin yanı sıra inşaat sektöründe de köprülerde kullanılmaktadır. Tarihsel gelişime de baktığımızda diş hekimliği ve tıp alanlarında da bu yöntemin kullanımı oldukça yaygındır. Bu sektörler hariç gelişen teknoloji ile baktığımızda kullanım alanları gün geçtikçe hem derinleşip hem de genişlemektedir. Belirtilen sektörlerde yapılmış bazı uygulama sonuçları Şekil 5.3'te gösterilmiştir.

Bu yöntem ile hem statik ve hem de dinamik analizler gerçekleştirilebildiği gibi doğrusal ve doğrusal olmayan analizlerde gerçekleştirilebilmektedir.

Doğrusal ve doğrusal olmayan analizler;

- Akustik,
- Akışkanlar mekaniği,
- Isı transferi,
- Elektromanyetik,
- Zemin mekaniği,

- Biyomekanik,



Şekil 5.3. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı bazı alanlar.

5.2.4. Sonlu elemanlar yöntemini kullanmanın avantaj ve dezavantajları

Sonlu elemanlar yöntemini kullanmanın bizlere getirdiği avantajları genel olarak;

- Problemleri hızlı ve pratik olarak tespit edip düzeltmemize olanak sağlar.
- Üretilecek olan bir ürünün talep edilen çalışma ve ortam koşullarında çalışabileceği önceden kanıtlanabilir.
- Farklı durumlar ortaya koyarak düşünce farkındalığı sağlar.
- Uygulaması verimlidir ve elde edilebilecek sonuçları istediğimiz şekilde hassaslığını kontrol edebiliriz.
- Ürünlerde tasarım iyileştirmesi yapılarak maliyetlerde ciddi seviyede kazançlar elde edebiliriz.

Sonlu elemanlar yönteminin dezavantajları ise;

- Malzeme bilgisi, yükleme kuvvet değerleri gibi analiz girdilerinin hatalı olarak girilmesi analiz sonuçlarını yanıltarak, parçaların üretimi sonrasında ciddi sonuçlara neden olabilir.
- Karmaşık problemlerde daha hassas, net ve kesin sonuçları görüp bunları yorumlayacak çıktıları elde etmek için yüksek bilgisayar hafızaları, işlemciler gerekmektedir. Bu donanımlar günümüz teknolojisinde sağlansa bile süreler çok uzun olabilmektedir.



6. ÜÇ BOYUTLU TASARIM VE OPTİMİZASYON

6.1. Salıncak Kolu Üç Boyutlu Modellenmesi

Salıncaklar, otomobil süspansiyonunun önemli bir bileşenidir. Salıncak, tekerleklerin istenmeyen yönlerdeki hareketlerini engelleyecek ve kısıtlayacak şekilde tasarlanmaktadır. Salıncağın işlevi esas olarak hızlanma, frenleme ve viraj alma sırasında oluşan kuvvetleri karşılamaktır. Salıncakların bağlantı yerleri kauçuk burçlar ile yataklanmaktadır. Tekerlekler dönme ya da sağ sol hareketini yaparken süspansiyon sistemindeki salıncağın öne doğru ve arkaya doğru olan hareket etme yönelimleri, burçlarla destek verilen bağlantı noktaları tarafından sönümlenmektedir. Salıncaklar ani olarak değişken veya sürekli olarak yüklemelere maruz kalmaktadır. Bundan dolayı salıncak oldukça dayanıklı olması ürün güvenliği açısından zorunludur.

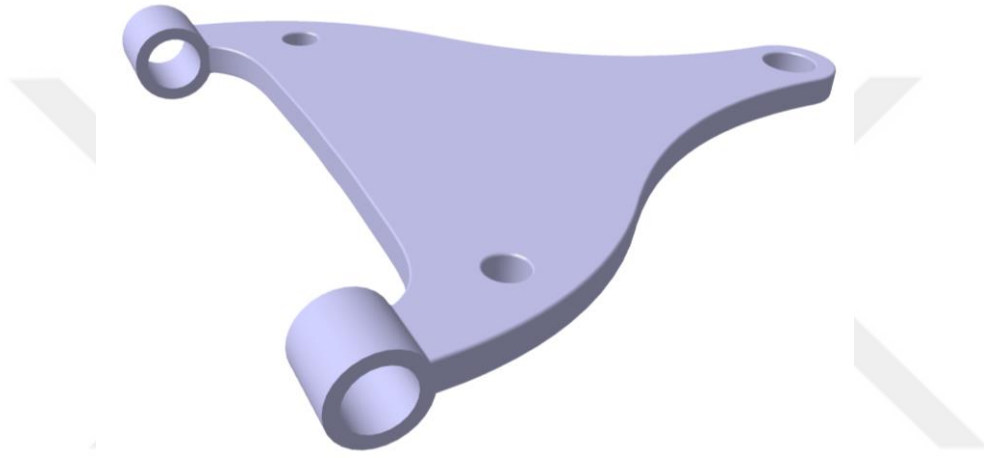


Şekil 6.1. MacPerson sistemindeki salıncak gösterimi [25].

Şekil 6.1’de gösterilen MacPerson sistemi içerisindeki “Lower Control Arm” yani salıncak parçası bu tez içerisinde çalışılacak parçayı temsil etmektedir.

Bu tez kapsamındaki üç boyutlu tasarım aktiviteleri CATIA V5R20 versiyonlu bilgisayar yazılımında yürütülmüştür. Basit veya ön tasarım olarak tabir edilen çalışmalara başlayıp, mukavemet açısından güvenli olacak şekilde tasarım yapılmıştır.

Aşağıdaki Şekil 6.2’de CATIA bilgisayar yazılımında salıncak parçasının basit modellemesi yapılmıştır. CATIA programının part design modülü ile parça tasarlanmıştır. Bu modelleme yapılırken otomobillerde kullanılan salıncak parçaları incelenmiştir. Tasarlanan salıncak parçası alüminyum malzemeden üretilecek bir salıncaktan baz alınmıştır. Parçanın boyutlandırılmasında ise belirli bir otomobile ait salıncak parçasına yakın ölçülendirilme yapılmıştır (Şekil 6.2.).



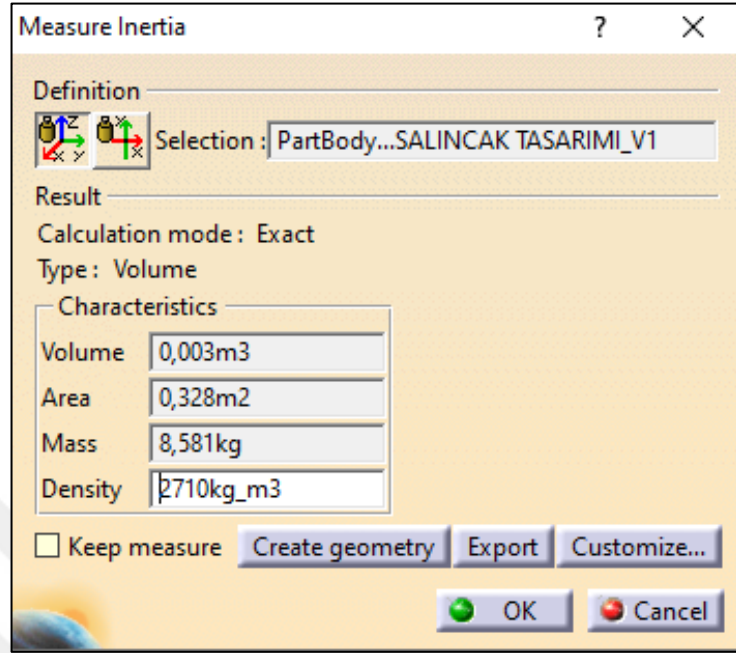
Şekil 6.2. CATIA'da modellenen salıncak parçası.

Yapılan tasarım CATIA programından ANSYS programına aktarılması için *.STP formatında data çıkartılmıştır.

Malzeme seçimi için otomotiv sektöründe süspansiyon parçalarında dövme parçalar için kullanılan alüminyum A6061 alaşımı seçilmiştir. Bu malzemenin detaylı olarak özellikleri 6.2. başlığı altındaki Tablo 6.1’de belirtilmiştir. Alüminyum malzemenin çeliğe göre hafif olması en büyük avantajlarındanır.

CATIA programı sayesinde tasarımı yapılan parçalara malzeme tanımlaması yapılabilmektedir. Malzemeyi tanımladıktan sonra da malzemenin özkütlesi ve diğer özelliklerine göre parçanın ağırlığı, hacmi, yüzey alanı vb. özelliklerini ölçebilmekteyiz. Bu sayede tasarladığımız parçalar üretilmeden önce ağırlıkları hakkında ön bilgiye sahip olabiliyoruz. Tasarlanan 3 boyutlu modelde ve Şekil 6.3’de görüldüğü üzere program sayesinde parçanın ağırlığı 8,581kg olarak hesaplanmıştır.

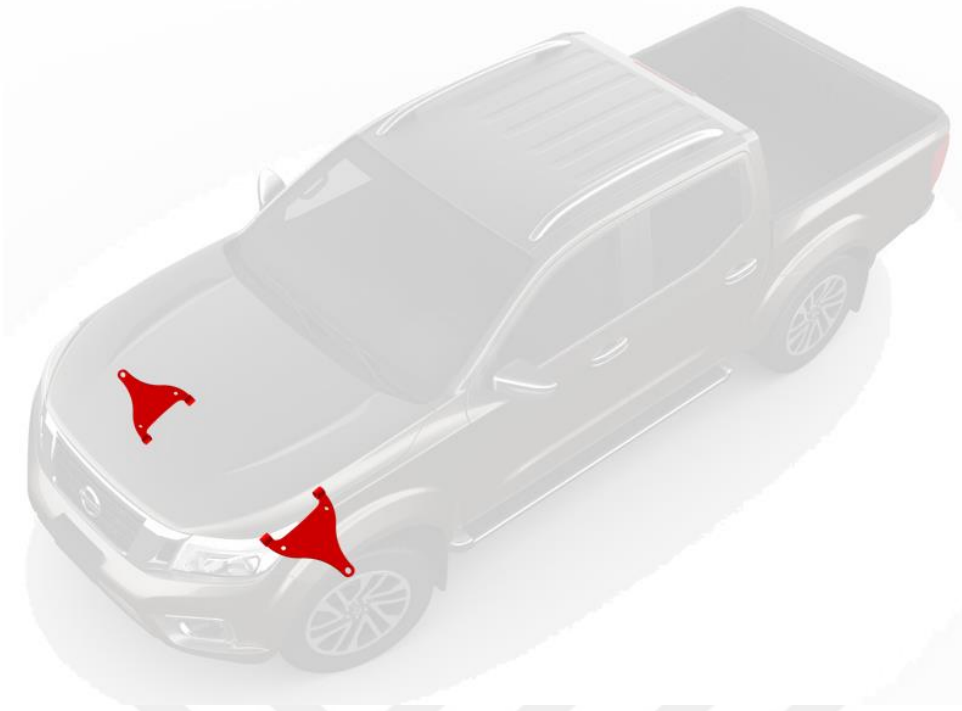
Bu parça ön süspansiyon sisteminde kullanıldığından sol ve sağ tekerlekte bulunmak üzere toplama baktığımızda 2 adet kullanılmaktadır.



Şekil 6.3. CATIA'da parça ağırlık bilgisinin gösterilmesi.

Yapılan çalışmada ilk belirlenen toplam ağırlık 17,162kg olarak ortaya çıkmaktadır.

4.başlık altında detaylı olarak anlatılan salıncak parçasının bir otomobil üzerindeki yerleşimi aşağıdaki Şekil 6.4'teki gibi olmaktadır. Bu parçayı gündelik hayatımızda sokaklarda gördüğümüz otomobillerde gözle ilk bakışta göremeyiz. Bu parçayı Görebilmek için ön tekerleğe doğru eğilerek otomobilin altına bakmak gerekmektedir.



Şekil 6.4. Salıncakların otomobil üzerindeki yerleşim gösterimi.

Bir otomobilin ağırlığındaki değişimin yakıt tüketimini doğrudan etkilediğini herkes tarafından bilinmektedir. Ancak her ağırlık artışı ve azalışın yakıt tüketimine olan etkisinin basit bir formülü yoktur. Çünkü yakıt tüketimini etkileyen sayamayacağımız hesaplanması zor çok fazla parametre vardır. Çünkü bu parametrelere otomobilin lastik aşınma miktarından, otomobili kullanan kişinin kullanım davranışına kadar detaylı olabilmektedir.

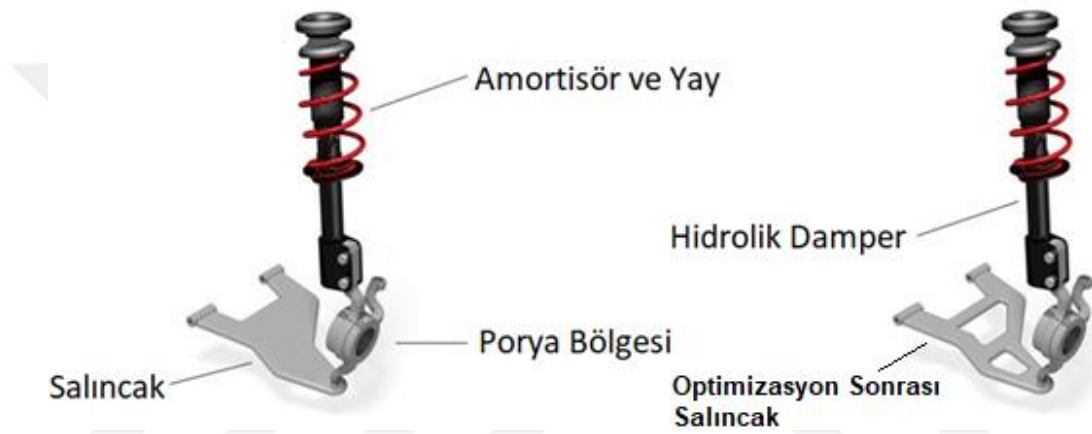
Otomobil üreticileri, çevre kuruluşları ve trafik yönetimi yetkilileri tarafından yapılan testlere göre, ağırlıktaki her yüzde 5'lik artış, yakıt tüketiminde yüzde 2'lik bir artışa neden oluyor [26]. Bu demek oluyor ki 1050kg olan araçtan 50kg'yi çıkartsak %2'lik bir yakıt tasarrufu sağlıyor olacağız. Bu değerleri sonuç değerlendirme kısmında kullanılabilecektir.

6.2. Sonlu Elemanlar Analizi ve Topoloji Optimizasyonu ile Salıncak Parçasının Optimizasyonu

Bir otomobili oluşturan parçaların tasarımını yaparken, başta gelen tasarım kriterlerinden dikkat edilmesi gereken en önemli yer kendilerinden beklenen sağlamlığı yani mukavemet değerlerini sağlamalarıdır. Tekerlekleri aracın şasisine bağlantısını gerçekleştiren salıncaklar maruz kaldıkları yüklerdeki zorlanmalara karşı sağlam ve dayanıklı olmak durumundadır. Denge denklemleri yardımıyla farklı yol

durumlarındaki etki eden değişken kuvvet ve momentler altında çözüme ulaşılması genellikle zordur. Durum böyle olunca farklı metotların kullanılması gerekmektedir. Bu metotlardan sonlu elemanlar analizi günümüz şartlarında en kolay yöntem sayılabilir. Analiz ve bilgisayar destekli tasarım programlarıyla birlikte çalışabilmesi sayesinde özellikle otomotiv, savunma, havacılık-uzay sanayinde çok fazla kullanılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu uygulanmış süspansiyon sistemindeki salıncak parçasının değişimi aşağıdaki Şekil 6.5'te gösterildiği gibi olmaktadır. Bu tez de yapılması amaçlanan çalışmayı özetleyen bir görüntüdür.



Şekil 6.5. Topoloji optimizasyonu sonucu salıncak parçasındaki değişim.

Topoloji optimizasyonu gerçekleştirebilmek için ANSYS Workbench 2023 R2 Student versiyonlu yazılım kullanılacaktır.

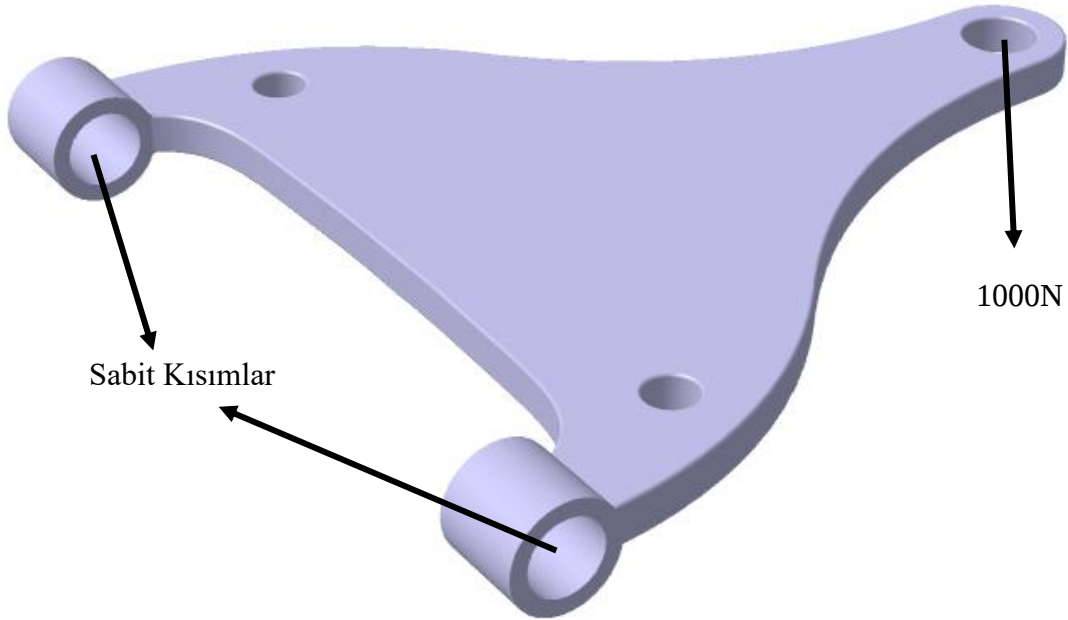
Tablo 6.1. Alüminyum A6061 özellikleri (değerler ansys programından alınmıştır).

Özellik	Değer
Young Modülü	69.04 GPa
Poisson oranı	0.33
Kesme Modülü	25.9 GPa
Özkütle	2713 kg/m ³
Akma Dayanımı	259 MPa
Kopma dayanımı	313 MPa

Bir üst başlıkta ilk tasarımı CATIA programında belirlenen parça ANSYS ile topoloji optimizasyonu gerçekleştirilecektir. Salıncak parçasına yoldan gelen yükler girilmiştir.

Tasarımda belirlenen girdiler;

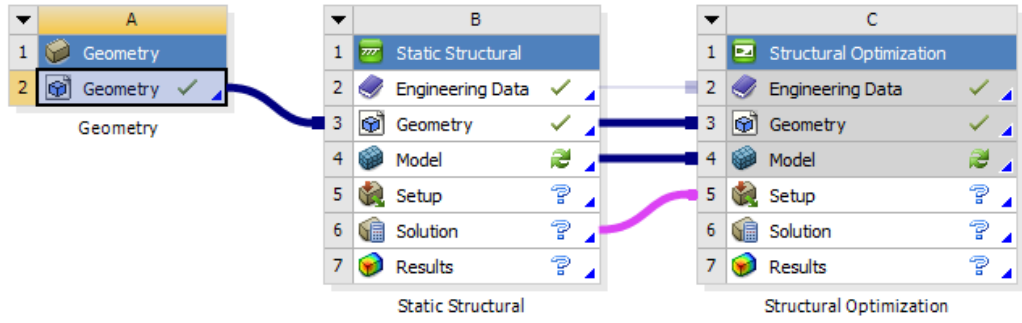
- Malzeme alüminyum A6061'dir.
- Optimizasyon çalışması sadece statik yükleme koşulu için yapılacaktır.
- Analiz aşamasında şasiye montajlanan millerin geçeceği iki kısım eksenel ve teğetsel olarak sabitlenerek sınırlandırılmıştır (Şekil 6.6).
- Yüke yani kuvvete maruz olan kısma ise 1000N'luk Z yönünde kuvvet uygulanmıştır (Şekil 6.6).
 - Bu 1000N'luk değer benzer bir çalışma yapan makaleden elde edilmiştir [2].



Şekil 6.6. Parçaya uygulanan sınır koşullar.

Topoloji optimizasyonu sonucunda parçanın ağırlığında %30 oranında bir azalışı elde etmek amaçlanacaktır.

ANSYS programımızı aştığımızda Şekil 6.7'de gösterildiği gibi öncelikle geometri modülü daha sonra yapısal analiz ve sonrasında yapısal topoloji optimizasyonu sırasıyla yapılacaktır.



Şekil 6.7. ANSYS programı kullanılacak arayüzler.

CATIA’da çizmiş olduğumuz *.STP uzantılı dosyadaki parçayı geometri modülünden ANSYS programı içerisine alınmıştır ve malzeme tanımlaması yapılmıştır (Şekil 6.8.).

	A	B	C	D	E	
1	Contents of Engineering Data				Source	Description
2	Material					
3	Aluminum alloy, wrought, 6061, T6				G	Aluminum, 6061, T6, wrought Data compiled by Ansys Granta , incorporating various sources including JAHM and MagWeb. ANSYS, Inc. provides no warranty for this data.

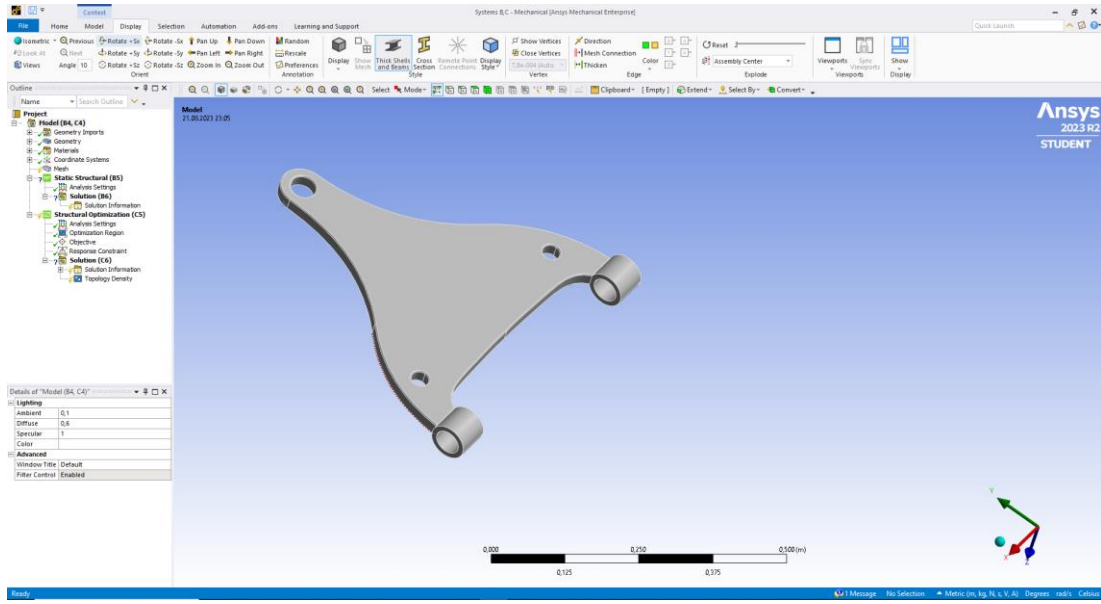
Properties of Outline Row 3: Aluminum alloy, wrought, 6061, T6

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2713	kg m^-3		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	2,278E-05	C^-1		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus and...			
8	Young's Modulus	69,04	GPa		
9	Poisson's Ratio	0,33			
10	Bulk Modulus	6,7686E+10	Pa		
11	Shear Modulus	2,5955E+10	Pa		
12	Tensile Yield Strength	Tabular			
13	Tensile Ultimate Strength	Tabular			

Şekil 6.8. ANSYS programı malzeme ataması.

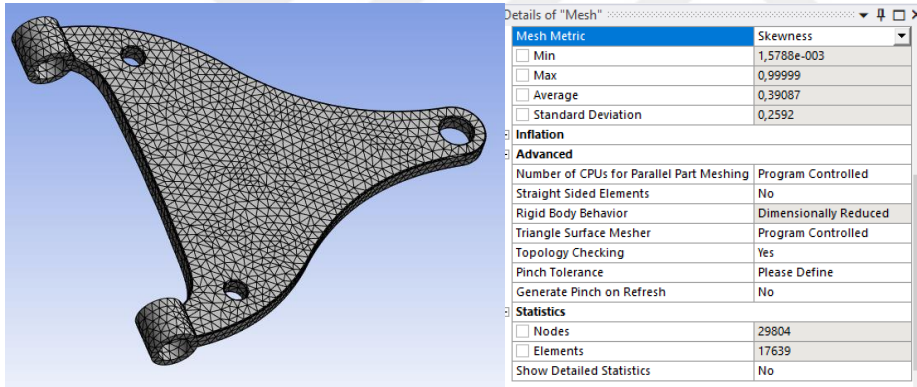
Geometri içeri alındıktan sonra model adımına geçilerek mesh tanımlaması yapılacaktır. Topoloji optimizasyonunda ne kadar küçük mesh atanırsa o kadar doğru sonuçlar ortaya çıkacaktır. Analizin bu adımında;

- Öğrenci lisansı maksimum 32000 nodes’a izin verdiği için mesh sizing 12.5mm olarak girilmiştir.



Şekil 6.9. ANSYS'de 3B boyutlu modelin gösterilmesi.

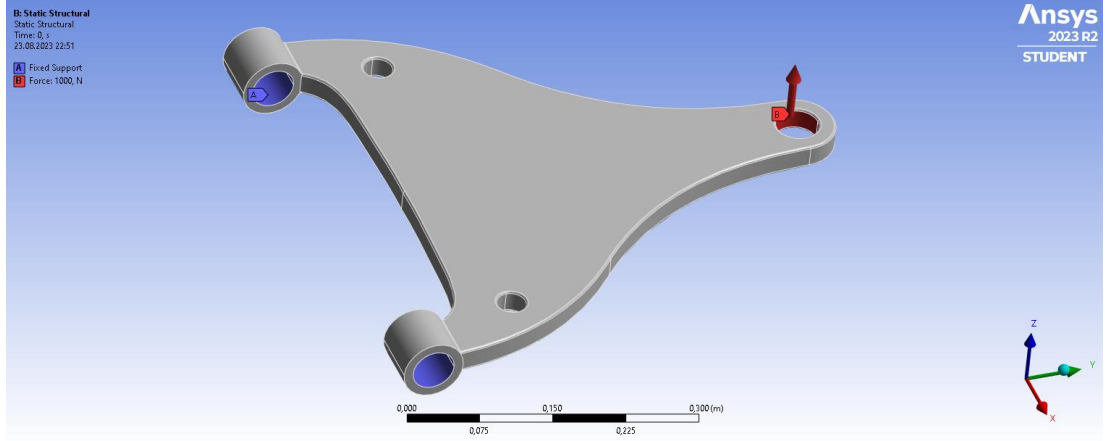
Mesh özelliklerine baktığımızda 29804 Nodes ve 17639 Element olduğunu aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 6.10. Meshli datanın gösterimi ve özellikleri.

- Önceden Şekil 6.6'de belirlenen sınır koşullar model arayüzünde girilmiştir.

CAD modeli üzerinde meshleme yapıldıktan sonra sınır koşulları uygulanmıştır. Şasi ile bağlantı olan arayüzleri olan A noktaları sabitlenmiştir. B noktasına ise Z yönünde 1000N'luk yük uygulanmıştır (Şekil 6.11.).

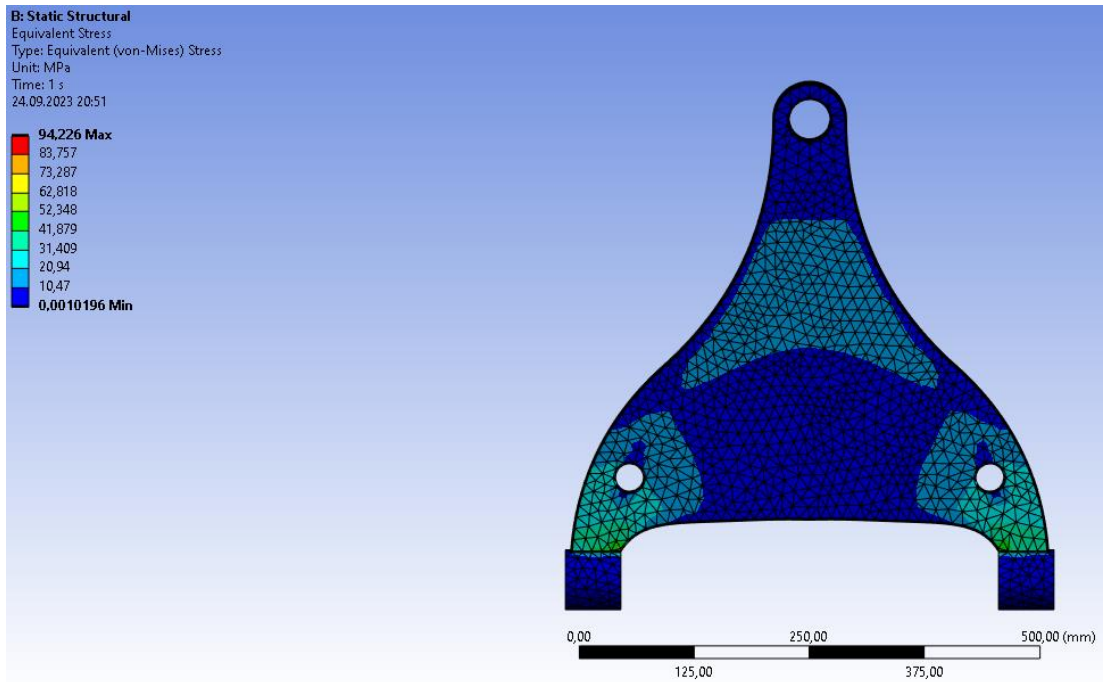


Şekil 6.11. Sınır koşullar A ve B noktalarının gösterimi.

Mevcut model için statik analizden toplam gerilme ve toplam deformasyon sonuçlarına bakılmıştır.

- Mevcut modelin Von-Mises(Eş değer) geriliminin incelenmesi;

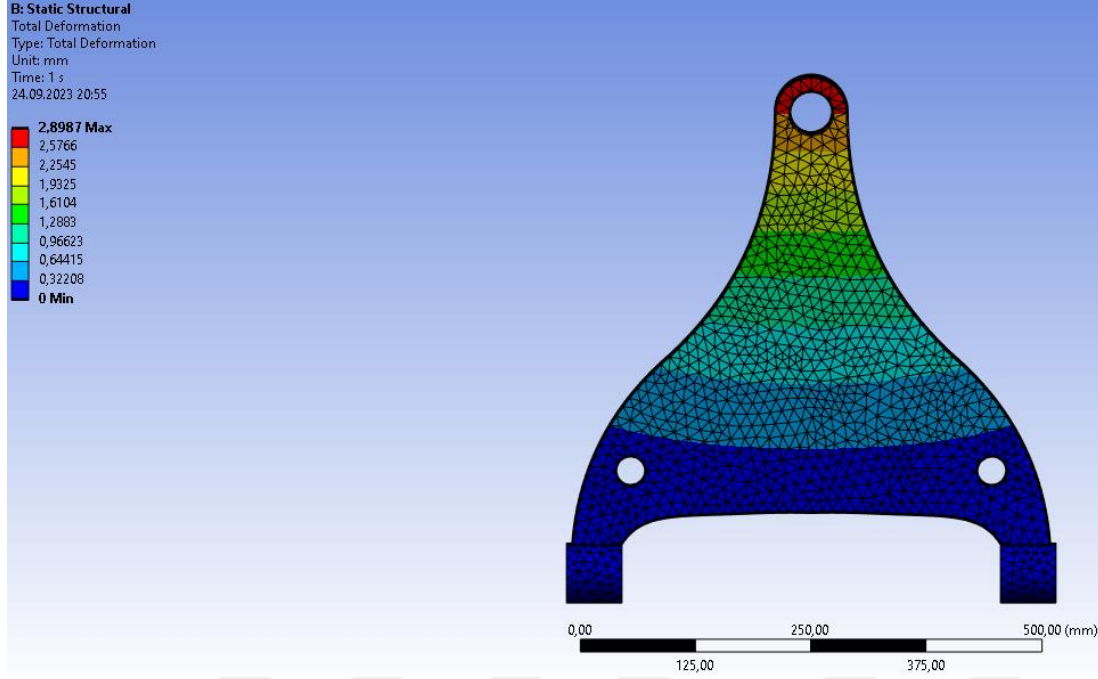
Şekil 6.12’de gösterildiği gibi sabitlenen arayüzlerin dip kısım bölgeleri, yeşil renkli bölgede gösterildiği gibi yüksek gerilime maruz kalmaktadır. Geriye kalan kısım ise daha düşük düzeyde gerilime maruz kalmaktadır ve mavi bölgeyle gösterilmektedir. Maksimum gerilme 94,2MPa olarak bulunmuştur. Tablo 6.1’de malzeme özelliklerinde belirtilen 259MPa akma dayanımının altında kaldığından güvenli tasarım olarak kabul edilebilir.



Şekil 6.12. Mevcut modelin Von-Mises(Eş değer) gerilim sonuçları.

- Mevcut modelin toplam deformasyonunun incelenmesi;

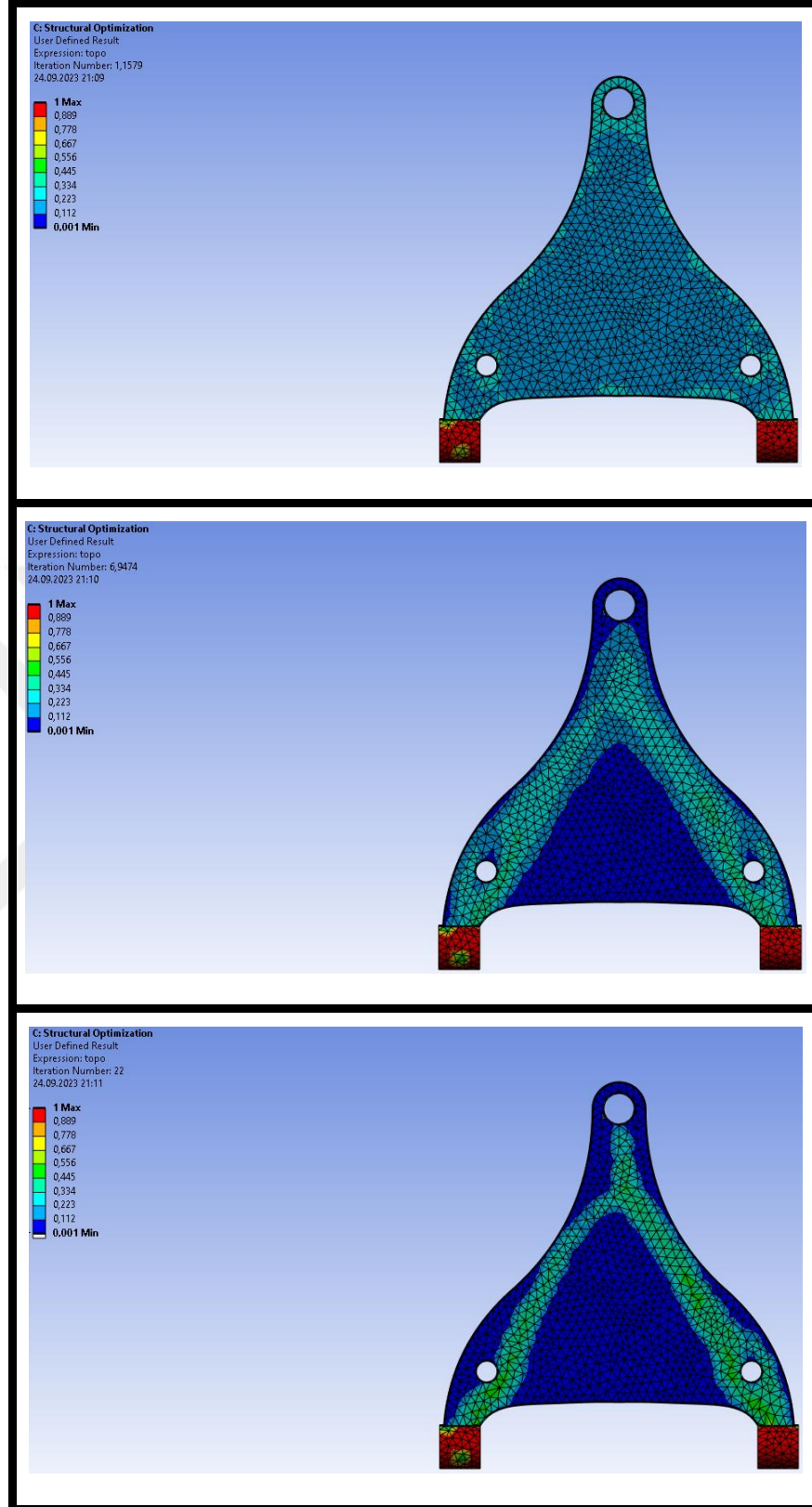
Maksimum toplam deformasyon 2,89mm olarak bulunmuştur. Maksimum deformasyonun olduğu bölge aşağıdaki şekildeki 6.13’de kırmızı ile yük uygulanan bölge etrafında olduğu görülmektedir.



Şekil 6.13. Mevcut modelin toplam deformasyon sonuçları.

Mevcut tasarlanan ilk parçanın statik analizleri ANSYS yazılımında gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar Şekil 6.12’deki ve Şekil 6.13’deki gibi elde edilmiştir. Bu aşamadan sonra artık topoloji optimizasyonu yapılabilecektir.

ANSYS programı üzerindeki topoloji optimizasyonu arayüzünde ağırlık azaltmak hedeflenmiştir. Hedeflenen değer daha önceden de belirtildiği üzere %30’dur. Topoloji optimizasyonunu koşturduğumuzda arka planda 22 farklı iterasyon çalıştığı görülmüştür ve 22. olan optimum seçenek olarak sonuç vermiştir. Aşağıdaki şekil 6.14’de 1., 6. ve 22. iterasyon sırasıyla gösterilmiştir. Yazılım sayesinde tüm ara iterasyonlardaki sonuçları ve datalara erişim imkânı mevcuttur.

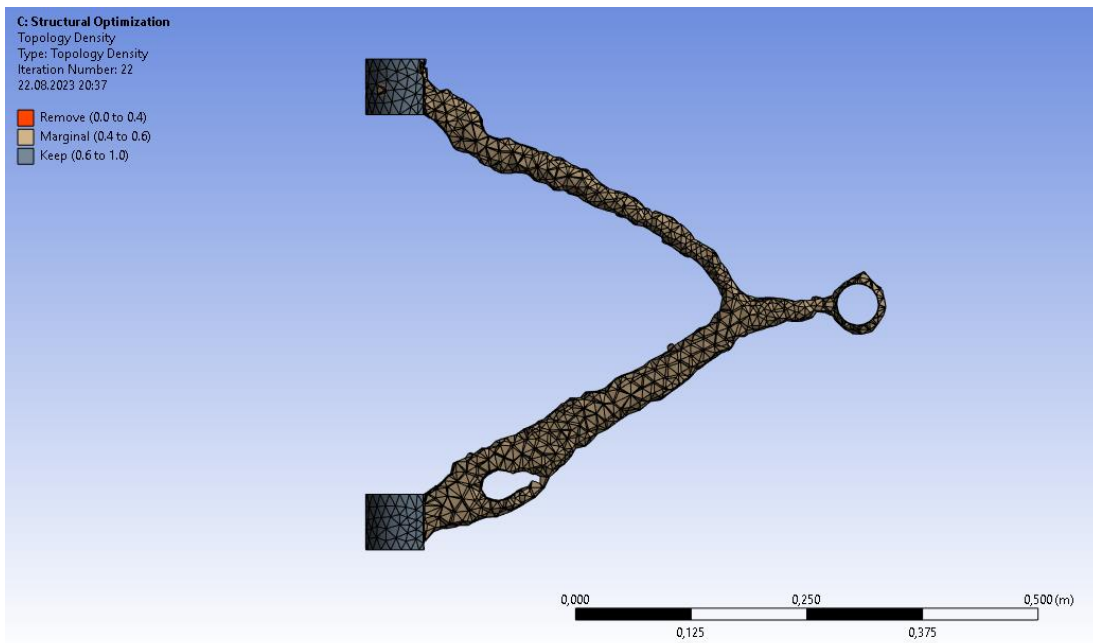


Şekil 6.14. Topoloji optimizasyonu iterasyonları.

22.iterasyon sonucunda aşağıdaki şekil 6.15'deki görseldeki sonuç elde edilmiştir. Çıkan sonuç değerlendirildiğinde maksimum gerilmelerin olduğu bölgelerde malzeme azaltmanın olmadığı görülmektedir. Zaten analiz programının akışına baktığımızda

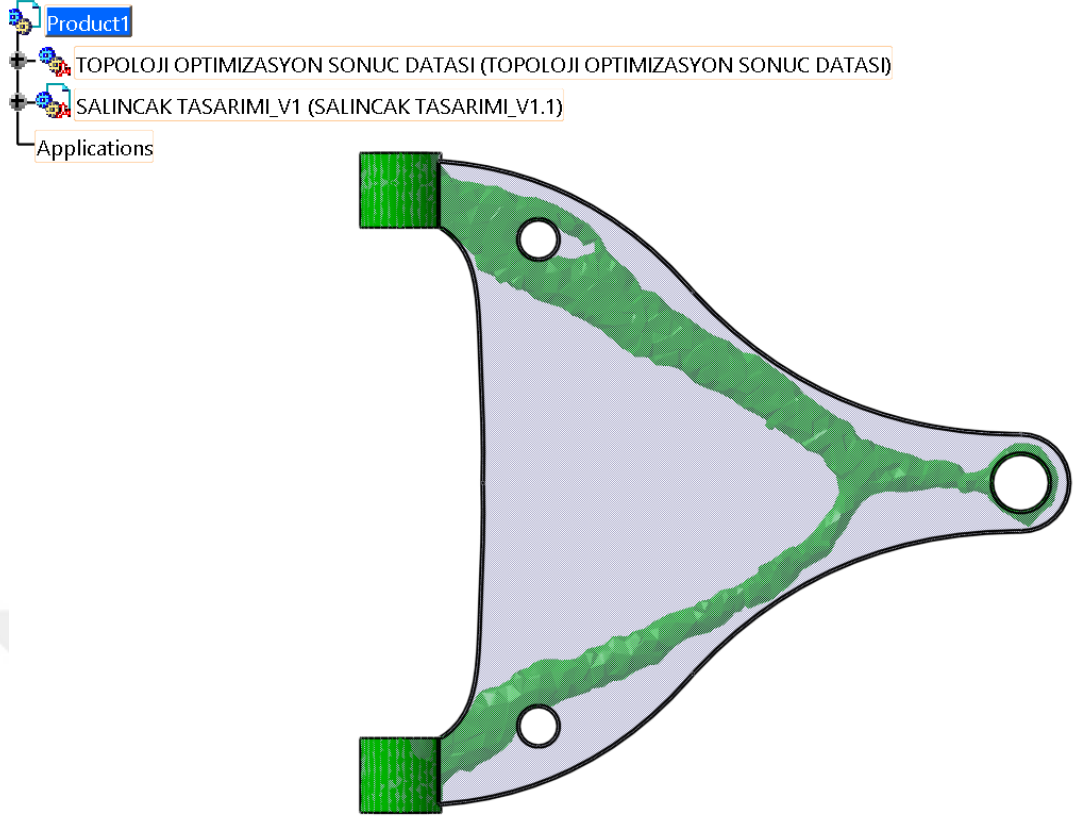
önce mevcut parçaya statik analiz yapılmıştır. Ardından elde edilen sonuçlar geri planda tutularak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Topoloji optimizasyonu, verilen hedef ve kısıtlama kümelerini kullanarak tasarım alanı ve yükleme koşuluna göre optimum malzeme yerleşimini sağlamaktadır. Topoloji optimizasyonunun temel amacı, fazla malzemeyi düşük gerilimli bölgeden uzaklaştırarak ağırlığı azaltmaktır. Herhangi bir topoloji optimizasyon problemini çözmek için üç parametrenin belirtilmesi gerekir: tasarım değişkenleri (malzeme yoğunluğu), tasarım hedefi (ağırlık azaltma) ve tasarım kısıtlamaları (hacim). Topoloji optimizasyonu, yapının optimal şeklini oluşturmak için kullanılmaktadır.



Şekil 6.15. Optimizasyon sonucu.

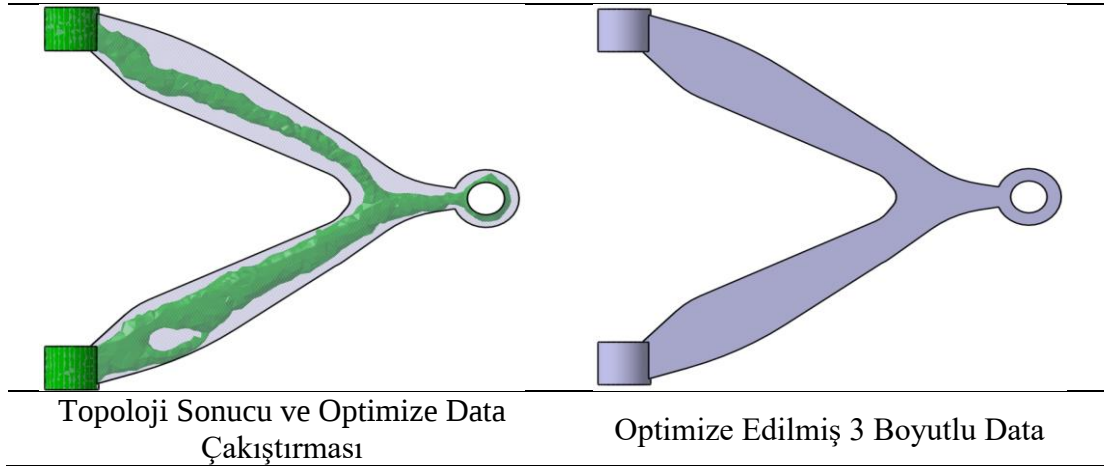
Topoloji optimizasyon sonucu ANSYS programından çıkan data *.STL formatında export edilmiştir. *.STL olarak çıkartılan data CATIA programına aktarılmıştır. Mevcut data ve optimize edilmiş data üst üste çakıştırılmıştır ve aşağıdaki Şekil 6.16'deki görülmektedir. Şeffaf olan görsel ilk kaba tasarımdır ve yeşil olarak gösterilen data ANSYS programında topoloji optimizasyonu sonucu çıkan datadır.



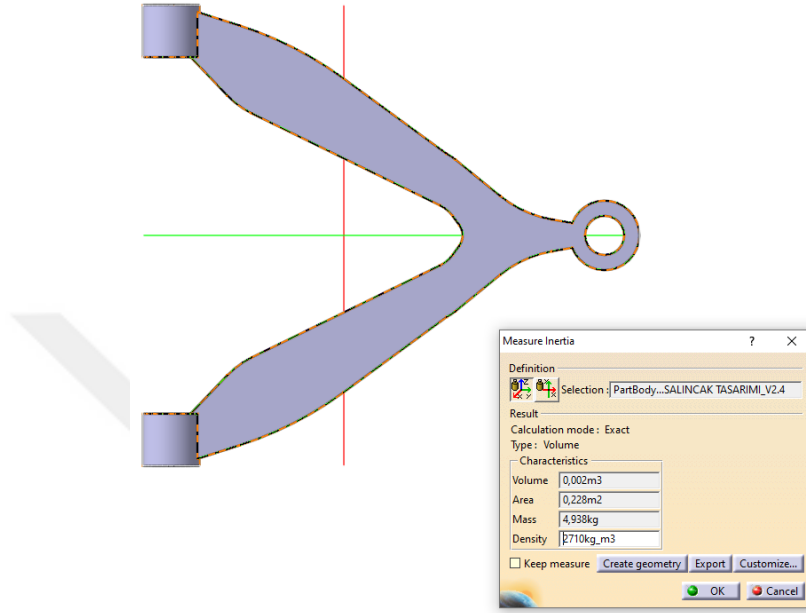
Şekil 6.16. Topoloji optimizasyonu ve mevcut datanın çakıştırılması.

Yapılan data çakıştırılmasının amacı CATIA programında parça üretilebilir olabilecek şekilde yeniden tasarım yapılmasıdır. *.STL formatındaki datanın yüzeyleri şekil optimizasyonu ile sınırlar belirlenerek üretilebilir bir parça tasarımı ortaya konulmuştur. Yapılan tasarım ile aşağıdaki Tablo 6.2’de oluşturulan karşılaştırmada gösterildiği gibi topoloji optimizasyonuna göre daha düz çizgilere sahip basit bir geometri elde edilmiştir.

Tablo 6.2. Topoloji sonucu ham data ve optimize edilmiş data.

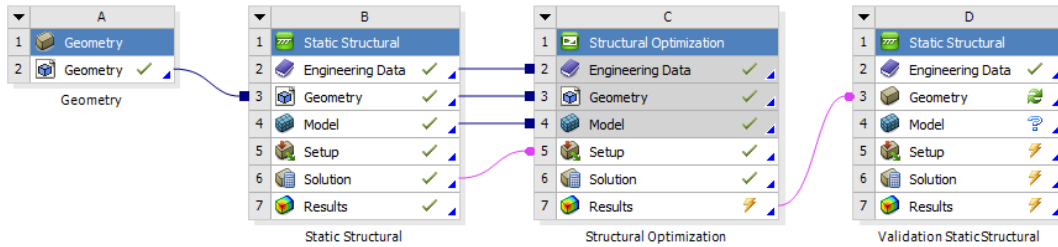


Data 3 boyutlu olarak üretilebilir şekilde ve topoloji optimizasyon sonucundan çıkan parça sınırları içerisinde yeniden tasarlanmıştır. Bir nevi topoloji optimizasyonu sonucuna şekil optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım sonucuna göre parçanın ağırlığı aşağıdaki Şekil 6.17’de gösterildiği gibi CATIA programında 4,938kg olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.17. Yeni tasarımın kütsel özelliklerinin CATIA'da gösterimi.

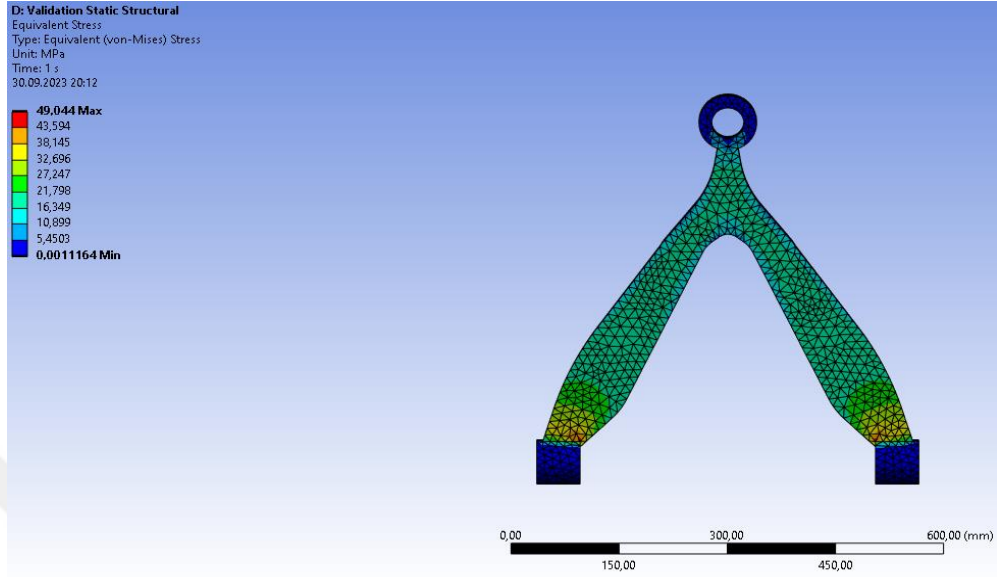
ANSYS programındaki topoloji optimizasyon sonucunu doğrulamak için “Transfer to Design Validation System (Geometry)” adımı uygulanır. ANSYS programı tüm aşamaları seri bir şekilde yapmaktadır. Bu sayede program güvenilir sonuçlar vermektedir. Şekil 6.18’de D sütunu altındaki işlem statik analiz yapılarak modelin doğrulması üzerine yapılmıştır.



Şekil 6.18. ANSYS programı model validasyon için kullanılacak arayüzler.

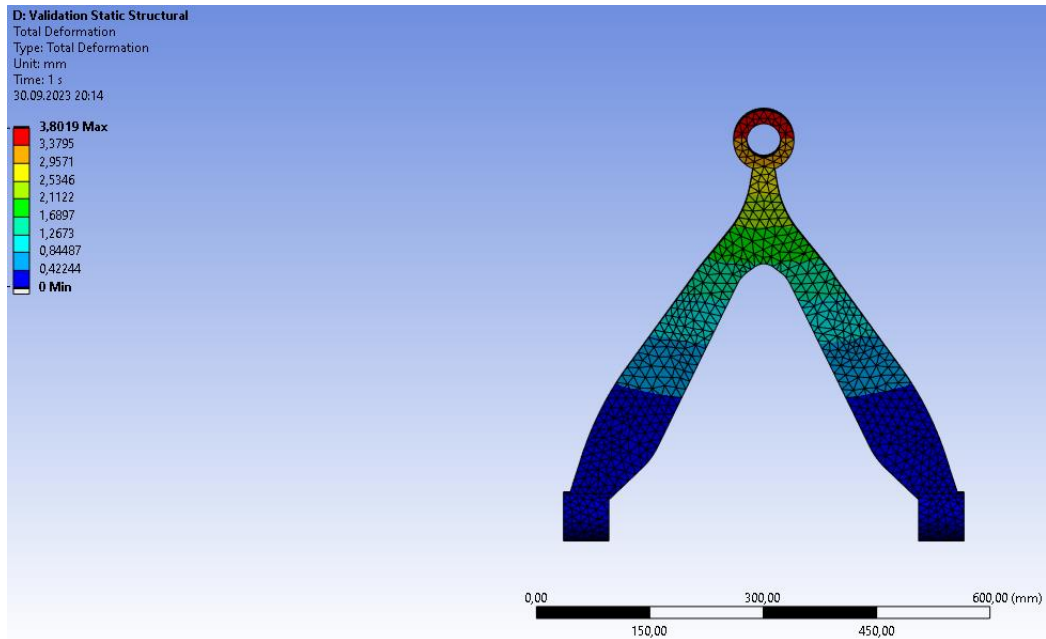
D sekmesindeki validasyon statik yapıdaki geometri kısmına CATIA’da elde edilen yeni 3 boyutlu model eklenmiştir. Ardından yeni parçayı doğrulamak için statik analiz tekrar koşturulmuştur. Şekil 6.19’da sonuca göre 49MPa maksimum gerilme sonucu

elde edilmiştir. Çıkan sonuçlara göre parça dayanımı malzeme özelliklerinin(259MPa akma dayanımı) içerisinde kalmıştır ve optimizasyon datası güvenli olarak kullanılabilir sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 6.19. Optimize edilmiş modelin Von-Mises gerilim sonuçları.

Maksimum toplam deformasyon değerlerinin (ilk tasarım 2,8 mm ve optimizasyon sonucu 3,8 mm) ise mekanizmanın çalışma koşullarını etkilemeyecek boyutta olduğu ve bu değerlerin süspansiyon sisteminin çalışma prensibi düşünüldüğünde kabul edilebilir değer aralığı içerisinde bulunduğu değerlendirilmiştir (Şekil 6.20.).

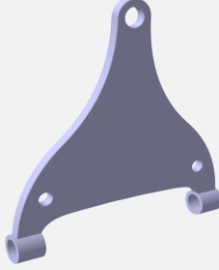
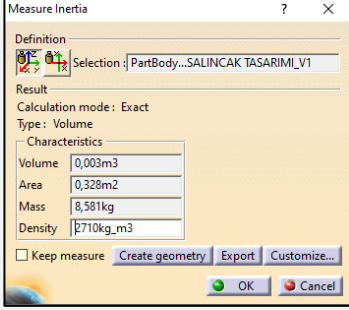
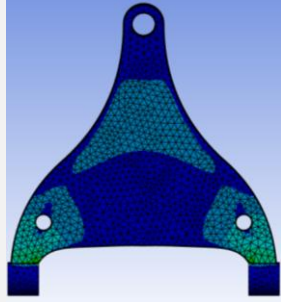
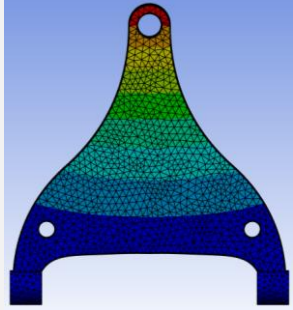
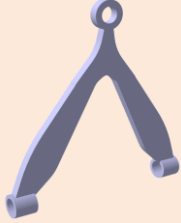
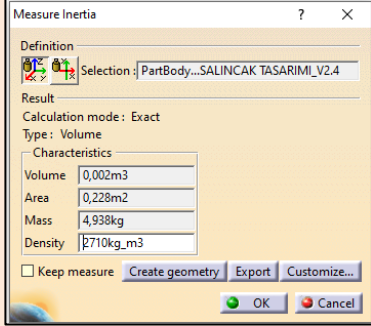
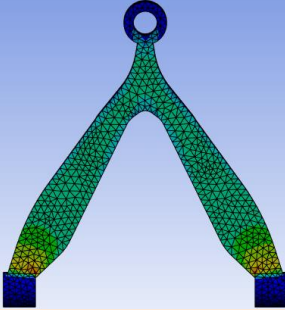
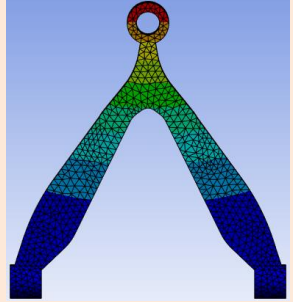


Şekil 6.20. Optimize edilmiş modelin toplam deformasyon sonuçları.

Tablo 6.4’de ilk tasarım ve optimizasyonu gerçekleştirilen parçanın ağırlık, maksimum gerilme ve toplam deformasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.



Tablo 6.3. İlk tasarım ve topoloji sonrası sonuçlar.

	Ağırlık (gr)	Maksimum Gerilme (N/mm ²) (MPa)	Toplam Deformasyon (mm)
İLK TASARIM 	8581	94,2	2,8
			
OPTİMİZASYON TASARIMI 	4938	49,04	3,8
			
ÇIKTI ALINAN YAZILIM	CATIA V5R20	ANSYS Workbench 2023 R2 Student	



7. TARTIŞMA VE SONUÇ

Dünyamızda hava kirliliğinin içten yanmalı motorlara sahip otomobillerden kaynaklandığı düşünüldüğünde, otomobillerin ve fabrikaların ürettiği zararlı gazları azaltmak için çözümlerden biri kütle azaltma olabilir. Bu yaklaşım, daha az enerji tüketim ihtiyacı ve fosil yakıt tüketim ihtiyaç miktarının azaltılmasını sağlayacaktır.

Yapılan çalışma bizlere bu yöntemin sadece otomobil alanında değil üretimin olduğu her alanda yapılabilir olduğunu göstermiştir. Yapılacak olan analizlerle ürünlerin işlevselliğini ve kalitesini bozmadan daha az malzeme kullanarak da üretilebileceğini görmüş olduk.

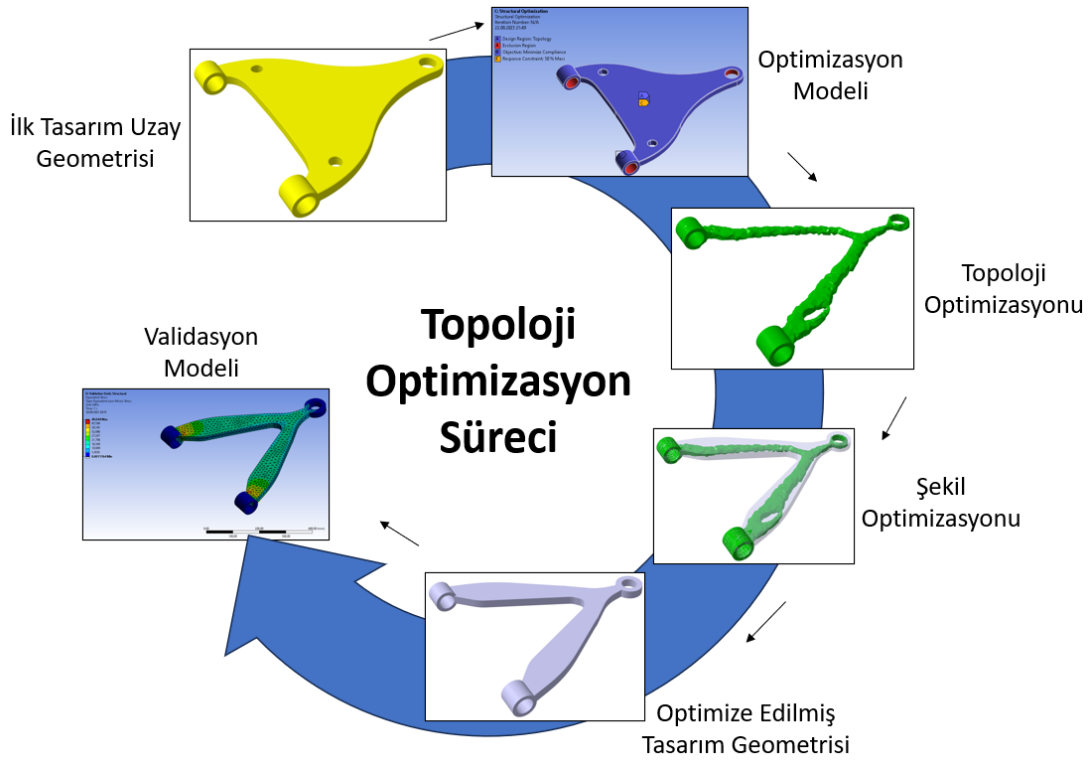
Otomobillerde ağırlık bileşeni yakıt tüketimi için büyük öneme sahip olmaktadır. Otomobil sektöründe olduğu gibi savunma sanayi araçlarında ağırlık daha kritik öneme sahiptir. Çünkü güç/ağırlık oranına göre güç paketi seçilmektedir. Aynı zamanda ağırlık bileşeni araçların gideceği menzili de doğrudan belirlemektedir.

Tasarımda topoloji optimizasyonları yapılarak hem üretim maliyetlerini ciddi anlamda düşürmek hem de optimum parçalar ortaya koyarak pazarda rekabetçi ortamda öne çıkılabilecektir. Tasarım ve üretim aşamalarında bu yöntem sayesinde sonsuz deneme fırsatı elde edilmektedir. Bunların yapılması maliyet düşümü, işçilik yükünde azalma ve zaman tasarrufu yapılmasını sağlamaktadır.

Yapılan tez çalışması sonucunda elde edilen hafiflik sadece bu parçanın kullanılacağı otomobilde yakıt tasarrufu sağlamayacaktır, aynı zamanda bu parçayı taşıyan ve enerji sarf eden tüm araçlarda yakıt tasarrufu elde edilmesine fayda sağlayacaktır.

Üretici tarafından bakıldığında yapılan değişikliği devreye alıp kâra geçme süresi değişkenlik gösterebilir.

Topoloji optimizasyonu için yapılan çalışmadaki süreçlerdeki çıktıları sırasıyla göstermek gerekirse aşağıdaki Şekil 7.1'deki gibi bir akışı takip etmektedir.



Şekil 7.1. Topoloji optimizasyon süreci.

100 km’de egzoz emisyonunu 1 gr CO₂/km azaltmak için otomobilin ağırlığı yaklaşık olarak 12 kg azaltılmalıdır [24]. Buna ilave olarak başlık 6.1. altındaki bilgiye göre 1050kg olan araçtan 50kg’yi çıkartsak %2’lik bir yakıt tasarrufu sağlıyor olacağız.

Tasarım optimizasyonu ile elde edilen kazançlar;

- 1 adet parça ağırlığı 3,643kg (%42 oranında) azaltılmıştır. Araçtaki toplam ağırlık azaltımı 7,28kg’dır.
- 100km’de tüketilen ortalama yakıt %0,2 azaltılmıştır.
- 100km’de egzoz emisyonu 0,58gr CO₂ azaltılmıştır.

Sonuç olarak çıkan değerler sayısal olarak küçük görülebilir fakat otomobil genelinde tezde anlatılan yöntem uygulandığında bu değerlerin toplanarak artacağı aşikardır.

Sonuç olarak;

- Ağırlık olarak daha hafif ürün oluşturulmuştur.
- Maliyet düşümü sağlanmıştır.
- Malzeme tasarrufu sağlanmıştır.
- Çevreye salınan emisyon değerinin azaltılmasına katkı sağlanmıştır.

- Bilgisayar yazılımlarının üretime, üretmeye ve ilerlememize çok büyük katkılar sağladığı görülmüştür.
- Bilgisayar ortamında tasarım ve analizleri gerçekleştirip, prototip ve test aşamalarında tasarruf sağlanabilecektir. Bu aşamalardaki sürelerden tasarruf edildiği gibi bir o kadar prototipleme ve test maliyetlerini de ortadan kaldırmıştır.





KAYNAKLAR

- [1] Swapnil S. Khode, Prof. Amol N. Patil, Prof. Amol B. Gaikwad, "Design Optimization of a Lower Control Arm of Suspension System in a LCV by using Topological Approach," International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 6, Issue 6, June 2017.
- [2] Eren, O., & Sezer, H. Üretken Tasarım ve Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımlarıyla Ürün. Tasarımı, 2019.
- [3] Nalbant, M.H. (2021). Yüksek Lisans Tezi, Dövme Yöntemi ile Üretilmiş Rotilli Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu ile Tasarım İyileştirmesi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [4] Yıldız, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. Politeknik Dergisi, 20(2), 319-323.
- [5] Yende, S. V., Tadamalle, A. P., & Burande, D. H. (2019). Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 8(07), 829-834.
- [6] Işık, E., "Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması", Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı, İzmir, (2009).
- [7] Marzbanrad J. Ve Hoseinpour A. (2017). Yorulma Yüğü Altında Macpherson Kontrol Kolunun Yapısal Optimizasyonu. Technical Gazette 24, 3(2017), 917-924.
- [8] Turan, S.B. (2019). Yüksek Lisans Tezi, Topoloji Optimizasyon Yardımıyla Yeni Bir Sabitleme Plağının Tasarımı ve Analizi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [9] Botsalı, H. (2022). Yüksek Lisans Tezi, Otomotiv Komponentlerinin Topoloji Optimizasyonu ile Eklemeli İmalat İçin Tasarımı, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.
- [10] Feroğlu I. (2021). Yüksek Lisans Tezi, Eğitim Uçağı Ana İniş Takımının Topoloji Optimizasyonu ile Tasarımı, İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı.
- [11] Topaç, M. M., Bahar, E., Ata, K., & Sarıkaya, E. Z., "Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla, Askeri Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyonu için Alt Salıncak Tasarımı" IDEFIS 2017 Savunma Sanayi Sempozyumu.
- [12] Suresh, G. (2013). Master Thesis, "Design Optimization Of A Wishbone Suspension Of A Passenger Car"
- [13] Rahman M, Salleh M, Razak M, Kamal M., Marjom Z., Anuar L. Ve Saad A., International Journal of Engineering & Technology, 7 (3.17) (2018) 71-75

- [14] A.R. Yıldız, Salıncak Kolunun Optimizasyonu ve Yorulma Analizi, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002).
- [15] Birch, T., “Automotive suspension and steering system”, CENGAGE Delmar Learning; 3 edition, (1998).
- [16] D. Altıparmak, Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri, 1.baskı, Ankara, Türkiye: Milli Eğitim Bakanlığı, 2013, ss. 151.
- [17] T.C. MİLLÎ EĞİTİM BAKANLIĞI MOTORLU ARAÇLAR TEKNOLOJİSİ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ Ankara, 2013
- [18] Otomobil Teknolojisi (2019, 10 Ekim) Bağımsız süspansiyon [Online].Erişim: <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/02/macpherson-bagimsiz-suspansiyon-sistemi.htm>
- [19] GİDER DOĞAN, S. (2019). Yüksek Lisans Tezi, Otomobil Süspansiyon Sistemleri İçin Burç Çıkma Kuvvetlerinin Optimizasyonu, Düzce Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.Crouse, W. H., Anglin, D.L., “Automotive Brakes, Suspension and Steering”, Macmillan/McGrawHill, New York, 112-133 (1992).
- [20] Makine Teknolojisi. (2019, 10 Ekim). Ön süspansiyon [Online]. Erişim: <http://makinatek.com.tr/uncategorized/161-on-suspansiyon-sistemindeagirlik-hafifletme-calismalari/>
- [21] RUTÇİ, A. (2018). Yüksek Lisans Tezi, Binek ve Hafif Ticari Araçlarının Kaynaklı Sac Salıncak Kolunun Yol Datası Kullanılarak Hızlandırılmış Ömür Test Verilerinin Çıkarılması, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [22] Bendose, M.P. ve Sigmund, O. (2003). Topology Optimization, Theory, Methods, and Applications (2nd Edition). Berlin: Springer.
- [23] GÜLER M. ve ŞEN S., “SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER”, Ordu Üniv. Bil. Tek. Derg., Cilt:5, Sayı:1, 2015,56-66/Ordu Univ. J. Sci. Tech., Vol:5, No:1,2015,56-66
- [24] DİNÇEL S., 2022, Yüksek Lisans Tezi, “ARAÇ FREN PEDALININ POLİMER KOMPOZİT MALZEMEDEN EKLEMELİ ÜRETİM YÖNTEMİNE UYGUN OPTİMUM TASARIMI VE SERİ PARÇA İKAMESİ OLARAK ÜRETİMİ”
- [25] www.rapid-racer.com/tuning/suspension/ Erişim Tarihi: 08.07.2023
- [26] <https://www.torque.com.sg/features/fuel-consumption-and-vehicle-weight/> Erişim Tarihi: 02.08.2023

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Abdulkadir NAZLI

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Mühendisliği Programı
- **Yüksek Lisans** : Devam ediyor, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Makine Tasarım ve İmalat Bilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM:

- 2016-2019 yılları arasında TŪMOSAN A.Ş. firmasında mühendis olarak çalıştı.
- 2019-2023 yılları arasında BMC SAVUNMA firmasında mühendis olarak çalıştı.
- 2023 Mayıs ayından beri TŪRK HAVACILIK VE UZAY SANAYİİ A.Ş. firmasında mühendis olarak çalışmakta.

YABANCI DİL:

- İngilizce - İyi (YÖKDİL 75/100 puan-22.09.2018) (ITEP 3,9/5,5 – 03.03.2023)