

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİLİKÇİ TASARIM YÖNTEMLERİ KULLANARAK
EKLEMELİ İMALATA YÖNELİK OPTİMUM ÜRÜN GELİŞTİRİLMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Büşra ASLAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

HAZİRAN 2019

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİLİKÇİ TASARIM YÖNTEMLERİ KULLANARAK
EKLEMELİ İMALATA YÖNELİK OPTİMUM ÜRÜN GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Büşra ASLAN
(162080121)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

HAZİRAN 2019

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 162080121 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Büşra ASLAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YENİLİKÇİ TASARIM YÖNTEMLERİ KULLANARAK EKLEMELİ İMALATA YÖNELİK OPTİMUM ÜRÜN GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ**

Bursa Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Yahya IŞIK**

Bursa Uludağ Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Osman BAYRAK

Bursa Teknik Üniversitesi

Savunma Tarihi : 14 Haziran 2019

FBE Müdürü : **Doç. Dr. Murat ERTAŞ**

Bursa Teknik Üniversitesi

...../...../.....

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Büşra ASLAN

İmzası :

X X X X



Sevgili aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitim sürem boyunca hiçbir zaman benden desteğini esirgemeyen, bilgisi ve tecrübesi ile bana her daim yol gösteren ve beni hep daha iyisi için teşvik eden değerli hocam Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a teşekkürlerimi sunuyorum.

Çalışma arkadaşlarım Arş. Gör. Dr. Emre Demirci, Arş. Gör. Deniz Birlik Kayı, Arş. Gör. Osman Bedrettin Karataş ve Mak. Müh. Muhammet Arslan'a çalışmamda bana göstermiş oldukları anlayış ve yardımlarından dolayı teşekkür ediyorum.

Son olarak, hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen sevgili annem Tülin Aslan'a, babam Nevzat Aslan'a ve kardeşlerim Betül Aslan ve Beyza Aslan'a göstermiş oldukları sevgi ve destek için teşekkür ediyorum.

Haziran 2019

Büşra ASLAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
KISALTMALAR	vii
SEMBOLLER.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÖZET	xii
SUMMARY.....	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Eklemeli Üretim (Additive Manufacturing - AM)	2
1.1.1 Eklemeli üretim yönteminin çeşitleri.....	4
1.1.2 Eklemeli üretim uygulamaları	5
1.2 Yapısal Optimizasyon.....	6
1.2.1 Boyut optimizasyon (Size optimizasyon)	6
1.2.2 Şekil optimizasyonu (Shape optimizasyon)	7
1.2.3 Topoloji optimizasyonu	8
1.2.3.1 Malzeme dağıtım yöntemi / SIMP	9
1.2.3.2 Seviye kümesi yaklaşımı / LSA.....	9
1.2.3.3 Evrimsel yapısal optimizasyon / ESO.....	11
1.2.3.4 Homojenizasyon yöntemi / HM.....	11
1.2.3.5 Optimizasyon kriterleri yöntemi / OCM	12
1.2.4 Kafes (Lattice) optimizasyon	12
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	14
2.1 Eklemeli Üretim	14
2.2 Topoloji Optimizasyon	14
2.3 Kafes (Lattice) Optimizasyon	17
3. SONLU ELEMANLAR METODU	21
3.1 Gerinim (Strain)	22
3.2 Gerilim (Stress)	22
3.3 Elastisite Modülü.....	23
3.4 Akma Gerilmesi (Von-Mises Gerilmesi).....	23
4. SALINCAK KOLU'NUN KAFES ve TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU	25
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	46
KAYNAKLAR.....	48
ÖZGEÇMİŞ	54

KISALTMALAR

3B	: Üç Boyutlu Yazıcı
AM	: Eklemeli Üretim / Additive Manufacturing
CAE	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
CBEAM	: Konik Kiriş Elemanlar
CLS	: Konformal Kafes Yapısı (Conformal Lattice Structure)
ECC	: Kenar Merkezli Küp
ESO	: Evrimsel Yapısal Optimizasyon
FCC	: Yüzey Merkezli Küp
FEM / SE	: Finite Element Method / Sonlu Elemanlar Yöntemi
GE Havacılık	: Genel Elektrik Havacılık
HM	: Homojenizasyon Yöntemi
LB	: Alt Sınır
LSA	: Seviye Kümesi Yaklaşımı
LSM	: En Küçük Kareler Minimizasyonu
MAV	: Mikro Hava Aracı (Micro Air Vehicle)
OCM	: Optimizasyon Kriterleri Yöntemi
PLG	: Programlı Kafes Üretimi (Programmatic Lattice Generation)
PSO	: Parçacık Sürü Optimizasyonu
SIMP	: Malzeme Dağıtım Yöntemi
UB	: Üst Sınır
VC	: Vertex Küp

SEMBOLLER

C	: Dokunun kapasitansı
E	: Malzeme elastik modülü
F	: Yük vektörü
f	: Yüzey çekimleri
H(Φ)	: Birim basamak fonksiyonu
K	: Sertlik matrisi
K_e	: Her bir element için sertlik matrisi
N	: Değişkenlerinin sayısı
p	: Ceza faktörü
P	: Malzeme yoğunluğu
U	: İzin verilen yer değiştirme alanı
U	: Yer değiştirme
U_e	: Eleman yer değiştirme vektörü
V_(x)	: Malzeme hacmi
V₀	: Tasarım alanı hacmi
V_f	: Malzeme hacmi
x	: Tasarım değişkenlerinin vektörü
$\varepsilon(\mathbf{u})$: Yer değiştirme için gerilme değeri
$\Gamma(\mathbf{x}, \Phi)$: Hız vektörü

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 : “C 45 E” ıslah çeliğinin mekanik özellikleri.....	28
Çizelge 4.2 : Optimizasyon sonuçlarına göre elde edilen sonuçlar.....	45



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Eklemeli imalat yönteminin işlem akışı (Turhan ve Özsoy, 2016).	3
Şekil 1.2 : (a) FDM sistem şematığı (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman,2017)..	4
Şekil 1.3 : (a) SLS sistem şematığı (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman, 2017). .	5
Şekil 1.4 : (a) SLA sistem şematığı (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman, 2017)..	5
Şekil 1.5 : Optimizasyon yöntemleri.	6
Şekil 1.6 : Boyut (Size) optimizasyonu (Cavazzuti ve diğ, 2011).	7
Şekil 1.7 : Şekil (Shape) optimizasyonu (Larsson, 2016).	7
Şekil 1.8 : Topoloji optimizasyonu (Berrocal ve diğ, 2018).	8
Şekil 1.9 : Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu (Gebisa ve diğ, 2017).	8
Şekil 1.10 : Kafes (Lattice) yapılar (Plessis ve diğ, 2018).	13
Şekil 1.11 : Kafes (Lattice) optimizasyon akış şeması.	13
Şekil 3.1 : Sonlu eleman modelinde eleman ve nod noktaları (Ergin ve diğ, 2000). .	21
Şekil 3.2 : Normal ve Kayma gerilmesi (Çekme, Basma, Kesme Gerilimi).	23
Şekil 4.1 : Mevcut Salıncak Kolu Tasarımı.	26
Şekil 4.2 : Seçilen mesh yapıları hexahedral-tetrahedral (Vosse ve diğ, 2003).	27
Şekil 4.3 : Design ve non-design olarak bölünmüş model.	28
Şekil 4.4 : Modele uygulanan yük ve kısıtlamalar.	29
Şekil 4.5 : Modelin ilk yerdeğiştirme değerleri.	29
Şekil 4.6 : Modelin ilk gerilme değerleri.	30
Şekil 4.7 : Model üzerindeki malzemenin yoğunluk dağılımı.	30
Şekil 4.8 : Topoloji optimizasyon sonrası oluşan model.	31
Şekil 4.9 : Topoloji optimizasyon sonrası yeniden tasarlanan model.	31
Şekil 4.10 : Topoloji optimizasyon sonrası modelin yerdeğiştirme değerleri.	32
Şekil 4.11 : Topoloji optimizasyon sonrası oluşturulan modelin gerilme değerleri. .	32
Şekil 4.12 : Kafes optimizasyon I. faz sonrası oluşan model.	33
Şekil 4.13 : II. fazdan önce ve sonra kirişlerin yapısının görünümü.	34
Şekil 4.14 : I.tip hücre yapısı.	35
Şekil 4.15 : II.tip hücre yapısı.	36
Şekil 4.16 : III.tip hücre yapısı.	36
Şekil 4.17 : Kafes tipi I.'nin görünümü.	37
Şekil 4.18 : Kafes tipi I için Deplasman değerleri.	37
Şekil 4.19 : Kafes tipi I için Von-Mises Gerilme değerleri.	38
Şekil 4.20 : Kafes tipi I için CBEAM kirişlerde oluşan Von-Mises Stres değerleri. .	38
Şekil 4.21 : Kafes tipi I için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.	39
Şekil 4.22 : Kafes tipi II.'nin görünümü.	39
Şekil 4.23 : Kafes tipi II için Deplasman değerleri.	40
Şekil 4.24 : Kafes tipi II için Von-Mises Gerilme değerleri.	40
Şekil 4.25 : Kafes tipi II için CBEAM kirişlerde oluşan Von-Mises Stres değerleri. .	41
Şekil 4.26 : Kafes tipi II için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.	41
Şekil 4.27 : Kafes tipi III.'nün görünümü.	42

Şekil 4.28 : Kafes tipi III için Deplasman değerleri.....	42
Şekil 4.29 : Kafes tipi III için Von-Mises Gerilme değerleri.	43
Şekil 4.30 : Kafes tipi III için CBEAM kirişlerde oluşan VonMises Stres değerleri. 43	
Şekil 4.31 : Kafes tipi III için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.....	44



YENİLİKÇİ TASARIM YÖNTEMLERİ KULLANARAK EKLEMELİ İMALATA YÖNELİK OPTİMUM ÜRÜN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Dünya çapında 3B baskı diğer adıyla eklemeli üretim endüstri de en çok yararlanan üretim yöntemlerinden birisidir. Bunun en önemli sebebi geleneksel yöntemler kullanılarak üretilmeyen karmaşık yapıların AM ile rahatlıkla üretilmesidir. Eklemeli üretim yönteminin teknolojileri kullanılarak karmaşık geometri parçaları zaman ve maliyet bakımından önemli bir artış olmadan üretilmesinden dolayı yeni yöntem arayışlarına başlanılmıştır. Daha az malzeme ve böylelikle daha hafif parçalara ulaşmak için ilk başlarda topoloji optimizasyon yöntemi kullanılmaya başlanılmış. Daha sonra ise topoloji optimizasyon yöntemi geliştirilerek özelleştirilmiş kafes yapıları uygulanmaya başlanmıştır. Kafes yapıları ile tasarım da uygulanan yük koşullarını karşılayacak biçimde optimum ağırlığa sahip yeni tasarım oluşturulabilmektedir.

Rekabetin artması ile özellikle otomotiv sektöründe yakıt tüketimini mümkün olduğunca en aza indirmek ve enerji verimliliğini arttırmak, araç üreticileri için en önemli çalışma konuları haline gelmiştir. Bunun sebebi tüketicilerin araçlarda yakıt tasarrufu sağlayanları tercih etmesinin yanı sıra uluslararası standartlar da belirlenen CO₂ emisyon değerlerinin giderek daha düşük değerler ile yürürlüğe girmesi de üretici firmalarının taşıt ağırlığını hafifletmek istemelerinin önemli etkenlerindedir.

Endüstri de ARGE çalışmalarında genellikle Bilgisayarlı Destekli Tasarım ve Bilgisayar Destekli Sonlu Elemanlar Analizi kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin kullanılması ile daha hızlı ve güvenilir sonuçlar elde edilmektedir. Bu çalışmada Bilgisayar Destekli sonlu elemanlar analizi kullanılarak Topoloji Optimizasyon ve Kafes (Lattice) Yapısal Optimizasyon yaklaşımı ile ideal geometriye ulaşılması hedeflenmiştir.

Çalışmada öncelikle mevcut parçanın mesh yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. Ardından modelin yapısal optimizasyonu esnasında kullanılacak olan amaç fonksiyonu, tasarım değişkenleri, optimizasyon kısıtları ve sınır koşulları tanımlanmıştır. Gerek duyulan parametreler belirlendikten sonra öncelikle mevcut tasarıma statik analiz uygulanmış daha sonra optimizasyon kodları kullanılarak salıncak kolunun topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen model feyiz alınarak yeni model tasarlanmış ve tekrar statik analizi yapılmıştır. Daha sonra mevcut tasarıma iki aşamada gerçekleşecek olan kafes yapısal optimizasyonu uygulanmıştır. Topoloji optimizasyonunda ve kafes yapısal optimizasyonun ilk aşamasında yoğunluk yöntemini (SIMP) kullanılarak klasik topoloji optimizasyon uygulanmıştır. Daha sonra kafes yapısal optimizasyonun ikinci aşaması için birinci aşamada oluşan kafes yapılarına boyut optimizasyonu uygulanarak kafes yapısal optimizasyonu da tamamlanmıştır.

Kafes yapısal optimizasyonu için üç farklı hücre yapısı kullanılmıştır. Optimizasyon uygulamaları sonucunda her bir yeni model için ağırlık, deplasman, von-mises gerilme, kirişlerde oluşan von-mises gerilme ve normal gerilme değerleri incelenmiş ve birbirleri ile kıyaslamaları yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, kafes yapısal optimizasyonu ile topoloji optimizasyonundan daha güvenilir tasarım yapıları oluşturulabilmekte ve hücresel kafeslerin hem konfigürasyonları hem de yerleşim düzenleri, kafes yapısının genel performansı üzerinde kayda değer etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Kafes (Lattice) yapı, eklemeli imalat, bilgisayar destekli dizayn, topoloji optimizasyon, boyut optimizasyon, sonlu elemanlar yöntemi



IMPROVING OPTIMUM PRODUCT FOR MANUFACTURING MANUFACTURING BY USING INNOVATIVE DESIGN METHODS

SUMMARY

3D printing / additive manufacturing is one of the most-utilized production method in the world-wide industry. The most important reason is complex structures which cannot be produced by using traditional methods can be easily produced. Due to the fact that additive manufacturing method technologies can produce complex geometrical pieces without a significant increase in terms of time or cost, the researchers have began to search for new methods. Specialized lattice structures have been implemented to generate less material and so lighter parts. Thanks to the lattice structure, new design can be created with the optimum weight to meet the load conditions applied in the design.

Especially in the automotive sector, both possible minimizing fuel consumption and increasing energy efficiency have become one of the most important working subjects for vehicle manufacturer. In addition, consumers prefer fuel-saving vehicles are an effective factor due to CO₂ emission values, determined with international standards are enacted with legal regulations containing lower values each passing day, producers want to lighten weight of vehicle.

Computer Aided Design and Computer Aided Finite Element Analysis are commonly used studies of innovation in industry. By using these methods, faster and more reliable results are obtained. In this study in which aimed to reach the ideal geometry with topology and lattice structural optimization approach by using Computer Aided Finite Element Analysis.

Firstly, finite element method was used for the mesh structure of the initial part in this study. Then, the design variables, objective function, optimization constraints and boundary conditions, which are used during the structural optimization were determined. After the necessary parameters were determined, static analysis was applied to the initial design and then the topology optimization of the swing arm was made by using optimization codes. The new model has been designed and the static analysis has been done again. Then, the lattice structural optimization, which taked place in two stages is applied. In the first stage, the classical topology optimization based on density method (SIMP) is applied on the model. Then size optimization is applied for lattice structure and so lattice structural optimization is completed.

Three different cell structures were used for the lattice structural optimization. As a result of the optmization, weight, displacement, von-mises stress, von-mises stress on the beams and normal stress values on the beams were examined for each new model and all of the results were compared. According to the results, both the configurations and the layout of the cellular structures have a significant effect on the overall performance of the lattice structure.

Keywords: Lattice structure, additive manufacturing, computer aided design, topology optimization, size optimization, finite element method



1. GİRİŞ

Dünyanın nüfusundaki hızlı artış ile doğru orantılı olarak gerek duyulan ihtiyacı karşılamak için üretimin de artması kaçınılmazdır. Üretimin artması ile birlikte yeni yöntemler ve yeni tasarımlar gibi yenilikçi yaklaşımlar da da artış görülmektedir.

Otomotiv ve havacılık sektörün de tasarımların hafifletilmesi gün geçtikçe önemini artırmaktadır. Geçmişte önemli adımlar atılmış olmasına rağmen üretilebilirlik kısıtlaması nedeniyle yenilikçi tasarımlar yeterli düzeyde yapılamamaktaydı. Ekllemeli imalat yöntemlerindeki teknolojiler sayesinde ürün tasarımı ve geliştirilmesi konusunda birçok kısıtlamalar ortadan kalkmıştır ve tasarım özgürlüğü başlamıştır.

Günümüzde rekabette öne geçebilmek için ürünün geliştirme sürecinin mümkün olduğu kadar hızlı bir şekilde tamamlanması gerekiyor. Bu sebeple bilgisayar destekli tasarım yöntemlerini kullanmak şirketler için zorunlu hale geliyor. Çünkü bilgisayardaki tasarımları veya ürünleri analiz etmek tasarım sürecini ciddi anlamda kolaylaştırıyor.

Mühendislik tasarımında, model üzerinde uygulanan yük koşullarını karşılayacak biçimde minimum ağırlıklı en uygun şekli tasarlamak en önemli amaçlardandır. Bu nedenle uzun yıllardır gerek akademik dünyada gerekse sanayi dünyasında optimal tasarım elde etmek için yapısal optimizasyon yöntemleri sıklıkla kullanılmaktadır.

Bu tezde yapısal optimizasyon yöntemlerinden olan topoloji optimizasyon ve üç farklı hücre tipi ile kafes yapısal optimizasyon yöntemleri kullanılarak model üzerindeki etkilerinin incelenmesi amacıyla çalışılmıştır. Topoloji optimizasyonu model üzerindeki en iyi malzeme dağılımını bulmak ve gereksiz olan bölgelerdeki malzemeleri çıkararak optimum ağırlığa ulaşmak amacıyla kullanılmaktadır. Kafes yapısal optimizasyon yöntemi ile kullanılan hücresel yapılar ise geometrinin belirli bölgelerini doldurmak için tasarlanmaktadır. Kafes yapıları ağırlık azaltımının yanı sıra, enerji emilimi, ısı ve akustik özellikler sağladığı için de kullanılmaktadır.

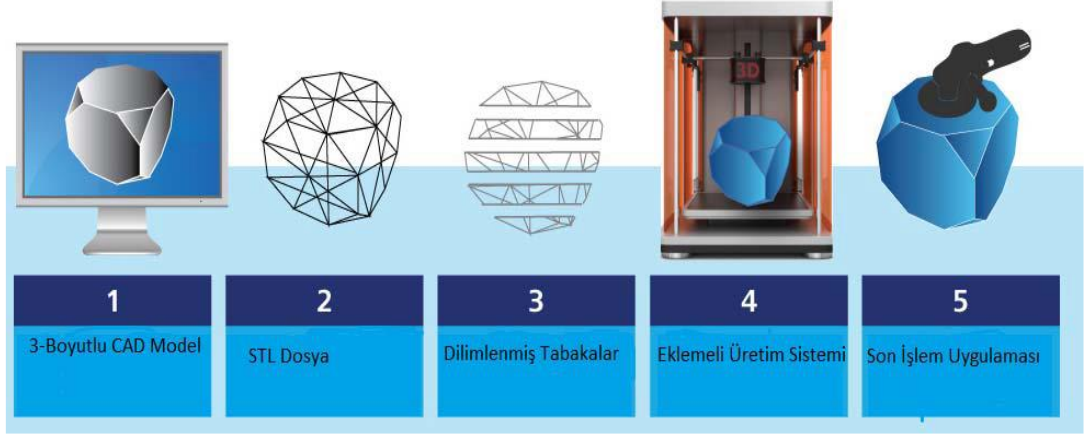
1.1 Eklemeli Üretim (Additive Manufacturing - AM)

Üretimi üç başlık altında düşünebiliriz; Tornalama-Freze, Döküm-Dövme ve Eklemeli Üretim. Eklemeli Üretim diğer iki başlığa göre daha yeni bir üretim yöntemidir. Kısaca söylemek istersek “Eklemeli Üretim” tasarımın datasının dijital ortamdan alınıp, katman katman ekleyerek üretme işlemidir.

Eklemeli Üretim ile ilgili 1950-1960 yılları arasında çok fazla çalışma yapılmasına rağmen, en önemli gelişmeyi 1980’lerin başında diğer teknolojiler ile birleştirilmesiyle sağlanmıştır. Eklemeli üretim yönteminin sağladığı en önemli ayrıcalık, tasarımcı üretilebilirliğini sorgulamadan özgürce modelini geliştirebilmesidir.

Eklemeli Üretim aşamalarını aşağıda belirtildiği gibi özetleyebiliriz (Şekil 1.1):

- **Modelleme:** Herhangi bir ürün geliştirme işleminin ilk adımı, modeli CAD verilerini kullanarak üç boyutlu şekilde oluşturmaktır. CAD verilerinin oluşturulması, Bilgisayar destekli tasarım paketleri, 3D tarayıcı, dijital kamera ve fotogrametri yazılımı gibi birkaç yol ile yapılabilir. Piyasada da bunun için birçok ticari yazılım bulunmaktadır. (SOLIDWORKS®, PTC Creo, NX Unigraphics, CATIA vb.)
- **STL Dosya Oluşturma:** CAD verilerinden bir sonraki aşamadır. STL terimi eklemeli üretimin ilk ticari teknolojisi olan STereoLithography'den türetilmiştir. STL, bir CAD modelinin sadece geometri açısından tanımlama olarak düşünülebilir.
- **Dilimleme:** Bir sonraki aşama, STL verilerinin "dilimleyici" adı verilen yazılım yardımıyla bir dizi ince tabaka halinde kesilmesidir. Dilimleyici, CAD modelini bir dizi ince katmana dönüştürür ve bir G kodu dosyası oluşturur.
- **Baskılama:** Parçanın basılmasından önce baskı çözünürlüğünün ayarlanması gereklidir. Baskı çözünürlüğü her bir tabaka kalınlığı olarak düşünülebilir ve seçilen eklemeli üretim yönteminin tipine bağlıdır.
- **Baskı Sonrası:** Baskılama bittikten sonra bazı parçalar için zımparalama, parlatma, kimyasal ve ısı işlem gibi ek uygulamalar yapılabilir. Bu sayede yüzeyde daha pürüzsüz yapı elde edilebilir.



Şekil 1.1 : Eklemeli imalat yönteminin işlem akışı (Turhan ve Özsoy, 2016).

Eklemeli üretim yöntemi ile bazı avantajlar sağlanmıştır. Bunlar,

- Verimli malzeme kullanımı: Geleneksel üretimin de malzeme eksilterek yapı oluşturulduğu için fazla miktarda malzemeye ihtiyaç duyulmaktadır. Eklemeli üretim yönteminde ise modelin ihtiyacı kadar malzeme kullanılmaktadır.
- Kaynakların etkin kullanımı: Eklemeli üretimin geleneksel üretimden farklı olarak üretim yapılan makine takımına ek olarak jig, fikstür, soğutucu gibi yardımcı cihazlara gerek duyulmaz.
- Parça esnekliği: Eklemeli üretim ile karmaşık özelliklere sahip parça tek bir parça halinde üretilebilir. Değişik mekanik özelliklere sahip parçaların da üretimi yapılabilir örneğin parçanın bir ucu esnek diğer ucu sert şekil de üretilebilir.

Diğer teknolojilerde de olduğu gibi, eklemeli üretim yöntemlerinde de sınırlamalar vardır. Bunlardan bazıları aşağıda sıralanmıştır;

- Boyut sınırlaması: AM tarafından yapılan parçaların büyüklüğü, yapım odasının yapı hacmine göre yönetilir. Üretilecek parçaların maksimum boyutları yapı haznesinin maksimum boyutlarını aşmamalıdır.
- Büyük parçaları oluşturmak için daha fazla zaman harcanır: Büyük parçaların oluşturulması için daha fazla zamana ihtiyaç duyulmaktadır ve bu süre AM'nin kullanılarak büyük parçaların basılmasını olanaksız hale getirmektedir.

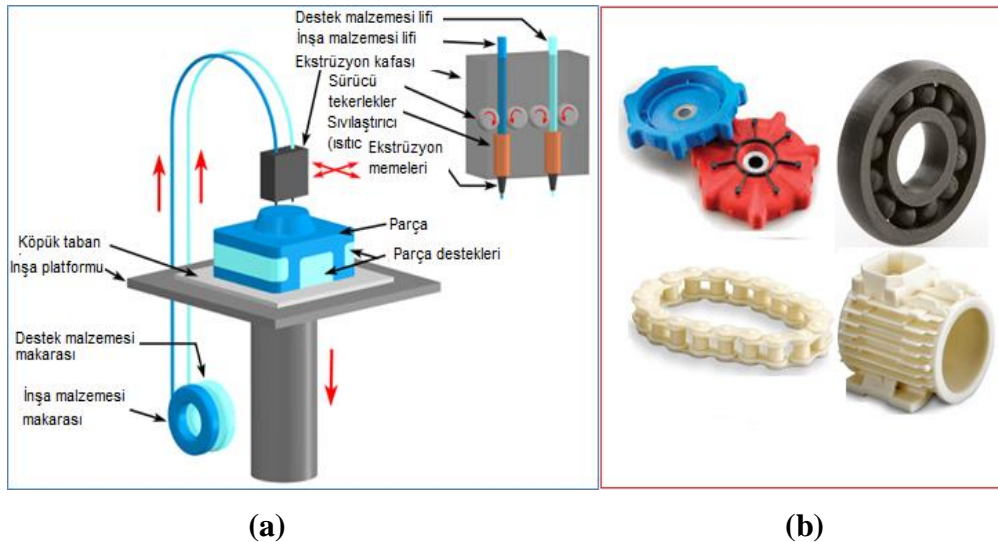
- Yüzey pürüzlülüğü: AM kullanılarak üretilen parçalar genellikle pürüzlü bir yüzeye sahiptir. Uygulamaya hazır hale getirilebilmesi için, işleme veya parlatma gibi diğer yüzey işlemlerinin yapılması gerekmektedir.
- Maliyet: Eklemeli imalat sistemine sahip bir üretim tesisi kurma maliyeti yüksek olabilmektedir. Makine maliyetine ek olarak, aksesuarların, reçinelerin ve işletme için gerekli diğer malzemelerin maliyeti de vardır. Bu durum, eklemeli imalat yönteminin maliyetinin geleneksel üretim yönteminden daha pahalı olduğu göstermektedir.

1.1.1 Eklemeli üretim yönteminin çeşitleri

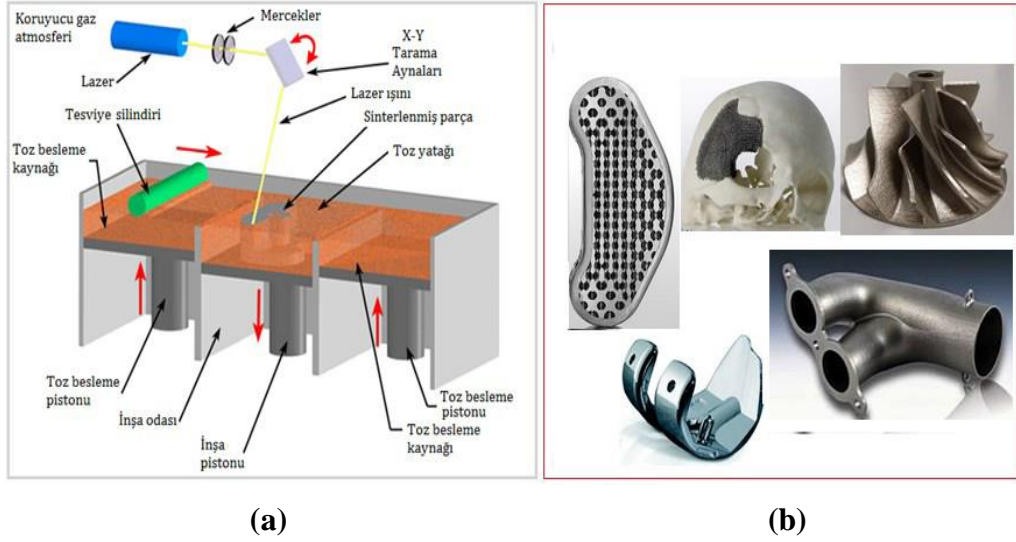
Eklemeli Üretim, katman katman malzemeyi ekleyerek yapıyı oluşturmaktadır. Bu üretimin çeşitli yöntemleri vardır. Başlıca çeşitleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Eriyik Yığarak Modelleme (Fused Deposition Modelling / FDM)
- Seçici Lazer Sinterleme (Selective Laser Sintering /SLS)
- Stereolitografi (SLA)

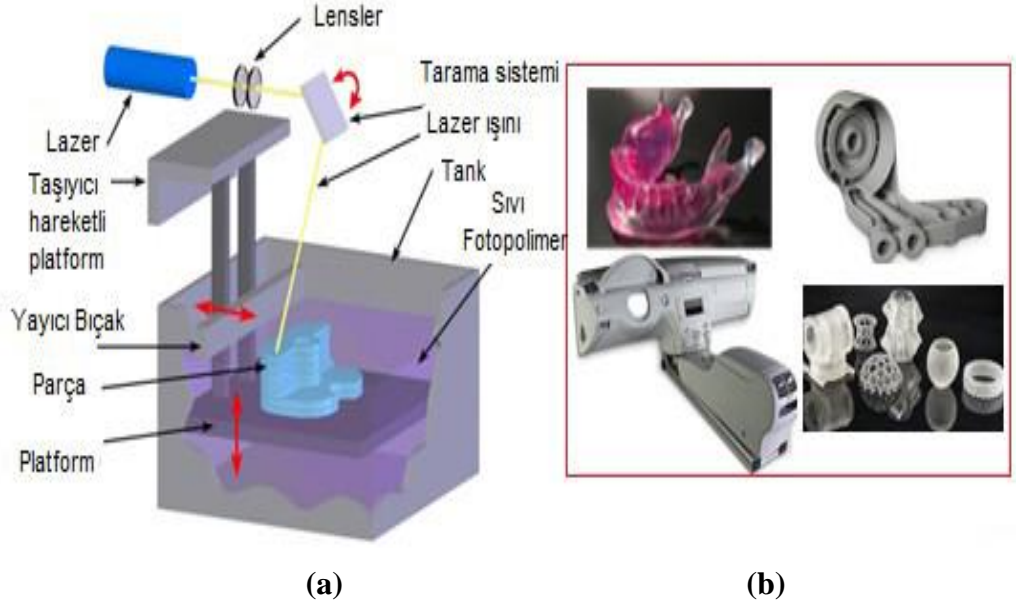
Bu metotlar kullanım yöntemlerine göre sınıflandırılmıştır. Örneğin, FDM diğer yöntemlere göre daha ucuz olan masaüstü yazıcılar ile kullanılır ve plastik filamentleri bir ekstrüder ve nozülden geçirerek modeli oluşturur (Şekil1.2). SLS metal toz ve lazer ışığı kullanır, metal toz sinterlenir ve yapı oluşturulur (Şekil 1.3). Stereolithography ise fotopolimer reçine, fotokimyasal ve lazer teknolojisinin bir arada kullanarak parçaları üretir (Şekil 1.4).



Şekil 1.2 : (a) FDM sistem şematiği (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman,2017).



Şekil 1.3 : (a) SLS sistem şematığı (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman, 2017).



Şekil 1.4 : (a) SLA sistem şematığı (b) Üretilen parçalar (Özsoy ve Duman, 2017).

1.1.2 Eklemeli üretim uygulamaları

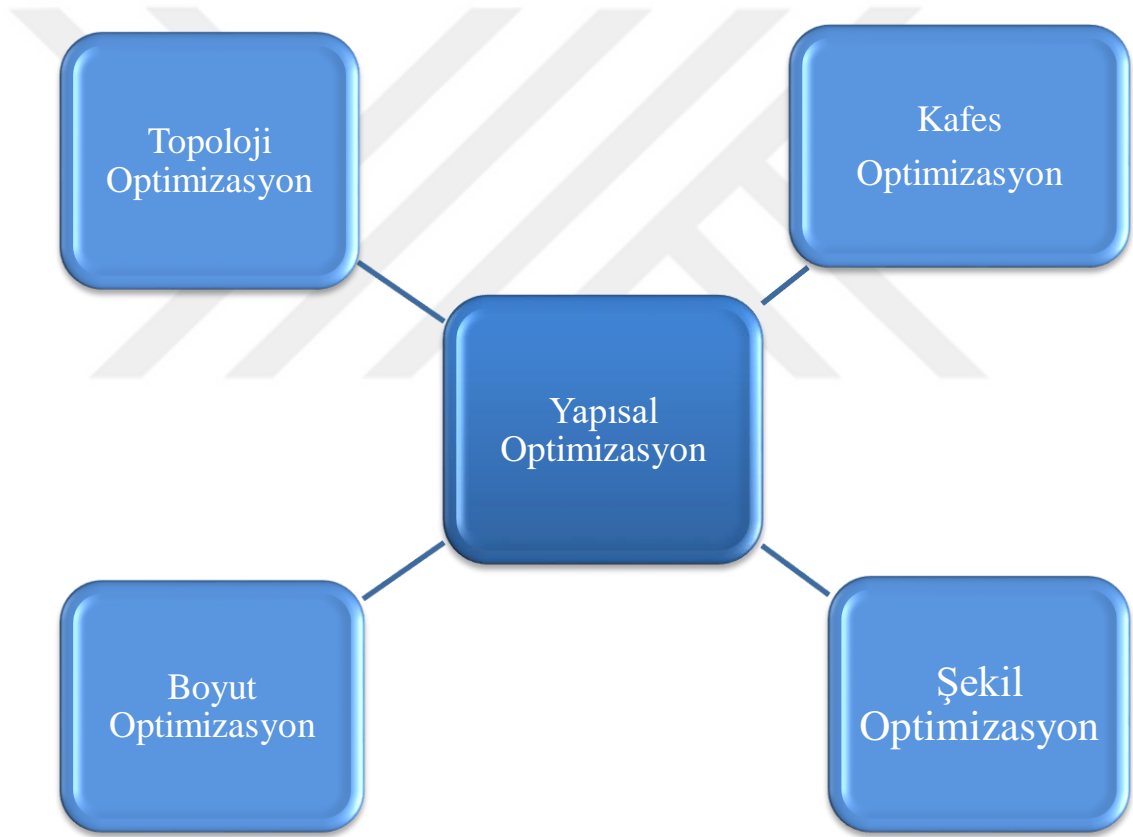
Endüstride çoğu alanda Eklemeli Üretim Yöntemi kullanım alanına sahiptir. Özellikle otomotiv, havacılık,medikal, tüketici ürünleri, oyuncak endüstrileri, sanat, mimari gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Günümüzde, araştırmacılar dokuları ve organları basmak için eklemeli üretim yöntemini kullanmaktadırlar. Bir diğer örnek ise Boeing, GE havacılık ve Airbus gibi havacılık şirketlerinin uçak parçaları için AM kullanıyor olmalarıdır.

Ülkemizde de ise endüstri, akademi ve hükümet tarafından AM ile ilgili bir çok çalışma yürütülmektedir.

1.2 Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon, uygulanabilir çözümler arasından en iyi değişkenin seçilme süreci olarak tanımlanabilir. Geçmişten günümüze yapı optimizasyonunu geliştirmek için birçok çalışma yapılmaktadır. Yapısal optimizasyon, ağırlık azaltımı, maksimum rijitlik, doğal frekans azaltımı, ısı iletimini maksime etmek gibi amaçlar için kullanılabilir. Yapısal optimizasyon yöntemi olarak genellikle Topoloji Optimizasyonu, Boyut Optimizasyonu, Şekil Optimizasyonu kullanılmaktadır (Şekil 1.5). Literatürde uygulanan ilk yapısal optimizasyon yöntemi boyut optimizasyon yöntemidir. Daha sonra şekil optimizasyon yöntemi uygulanmaya başlanmıştır. Son olarak da topoloji ve topografya kullanılmaya başlanmıştır.

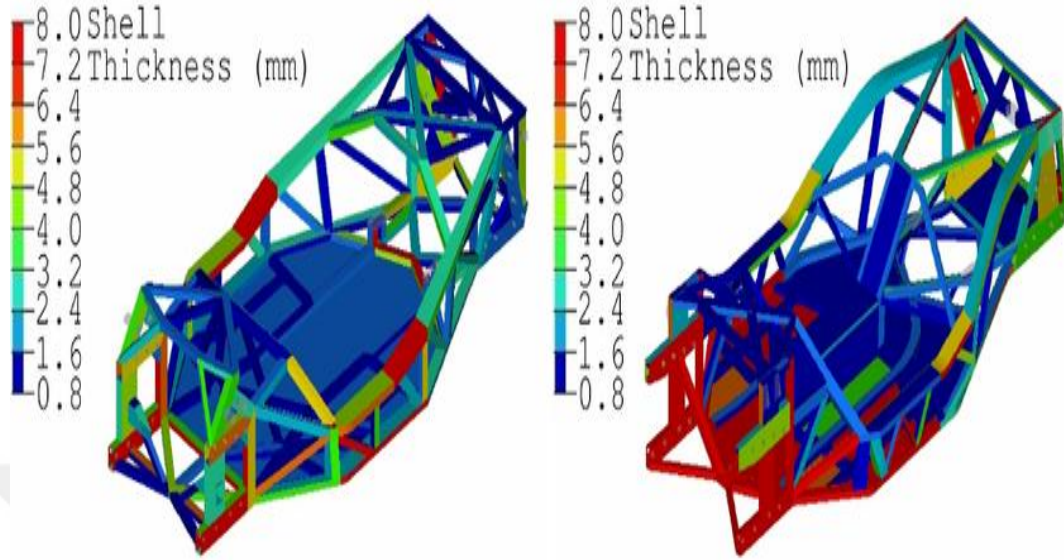


Şekil 1.5 : Optimizasyon yöntemleri.

1.2.1 Boyut optimizasyon (Size optimizasyon)

Boyut optimizasyonunda tasarım değişkenleri yapının büyüklüğünü belirleyen parametrelerdir. Genellikle yapısal parçaların optimum kalınlık ve boyutları hesaplanmaktadır (Şekil 1.6). Boyut optimizasyonunda yapısal elemanların, örneğin shell (iki boyutlu) elemanların kalınlıkları, beam (kiriş) kesit özellikleri gibi malzeme

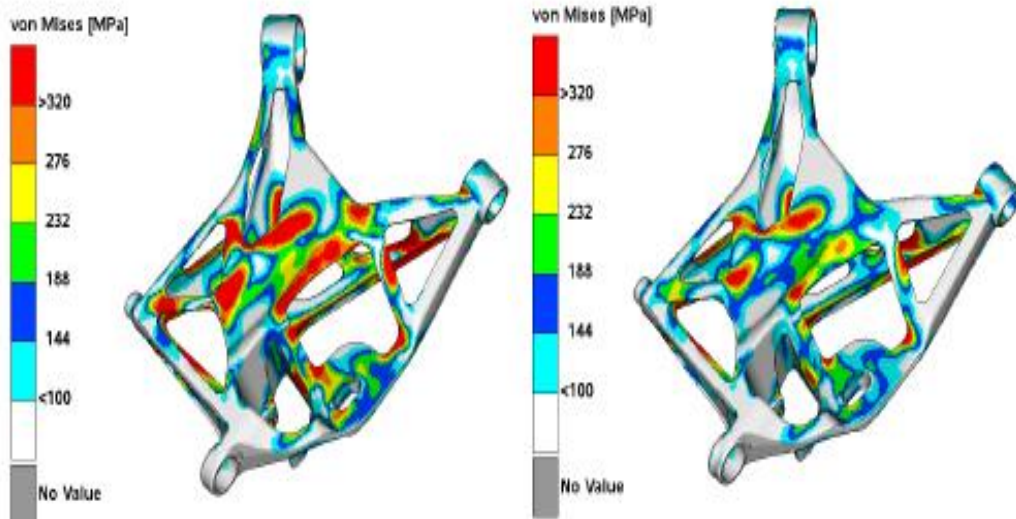
özellikleri en iyi değere getirilmeye çalışılmaktadır. Bu yöntemde, bağlantı ve elemanların şekli değişmemektedir.



Şekil 1.6 : Boyut (Size) optimizasyonu (Cavazzuti ve diğ., 2011).

1.2.2 Şekil optimizasyonu (Shape optimizasyon)

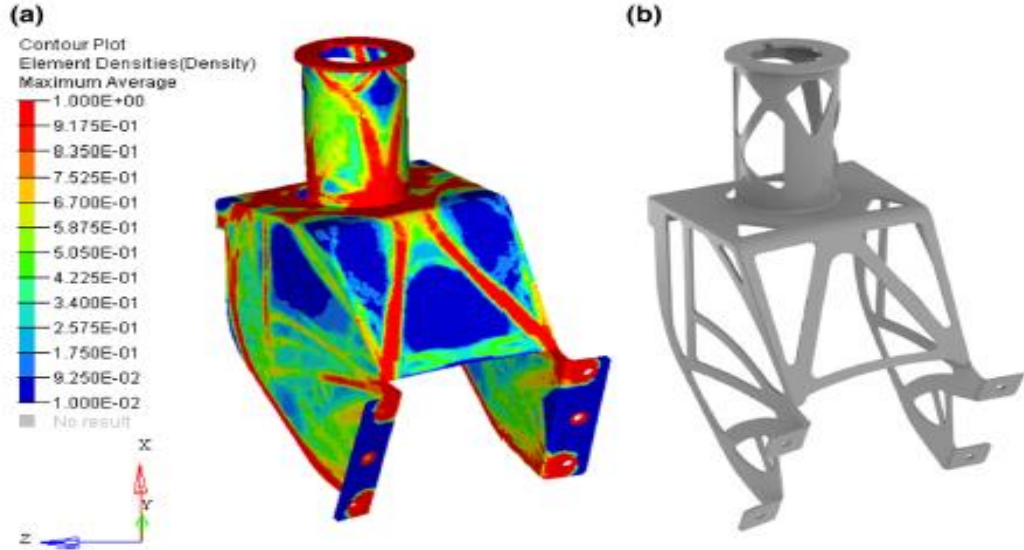
Şekil optimizasyonunda alanın şekli ve dış hatları optimum duruma getirilmeye çalışılmaktadır. Local stress değerlerinin azaltılması gibi durumlarda da bu yöntem kullanılmaktadır (Şekil 1.7). Şekil değişirken, tasarım içinde var olan deliklerin sayısı değişmemektedir.



Şekil 1.7 : Şekil (Shape) optimizasyonu (Larsson, 2016).

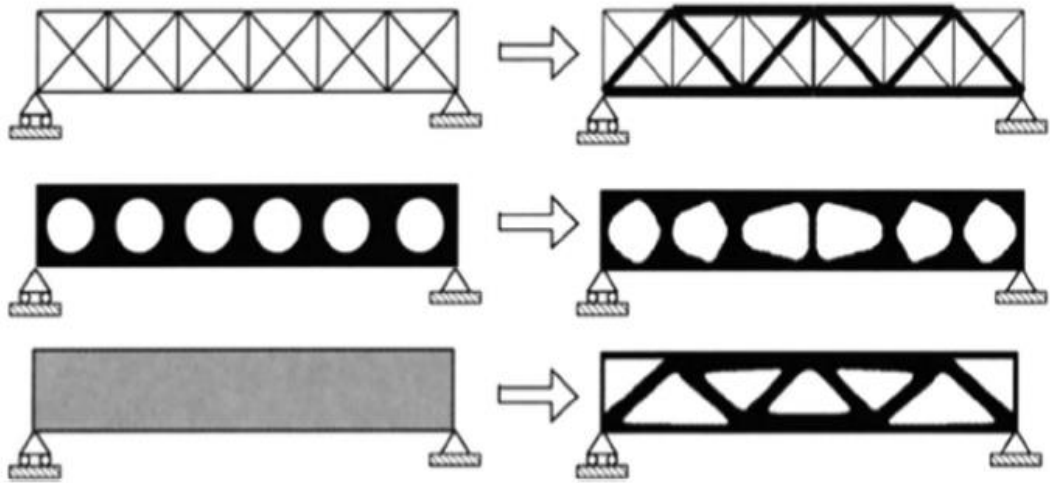
1.2.3 Topoloji optimizasyonu

Son yıllarda, topoloji optimizasyonu yapısal tasarım optimizasyonunda hem akademik alanda hem de endüstride bir araştırma odağı haline gelmiştir ve yaygın olarak çalışılıp uygulanmaktadır. Şekil ve boyut optimizasyonundan farklı olarak, topoloji optimizasyonu, tasarımı boyut ve şekil bakımından kısıtlamadan yeni topolojiler oluşturan farklı bir yöntem kullanır (Şekil 1.8).



Şekil 1.8 : Topoloji optimizasyonu (Berrocal ve diğ, 2018).

Aşağıda gösterilen Şekil 1.9'da yukarıda bahsedilen üç yapısal optimizasyon, sırasıyla Boyut, Şekil, Topoloji Optimizasyonu şematik olarak gösterilmiştir. Sol tarafta optimizasyon öncesi modeller ve sağda optimize edilmiş modeller gösterilmektedir.



Şekil 1.9 : Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu (Gebisa ve diğ, 2017).

Topoloji optimizasyonunu kolaylaştırmak ve daha kullanışlı hale getirmek için birçok yöntem geliştirilmiştir. Bunlar;

- Material Distribution Method (Malzeme Dağıtım Yöntemi / SIMP)
- Level Set Approach (Seviye Kümesi Yaklaşımı / LSA)
- Evolutionary Structural Optimization (Evrimsel Yapısal Optimizasyon / ESO)
- Homogenization Method (Homojenizasyon Yöntemi / HM)
- Optimality Criteria Method (Optimizasyon Kriterleri Yöntemi / OCM)

1.2.3.1 Malzeme dağıtım yöntemi / SIMP

Malzeme Dağıtım Metodunda, tasarım alanı için sabit sonlu elemanlar ızgara modeli (dama tahtası) kullanılmaktadır. Malzeme yoğunluğu; elastik modülü, eleman kalınlığı ve fiziksel özelliklere (sertlik, ısı iletimi, manyetik geçirgenlik, gözeneklilik vb.) bağlı olan parametrelerdir. Optimum elemanların kalınlığını ayarlamak için Von Mises gerilme dağılımı kullanılır.

Uygulanan yük ve öngörülen hacmi V olan bir yapı için minimum komplians SE yöntem formatı aşağıda gösterildiği gibidir;

$$\text{Min } c(\rho)$$

$$\sum_{e=1}^N v_e \rho_e \leq V, \quad 0 < \rho \leq \rho_e \leq 1, \quad e = 1, \dots, N \quad (1.1)$$

$$c(\rho) = f^T u, \quad K(\rho)u = f \quad (1.2)$$

$$K(\rho) = \sum_{e=1}^N \rho_e^p K_e \quad (1.3)$$

Burada, f ve u sırasıyla yük ve yer değiştirme vektörünü göstermektedir. Sertlik matrisi ise K ile gösterilmektedir ve elemanlardaki sabit malzeme yoğunluklarına (ρ) bağlıdır. K_e , her bir element için sertlik matrisini temsil eder. N , yoğunluk değişkenlerinin sayısını gösterir.

1.2.3.2 Seviye kümesi yaklaşımı / LSA

Seviye Kümesi Yaklaşımı, sınır bazlı bir yapısal optimizasyon metodudur. Bu yaklaşım ile optimizasyon süreci boyunca pürüzsüz yapısal sınır tanımlanabilir. Seviye Kümesi Yaklaşımı'nda Osher ve Sethian (1988), birçok uygulamada ortalama

eğrilik ile hareket olarak kullanılan serbest sınırları ve cepheleri sayısal olarak izlemek için bu yöntemi geliştirmişlerdir. Seviye Kümesi Yaklaşımı'nı Wang ve diğ. (2003), yapısal sınırdaki noktaların hızını ve tasarım hassasiyetini genel yapısal optimizasyon prosesi arasında kritik bir bağlantı olarak tanımlamışlardır.

$$S = \{x : \Phi(x) = k\} \quad (1.4)$$

Burada, k izo değeridir ve rastgele seçilir ve x, izo-yüzey üzerindeki uzaydaki bir noktadır. Yapısal optimizasyon, seviye set modelinin zamana göre değişmesi ile gerçekleştirilebilir.

$$S(t) = \{x(t) : \Phi(x(t), t) = k\} \quad (1.5)$$

Yukarıda belirtilen denklemin zamana göre türevini alarak ve zincir kuralını uygulayarak, "Hamilton-Jacobi-Type" denklemi elde edilebilir.

$$\frac{\partial \Phi(x,t)}{\partial t} + \nabla \Phi(x,t) \frac{dx}{dt} = 0, \quad \Phi(x, 0) = \Phi_0(x) \quad (1.6)$$

$$\frac{\partial \Phi(x,t)}{\partial t} + \nabla \Phi(x,t) \frac{dx}{dt} \equiv -\nabla \Phi(x) \Gamma(x, \Phi) \Phi(x, 0) = \Phi_0(x) \quad (1.7)$$

Burada, $\Gamma(x, \Phi)$, hız vektörüdür ve optimizasyonun amacına bağlıdır.

Dunning ve Kim (2013), kompliansın minimizasyonu için aşağıda gösterildiği gibi bir sayısal yöntem belirtmişlerdir.

$$\min: C(u, \Phi) = \int_{\Omega} E \varepsilon(u) H(\phi) d\Omega \quad (1.8)$$

$$\int_{\Omega} H(\Phi) d\Omega \leq V_f \quad (1.9)$$

$$\int_{\Omega} E \varepsilon(u) \varepsilon(v) H(\Phi) d\Omega = \int_{\Omega} b v H(\Phi) d\Omega + \int_{\Gamma_s} f v \Gamma_s u |_{\Gamma_D} = 0 \forall v \in U \quad (1.10)$$

V_f malzeme hacminin sınır değeri, E malzeme özelliği, $\varepsilon(u)$ yer değiştirme için gerilme değerini, U izin verilen yer değiştirme alanını, v izin verilen herhangi bir alan, f yüzey çekimlerini, $H(\Phi)$ birim basamak fonksiyonunu (Heaviside fonksiyon) gösterir (Deaton ve grandhi, 2014).

$$H(\Phi) = \begin{cases} 1, & \Phi \geq 0 \\ 0, & \Phi < 0 \end{cases} \quad (1.11)$$

1.2.3.3 Evrimsel yapısal optimizasyon / ESO

Y.M Xie ve G.P. Steven (1993) “population based” veya “random-directed” optimizasyon olarak adlandırılan bir yöntem sunmuşlardır. Bu metotta, tasarım alanı olarak popülasyon kullanılmaktadır. Popülasyon, en iyi sonuca varıncaya kadar bir seçim mekanizması yardımı ile döngü içerisinde geliştirilir. Evrimsel algorithmada hedeflenen uygun yapı (minimum ağırlık ve maksimum dirençlilik) için, gerek duyulmayan elemanlar tasarımdan çıkarılır. Malzeme uzaklaştırılması, elemanlara karşılık gelen nispeten küçük bir elastik modülü veya kalınlık değeri atanarak gerçekleştirilebilir. Eleman çıkarma tipik olarak elemanların Von Mises gerilmelerine dayanır. Genel olarak, kompliansın minimizasyon problemleri aşağıdaki biçimde ifade edilebilir;

$$\min: c = U^T KU \quad (1.12)$$

$$\frac{V}{V_0} \leq V_f \quad (1.13)$$

$$KU = F \quad (1.14)$$

$$x = [0.1] \quad (1.15)$$

Evrimsel algorithmada, eleman tasarım değişkenlerinin vektörü olan x hariç SIMP ile aynı değişkenlere sahiptir.

1.2.3.4 Homojenizasyon yöntemi / HM

Kikuchi ve Bendsoe (1988), homejenleştirme metodunu geliştirmişlerdir. Bu metotta malzeme yoğunluğu mikro yapı olarak kabul edilmektedir. Mikro yapı ise sonsuz sayıda küçük boşluklara sahip kompozit bir malzemedir.

Homojenleştirme teorisinin formülleri ile birlikte istenen özellikler, yükler ve kısıtlayıcıların uygulanması sonucu ortaya çıkan malzeme yoğunluğunun, uygun bir biçimde dağıtılması ile optimum yapı elde edilir (Bendsoe ve Sigmund, 1999).

Homojenleştirme metoduna göre bir mikroyapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü=1), her üç ekseninde aynı mekanik özellikleri gösteren / izotropik (delik büyüklüğü= 0) ve eksenlerde birbirinden bağımsız ve farklı özellikler gösteren / ortotropik ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) gözenekli malzeme olmak üzere üç ayrı başlık altında incelenmektedir (Göv ve Kütük, 2007). Homojenizasyon metodu, FEM

kullanılarak tasarım değişkenlerinin ayrıklaştırılmasına göre farklılık gösteren yoğunluk metoduna benzer bir optimizasyon gerçekleştirilmektedir.

1.2.3.5 Optimizasyon kriterleri yöntemi / OCM

Yapısal optimizasyonda kullanılan, optimizasyon kriterleri metodu, tek yük problemlerinin çözümü için son derece verimli hesaplama programları geliştirmek için kullanılabilir.

Optimizasyon işleminin amacı, sistemin komplians değerini minimize ederek, belirli bir alan için mümkün olan en dayanıklı yapıyı, malzeme miktarını, yük dağılımını ve destek koşullarını belirlemektir.

$$\min_x: c(x) = U^T K U = \sum_{e=1}^N (x_e)^p u_e^T k_0 u_e = \sum_{e=1}^N c_e(x) \quad (1.16)$$

$$\frac{V(x)}{V_0} = f \quad (1.17)$$

$$K U = F \quad (1.18)$$

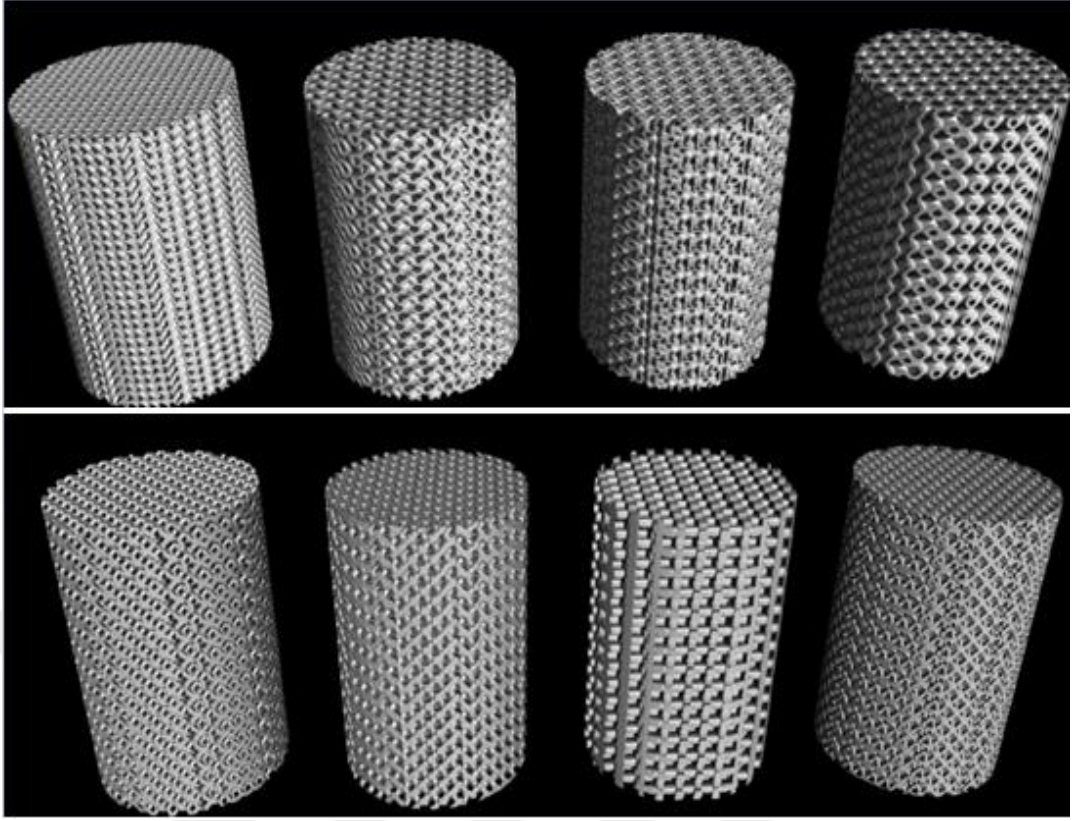
$$0 < x_{min} \leq x \leq 1$$

U ve F sırasıyla yerel yer değiştirme değerini ve kuvvet vektörünü göstermektedir. K yerel sertlik matrisi, u_e eleman yer değiştirme vektörü, k_0 eleman sertlik değerini, x tasarım değişkenini, x_{min} minimum bağıl yoğunluğu, N eleman sayısını, p ceza faktörü, f hacimsel oranı, $V(x)$ ve V_0 sırasıyla malzeme hacmini ve tasarım alanı hacmini belirtir (Göv, 2009).

1.2.4 Kafes (Lattice) optimizasyon

Eklemeli üretim yönteminin en önemli özelliği detaylı ve karmaşık parçaları rahatlıkla üretebilme yeteneğidir. Bunun en üst düzey örneği olarak kafes (Lattice) sistemler düşünülebilir, bu sistemler yalnızca 3B yazıcı kullanılarak üretilirler. Kafes (Lattice) yapılar, Şekil 1.10'da da gösterildiği gibi hücre şekillerinin yada tiplerinin tekrarlanması ile oluşmaktadır.

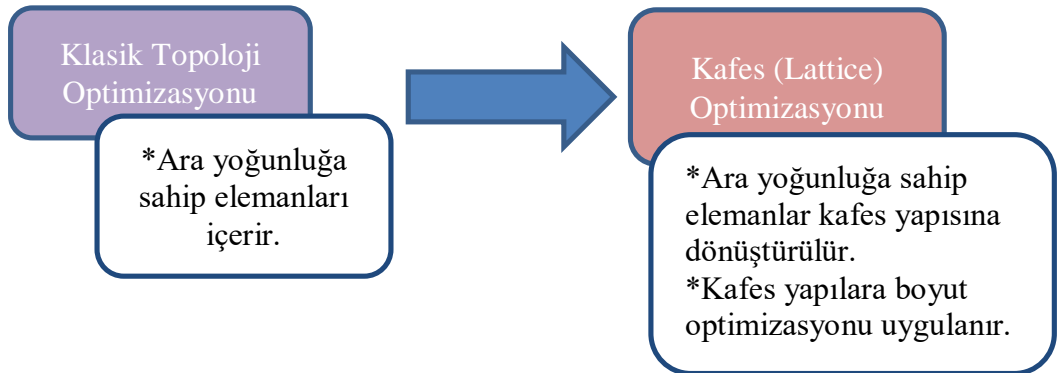
Kafes yapıları tasarım perspektifinden istenen bazı özelliklere sahiptir. Örneğin, geniş yapısal ağı sayesinde, modele daha iyi mukavemet ve sertlik sağlar. Ayrıca darbe enerjisini sönmek, rijitliği korurken ağırlığı azaltmak, titreşim ve seslerden yalıtım sağlamak için de uygulanabilirler. Bunların yanı sıra düşük yoğunluğa sahip oldukları için etkili bir şekilde ısı yalıtkanı olarak da kullanılabilirler.



Şekil 1.10 : Kafes (Lattice) yapılar (Plessis ve diğ., 2018).

Hücresel yapılar için farklı geometriler kullanılabilir. Her bir geometrinin sahip olduğu karakteristik özellikler sayesinde, tasarlanan model üzerin de farklı mekanik özellikler elde edilebilir. Çünkü kafes malzemesinin mekanik özellikleri, gözenekliliği ve gözenek yapısı ile doğrudan ilgilidir.

Kafes (Lattice) Optimizasyon yöntemi iki fazdan oluşmaktadır. İlk aşamada Klasik Topoloji Optimizasyonu uygulanır, ikinci aşamada ise kafes yapılarına Boyut Optimizasyonu uygulanır. Şekil 1.11’de Kafes (Lattice) optimizasyonu için akış şeması gösterilmiştir.



Şekil 1.11 : Kafes (Lattice) optimizasyon akış şeması.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Eklemeli üretim, Topoloji optimizasyon ve Kafes (Lattice) yapıları olarak çeşitli sektörlerde geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bu konular hakkında birçok çalışma yapılmış ve literatürde yayımlanmıştır.

2.1 Eklemeli Üretim

Çelik ve diğ. (2013), ilk başta uzay yolculuklarında yedek parça ve ağırlık yapan parçaları uzay da üretebilmek için kullanılan cihazın, bugünlerde hayatımıza hızlı bir giriş yapmış olduğunu evlerimize kadar girmeye başladığını belirtmişlerdir. Eklemeli üretim 20 yıldan fazla bir zamandır araştırılmakta ve geliştirilmektedir. Eklemeli üretim ile malzemeyi kaldırmak yerine malzemeyi tabaka tabaka yerleştirerek 3 boyutlu model oluşturulur.

Guo ve diğ. (2013), seçilen modele ve malzemeye uygun olarak Stereolithography (SLA), Seçimli Lazer Sinterleme (SLS), Birleştirmeli Yığılma Modellemesi (FDM), Doğrudan Metal Sinterleme (DMS), Seçimli Lazer Ergitme (SLM) gibi yöntemlerden uygun olduğu düşünülen üretim modelinin seçildiğini ve bu yöntemlerde farklı teknolojiler kullanılıyor olabileceğini, bu farklılıkların genellikle katmanların nasıl oluşturulduğu ve hangi malzemeyle üretildiği ile ilgili olduğunu söylemişlerdir.

Wong ve diğ. (2012), en sık kullanılan yöntemlerden biri FDM (Fused Deposition Modeling) malzemeyi ince bir nozül yardımıyla ip gibi akıtarak katmanlara eklemeler yaptığını, SLA (Stereolithography) ışığa duyarlı foto polimer reçineler lazer ışığı kullanarak katılaştırdığını ve üretiminin yapıldığını, SLS (Selective Laser Sintering) teknolojisinde ise toz görünümlü malzeme yapııştırılarak üretimin gerçekleştirildiğini söylemişlerdir.

2.2 Topoloji Optimizasyon

Günümüz endüstrisinde, özellikle otomotiv sektöründe ki rekabet şartları da, dayanıklı tasarımlar ile firmalar üstünlük sağlayamamaktadır. Firmalar dayanıklı

tasarıma ek olarak hafif ve ucuz maliyetli tasarımlar geliştirmek zorun da kalmışlardır. Farklı maddeler kullanarak hafif, dayanıklı ve maliyeti daha az olan tasarımlar üretilebilmesinin yanı sıra araştırmacılar farklı arayışlar ile malzemeyi değiştirmeden tasarımda belirli kısıtlamalar kullanarak optimum tasarıma ulaşabilecekleri optimizasyon yöntemlerini geliştirmişlerdir.

Bendsoe ve diğ. (1988) çalışmalarında, topoloji optimizasyon yöntemlerinden, ağırlıklı olarak homojenleştirme metodu ve yoğunluk metodu kullanıldığını belirtmişlerdir. Kikuchi ve Bendsoe (1988), homojenleştirme metodunu geliştirilmişlerdir. Yang ve Chuang (1993), yoğunluk metodunu geliştirmişlerdir. Yoğunluk metodu, malzeme dağılım metodu olarak da bilinmektedir.

Bendose ve diğ. (2003) çalışmalarında, yapısal optimizasyon yöntemlerinden biri olan topoloji optimizasyonunu, optimizasyonu yapılacak olan modelin dış boyutlarına ait özelliklerinde bir değişiklik yapmadan, modelin mukavemetini arttıracak şekilde belirli bölgelerden malzeme çıkarma işlemi olduğunu ve topoloji optimizasyonunun temel amacının, kompliansın minimum (rijitliğin maksimum) olmasını sağlayan optimum malzeme dağılımını bulmak olduğunu belirtmişlerdir. Yapısal optimizasyon için kullanılmakta olan ticari yazılımların gelişimi ile birlikte topoloji optimizasyonunun kullanımının, havacılık, otomotiv, inşaat gibi birçok sektörde yaygınlaşmaya başladığını ve hem doğrusal hem de doğrusal olmayan alanlardaki yapısal problemlerin çözümünde topoloji optimizasyon yönteminin çoğunlukla kullanıldığını belirtmişlerdir. Bu problemler titreşim, burkulma, gerilme kısıtlı, basınç yüklü, malzeme tasarımı, biyomekanik problemler olarak düşünülebilir. İlerleyen zamanlar da topoloji optimizasyon uygulama alanının daha da genişleyeceği düşündüklerini de söylemişlerdir.

Chen ve diğ. (2016), genel olarak kullanılan topolojik yöntemi, örnekler üzerinde belirli kısıtlamalar uygulayarak ve kısıtlama uygulamayarak tasarlamış ve oluşan modelleri kıyaslamışlardır.

Diaz ve Bendose (1992), homojenleştirme yöntemini kullanarak birden fazla yüklemeye içeren sistemlerin optimizasyonu ile ilgili çalışma yapmışlardır.

Göv ve diğ. (2007), çalışmalarında topoloji optimizasyon yöntemlerini incelemişlerdir ve eleman silme yönteminin uzun çözüm süresi için çözüm yolu olabileceğini belirtmişlerdir.

Harzheim ve Graf (2005), araçlarda kullanılan döküm parçalar için topoloji optimizasyonunu kullanmışlardır.

Lee ve diğ. (2007) çalışmalarında, rijitlik ve maliyet gibi performans göstergelerini içeren tasarım yapılandırılmalarını oluşturmak için optimizasyon yöntemlerine ihtiyaç duyulduğunu ve bu nedenle tasarım sırasında, istenen sınır koşullarına ve uygulanan yüklere göre en düşük ağırlıkta ama maksimum performansda tasarımların oluşturulmasının önemli olduğunu vurgulamışlardır. Çalışmaların da üç farklı optimizasyon yöntemini (boyut, topoloji ve şekil) kullanarak modellerini tasarlamışlardır ve bu yöntemleri kullanarak ağırlığı azaltılmış yapıların maksimum rijitlik tasarımını öngörmek için etkili yöntem olduklarını belirtmişlerdir.

Lin ve Chou (1999), topoloji optimizasyonu için homojenleştirme metoduna dayanan ve iki fazdan oluşan bir algoritma önermişlerdir. İlk fazda genel topoloji optimizasyon yöntemi uygulanmış daha sonra ayrıntılı olarak daha iyi kalite sağlamak amacıyla tekrar topoloji optimizasyonunu uygulamışlardır.

Lin ve Chao (2000) çalışmalarında, shell yapıların topolojilerini otomatik bir şekilde yorumlayabilmek için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu metot da ilk olarak homojenleştirme ya da materyal dağılım metodu kullanılmaktadır ve daha sonra belirlenen bölgelerde şekil optimizasyonu uygulanmaktadır.

Renatha B. ve diğ. (2017), von-mises gerilme ve çoklu yük altında olan modelde ağırlık azaltmak için topolojik yaklaşım önermişlerdir. Yaklaşım sonuçlarını birkaç örnek üzerin de göstermişler ve türettikleri topoloji optimizasyon yönteminin von-mises gerilme ve çoklu yük altında olan modeller için basitleştirilmiş bir alternatif yol olduğunu söylemişlerdir.

Rozvany (2001) çalışmasında, topoloji optimizasyonunun, şekil ya da boyut optimizasyonuna göre daha avantajlı olduğunu ve çok hızlı bir şekilde gelişme gösteren bir yapısal optimizasyon yöntemi olduğunu belirtmiştir. Genellikle kullanılan topoloji optmizasyon yöntemlerini sınıflandırmış ve karşılaştırmıştır.

Bir diğer çalışmasında Rozvany (2009), topoloji optmizasyon yönteminin mekanik, fizik, matematik ve bilgisayar ilimlerine ek olarak havacılık, otomotiv ve uzay gibi üretim sanayisinde de sıklıkla kullanılmakta olduğunu söylemiştir.

Suzuki ve Kikuchi (1991), lineer elastik düzlemsel yapıların direngenliğini arttırmak için homojenizasyon yöntemini kullanarak çalışmalarını yapmışlardır.

Torstenfelt ve Klarbring (2007), topoloji optimizasyonu yöntemlerini kullanarak otomobiller de bulunan şasi ve karkas yapılarının tasarımını gerçekleştirmişlerdir.

Yang ve Chuang (1994) çalışmalarında, homojenleştirme metoduna alternatif bir seçenek sağlamak için yapının topolojisini yoğunluk metodunu kullanarak bulmuşlardır. Bu metodun amacı yapının direngenliğini maksimize etmek olduğunu belirtmişlerdir.

Yıldız ve diğ. (2003a), endüstriyel çalışmalarda malzemenin verimli bir şekilde kullanılması gerektiğini önemle vurgulamışlardır ve tasarımın geliştirme süreci sonunda elde edilen modelin ekonomik bakımdan üretilebilir olması ve karışık geometriler yerine standart ve basit geometrilere sahip olması gerektiğini söylemişlerdir. Bu çalışmaların da ürün maliyetini ve üretim süresini azaltmak için topoloji optimizasyon yönteminin kullanılabilirliğini göstermişlerdir.

Yıldız ve diğ. (2003b) çalışmalarında, topoloji optimizasyonunu ve şekil optimizasyonunu birlikte kullanarak yapılan modellemelerde bulunan eksiklikleri gidermek için farklı yaklaşımlar türeterek yeni bir modelleme yapmışlardır.

Yıldız (2012) çalışmasında, otomotiv endüstrisindeki dizayn optimizasyon problemini çözmek için Taguchi tasarım yaklaşımını ve parçacık sürüsü optimizasyon yöntemine dayanan yeni bir yaklaşım sunmuştur. Yeni yaklaşımın nasıl uygulandığını göstermiş ve daha iyi optimal yaklaşım olduğunu söylemiştir.

Topoloji optimizasyon yöntemi ile ilgili yukarıda bahsedilen çalışmalara ek uzay, havacılık, otomotiv gibi daha birçok alan da çalışmalar yapılmıştır.

2.3 Kafes (Lattice) Optimizasyon

Eklemeli üretimde ki gelişmelerden ötürü hücreli yapılar alanında özellikle kafes yapılar alanında ki araştırmalar da artış olmuştur. Kafes yapıların uygulamaları ve özellikleri hakkında yoğun bir şekilde çalışmalar yapılmaktadır.

Chu ve diğ. (2010), hücreli yapıların tasarlanması için kullanılan parçacık sürü optimizasyonu (PSO) ve en küçük kareler minimizasyonu (LSM) yöntemleri arasında bir karşılaştırma yapmışlardır.

Hücre yapıları sıklıkla çalışılan bir konudur. Özellikle sekizgen kafes yapıları deneysel ve teorik olarak yaygın bir şekilde çalışılan hücre yapısıdır. Deshpande ve diğ. (2001),

alüminyum döküm ile ürettikleri sekizgen birim hücrelerin mekanik özellikleri üzerinde çalışmışlardır. Analitik ve Sonlu Eleman hesaplamaları arasında benzerlikler fark etmişlerdir. Ayrıca, sekizgen birim hücrelerin (octet-truss lattice) ağırlığı azaltmak için kullanılan metalik köpüklere alternatif olabileceğini belirtmişlerdir.

Dias (2015), kafes (lattice) yapılarının, birim hücrelerinin tekrarlanmasına dayanan periyodik yapıları ifade ettiğini söylemiştir.

Evans ve diğ. (2001) çalışmalarında, sertlik ve mukavemete sahip ultra hafif yapılar içeren sandviç paneller üzerinde, kafes hücrelerinin uygulanmasındaki avantajlarını açıklamışlardır.

Termal özellikleri nedeniyle, Heidrich ve diğ. (2001), bir tetrahedron elmas kafes tasarımı kullanılarak ısı eşanjörlerini modellemişlerdir. Daha sonra oluşturulan modeli test etmişler ve standart ısı eşanjörleri ile kıyaslamışlardır.

Hussein ve diğ. (2013), eklemeli üretim de kullanılan destek yapının ağırlığını azaltmak için kafes yapıları, destek olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bu sayede üretim süresin de de kısalma olduğunu göstermişlerdir.

Iyibilgin ve diğ. (2013), ergimiş çökertme modelleme (FDM) yöntemini kullanarak test örneklerini bal peteği, kare, elmas, üçgen ve daire olmak üzere beş farklı kafes hücre yapılarını kullanarak modellemişlerdir. Daha sonra, ürettikleri modelleri mukavemet özellikleri ve üretim süreleri açısından karşılaştırmışlardır.

Maskery ve diğ. (2017), kafes yapısının darbe sönümlemesi ve mekanik özellikleri ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Bunun için iki farklı kafes yapısını modelleyerek, darbe analizlerini tasarlamış ve daha sonra karşılaştırmışlardır.

Masoumi ve diğ. (2013), kafes yapılarda ki yorulmalara karşı nümerik bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemi, altıgen ve kare kafes yapılarının yorulma mukavemetine olan etkisini bulmak için kullanmışlardır. Kullandıkları sayısal yöntem ile birim hücre şeklinin, çok eksenli döngüsel yükleme altında ki kafes yapılarının yorulması üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Kafes yapıları üretebilmek için fazla zaman harcayan geleneksel CAD yazılımlarına alternatif olarak M. Millan ve diğ. (2015), direk STL formatında kafes yapıları üretebilmek için programatik bir yöntem geliştirmişlerdir (PLG).

Kafes optimizasyonu, topoloji optimizasyonundan sonraki bir adımdır. Kafes optimizasyonun da başlıca görev, kafes yapılarını tasarlamak için yeni bir algoritma geliştirmektir. Bu hücreli yapıları tasarlamak için çeşitli yöntemler önerilmiştir. Nguyen ve diğ. (2012), hafif ağırlıkta materyal (CLS-Conformal Lattice Structure) üretilebilmesi için iki aşama belirtmişlerdir. İlk olarak CLS'yi verimli bir şekilde üretebilmek için bilgisayar destekli tasarım teknolojileri geliştirilmiştir. İkinci olarak da CLS'yi verimli bir şekilde optimize edebilmek için yöntem sunmuşlardır. Daha sonra bu metodu Micro Air Vehicle (MAV) parçalarına uygulamışlardır.

Nguyen ve diğ. (2016), farklı tiplerde hücreli yapıları otomatik şekilde oluşturmak için yeni bir yaklaşım üzerinde çalışmışlardır. Böylelikle CAD sistemlerinden kaynaklı eksiklikler giderilmeye çalışılmıştır.

Niu ve diğ. (2017), üç farklı kafes hücre yapısı kullanarak, geometrinin mekanik olarak etisini göstermek istemişlerdir. Üretilen geometrilere sonlu elemanlar analizi ve çekme testi uygulamışlardır. Sonlu elemanlar analizi ve çekme testi sonuçları kıyaslandığında da birbirine yakın sonuçlar elde etmişler ve üçgen prizmanın kare ve altıgen prizmaya göre daha iyi olduğu söylemişlerdir.

Panesar ve diğ. (2018), model içerisindeki kafes sistemini dört farklı strateji kullanarak modellemişler. Daha sonra elde edilen geometrileri ve modelin ilk hali arasında mekanik performansı, üretimi için gereken destek yapı gibi parametreler için karşılaştırmışlardır.

Querin ve diğ. (2014), uçak iskeletinin ağırlığını azaltmak için bir çalışma yapmışlardır. Öncelikle, genetik algoritma yöntemini kullanarak topoloji optimizasyon yapmışlar daha sonra kafes (lattice) yapı kullanmışlar ve malzeme olarak karbon kompozit kullanmışlardır.

Özellikle otomotiv ve havacılık endüstrilerinde hacmin ve ağırlığın azaltılmasının istenmesi yaygındır. Çünkü kütle azaltılması önemli ölçüde maliyeti düşürmekte ve performans artışını sağlayabilmektedir. Ricardo çalışmasında (2008), araç ağırlığının azalması ile yakıt tüketiminin azaltılabileceğini göstermiştir.

Kafes yapıların parametreleri ve özellikleri ile ilgili sürekli çalışmalar yapılmaktadır. Tang ve diğ. (2015), kafes hücre yapılarının oryantasyonu ile ilgili iki aşamadan oluşan bir dizayn metodu ile çalışmalarını yapmışlardır ve kafes hücrelerinin

konumlandırılmasının yapısal özellikler üzerinde önemli bir etkisi olduğunu söylemişlerdir.

Wang ve diğ. (2005), büyük konformal kafes yapılarının etkili ve verimli bir şekilde CAD modellerini oluşturabilmek için karma (hibrit) modelleme yöntemi geliştirilmişlerdir.

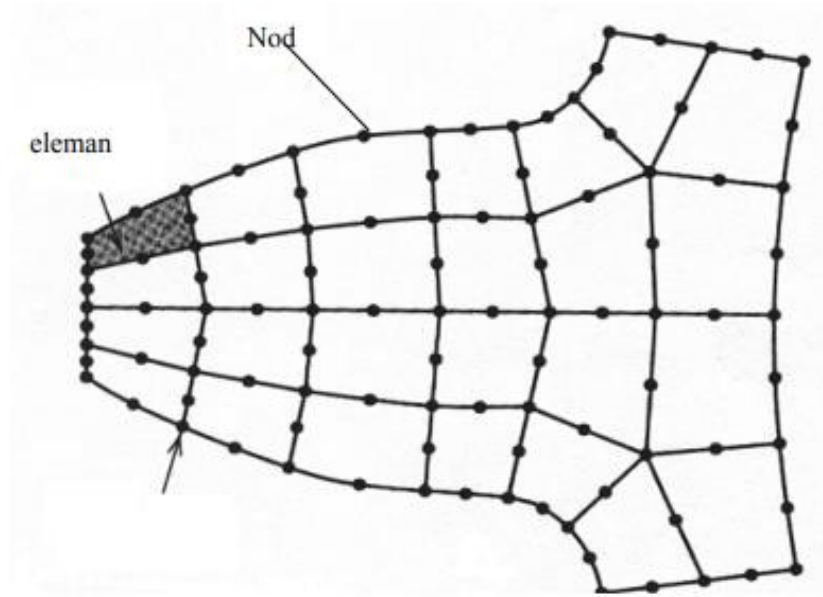
Xiao ve diğ. (2018), üç farklı tipde lattice yapı uygulamışlardır (FCC, VC, ECC). Bu lattice yapıları farklı gözenek seviyelerinde modelleyerek SLM teknolojisi ile üretmiş ve mekanik performanslarını kıyaslamışlar. Sonuçlar incelendiğinde de FCC ve VC kafes yapısı mekanik özellikleri bakımından ECC'den daha iyi performans gösterdiğini söylemişlerdir.

Son olarak, Yiqiang ve diğ. (2018), kafes sistemini düzenli ve kademeli olarak iki farklı şekilde modelleyip test sonuçlarını karşılaştırmışlar. Kademeli olarak düzenlenen yapının tek düze yapıdan daha iyi mekanik sonuçlar verdiğini görmüşlerdir.

3. SONLU ELEMANLAR METODU

Sonlu elemanlar metodu, stres analizi ve büyük boyuttaki diğer alan problemleri için kullanılan dijital bir yöntemdir. Sonlu elemanlar metodu, deplasman veya gerilme fonksiyonunun seçimine bağlı olarak üç gruba ayrılabilir; yer değiştirme metodu, denge metodu ve karma yöntem. Yer değiştirmeler, yer değiştirme yönteminde birincil bilinmeyen olarak kabul edilir; gerilim, denge yönteminde birincil bilinmeyen olarak kabul edilir ve karışık yöntemde ise yer değiştirmeler ve stresler bilinmeyen olarak kabul edilir.

Sonlu elemanlar metodunda öncelikle geometri oluşturulur. Daha sonra oluşturulan geometri benzer alt birimlere bölünür ve bunlar 'element/mesh' olarak adlandırılır. Her bir mesh birbiri ile bağlantılıdır ve bu bağlantı noktaları 'düğüm/node' olarak adlandırılır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Sonlu eleman modelinde eleman ve nod noktaları (Ergin ve diğ, 2000).

Elementin nod sayısı ve dolayısıyla serbestlik derecesi çözümün doğruluğunu belirler. Ne kadar fazla nod var ise o kadar doğru çözüm bulunur. Ama aynı zaman da nod sayısına bağlı olarak analiz süresini de artmaktadır. 2-D model olarak üçgen, kare

elementler farklı nod sayısı ile kullanılabilir. 3-D model olarak da hexagonal ve tetrahedral mesh tipleri farklı nod sayısı ile kullanılabilir.

Analiz için sonlu elemanlı modele mekanik özellikler atanır. Bu özellikler genellikle Young's modulus ve Poisson's oranını içerir. Model tanımlandıktan sonra, kısıtlamalar ve yüklemeler mesh yada düğüm noktaları üzerine uygulanır.

İki tür de analiz yapılır,

- Statik analiz; tasarımın sabit yük şartları altında çalışacağı sistemlerde gösterdiği davranışları inceler.
- Dinamik analiz; statik analizlerin tersine zamana bağlı olarak titreşim, harmonik, rastgele, sismik yüklerinin değişmesiyle oluşan davranışları incelemek için kullanılır.

3.1 Gerinim (Strain)

Gerinim, yük uygulandığında modelde birim uzunlukta oluşan deformasyon olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (3.1)$$

Burada, ε gerinimi, Δl değişen uzunluğu (m) ve l modelin ilk boyunu ifade etmektedir. Birimi yoktur (Wells ve ark. 1980).

Gerinim elastik ve plastik olarak ikiye ayrılır. Elastik deformasyonda yük kaldırıldığında model eski haline döner. Ama plastik deformasyonda kalıcı bir şekil değiştirme vardır yük kaldırılrsa dahi model eski haline dönemez (Anusavice,1996).

3.2 Gerilim (Stress)

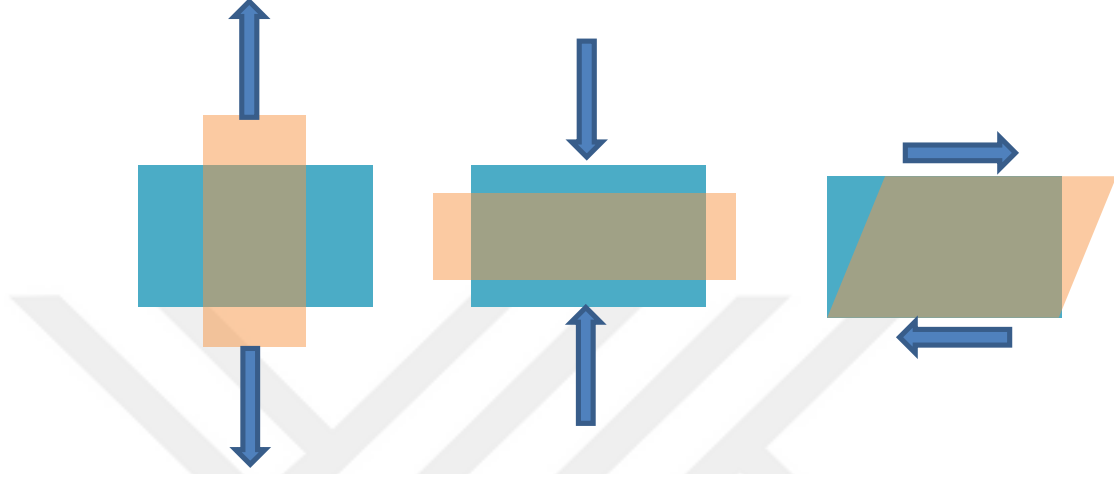
Gerilim, birim alana düşen kuvvet olarak tanımlanmaktadır.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.2)$$

Burada, σ gerilimi, P uygulanan kuvveti ve A alanı ifade etmektedir. SI birim olarak N/m^2 yada Pascal (PA) olarak belirtilir.

Gerilim, çekme,basma ve kesme olmak üzere üç ana başlıkta sınıflandırılabilir. Çekme gerilimi, yüzey alana dik kuvvet uygulandığında oluşur ve malzeme de kuvvet

yönünde uzama görülür. Basma gerilmesi, yine yüzey alana dik fakat malzemi sıkıştıracak yönde uygulanır. Bu iki gerilme türü normal gerilim olarak isimlendirilir. Kesme gerilimin de ise yüzeye iki zıt yöndeki kuvvet paralel bir şekilde uygulanır ve kayma gerilmesi olarak bilinir. Bahsedilen üç gerilme yöntemi şematik olarak Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Normal ve Kayma gerilmesi (Çekme, Basma, Kesme Gerilimi).

3.3 Elastisite Modülü

Elastisite modülü, malzemeye uygulanan gerilmenin ve bu gerilmeden dolayı oluşan birim şekil değiştirmenin oranlamasıyla bulunur. Bir malzemenin elastisite modülü ne kadar büyük olursa o malzemenin plastik deformasyona uğramadan dayanabileceği kuvvet miktarı aynı oranda artar ya da elastik uzama oranı aynı oranda azalır. Aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir. Bu formülasyon Hooke Kanunu olarak bilinmektedir.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.3)$$

Burada, E elastisite modülünü, ε birim uzamayı ve σ gerilimi ifade eder.

3.4 Akma Gerilmesi (Von-Mises Gerilmesi)

Sonlu elemanlar analizlerin de genellikle Von mises gerilmesine bakılarak karar verilir ve analizlere bunların üzerinden devam edilir. Von mises gerilmesi malzemede oluşan gerilmelerin ve kayma gerilmelerinin ortalamasıdır ve malzemede akma yada kırılma olup olmadığını belirtir denilebilir. Genellikle sünek malzemeler için kullanılır. 3 boyutlu yükleme şartları için aşağıda gösterilen formüller ile hesaplanabilir.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} - \sigma_{yy}\sigma_{zz} - \sigma_{zz}\sigma_{xx} + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{3}{2}\sigma_{ij}\sigma_{ij} - \frac{1}{2}(\sigma_{kk})^2} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{3}{2}\sigma'_{ij}\sigma'_{ij}} \quad (3.7)$$

Burada, ' σ_{vm} ' Von mises gerilme değerini, ' σ ' normal gerilmeleri, ' τ ' kayma gerilmelerini, x, y ve z bu gerilmelerin bulunduęu d¼zlemleri, i, j ve k ise d¼zlem deęiřkelerini temsil etmektedir.

4. SALINCAK KOLU'NUN KAFES ve TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Endüstride her sektörde, farklı sistemler bir araya getirilerek üretim yapılmaktadır, otomobiller de buna dâhildir. Her bir sistemin kendine özgü özellikleri vardır ve bu nedenle de birbirleriyle senkronize ve sorunsuz bir şekilde çalışmalarını gerekmektedir.

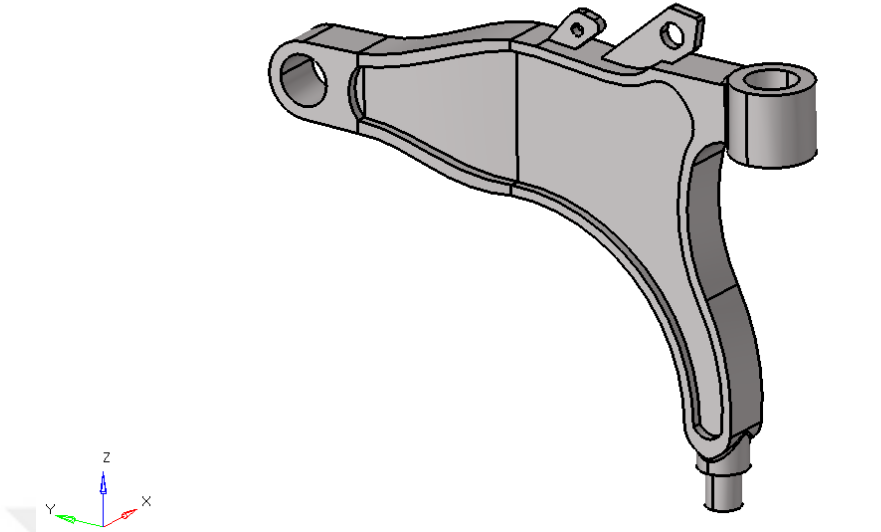
Salıncak kolu çoğu süspansiyon sisteminde bulunan önemli bir parçadır. Salıncak kolu, araçların dengesini sağlanmasına yardımcı olur. Tekerlek ve şasi arasındaki bağlantıyı sağlar.

Tekerlek hareket ettikçe, salıncak kolu bilyalı mafsala yön verir ve böylelikle eğriliği kontrol eder.

Şekil 4.1'de gösterilen mevcut salıncak kolu tasarımı, tümsek ve çukur gibi yerlere girildiği zaman tekerlerin çukura veya kasise göre oluşan darbesini sönümler ve araçların ön takımların da oluşacak herhangi bir darbeye karşı korunma sağlar. Kontrol kolu tasarımı, bilyalı mafsala kontrol koluna sabitleniş şekline göre üç tipe ayrılır,

1. Birleştirilmiş Salıncak Kolu: Bu salıncak kolunda, bilyalı mafsal sabittir ve salıncak kolu tek parçadır.
2. Kalıp Salıncak Kolu: Bu kontrol kolu genellikle ağır taşıtlarda kullanılır. Bilyalı mafsal çıkarılabilir şekilde presleme işlemiyle tasarlanmıştır.
3. Civatalı Salıncak Kolu: Bu kontrol kolunda bilyalı mafsal civata ile sabitlenmiştir.

Topoloji optimizasyonu, malzeme dağılımı ve bir yapıdaki elemanların nasıl bağlandığı ile ilgilidir. Topoloji optimizasyonu da her bir elemanın "eşdeğer yoğunluğu" bir tasarım değişkeni olarak ele alınır. Çözücü, her eleman için eşdeğer bir yoğunluk hesaplar; yoğunluğun '1' olması katı maddeyi, yoğunluğun '0' olması ise boşluğu göstermektedir. Topoloji optimizasyonu ile malzemenin model içerisindeki en uygun dağılımı bulunmaktadır. Optimizasyon için tasarımcı modeline kısıtlamalar uygulayabilmektedir. Uygulanan kısıtlamalara göre istenen parametre ya en aza indirgenmesi ya da en üst düzeye çıkarılabilmesi için tasarımda belirli boşluklar oluşturulur.



Şekil 4.1 : Mevcut Salıncak Kolu Tasarımı.

Kafes yapısı optimizasyon uygulanmasındaki amaç, klasik topoloji optimizasyonu sırasında meydana gelen ara yoğunluklara sahip elemanların kafes hücreleri ile değiştirilmesidir. Belirtilen sınırlara (Alt sınır 'LB' $< x <$ Üst sınır 'UB') uygun yoğunluk değerine sahip sonlu elemanlar bu tür değiştirme için uygundur. UB'nin üzerindeki yoğunluk değerlerine sahip olan elemanlar, tam yoğun malzeme olarak temsil edilir ve LB'nin altındaki değerlere sahip olanlar ise tamamen çıkarılır.

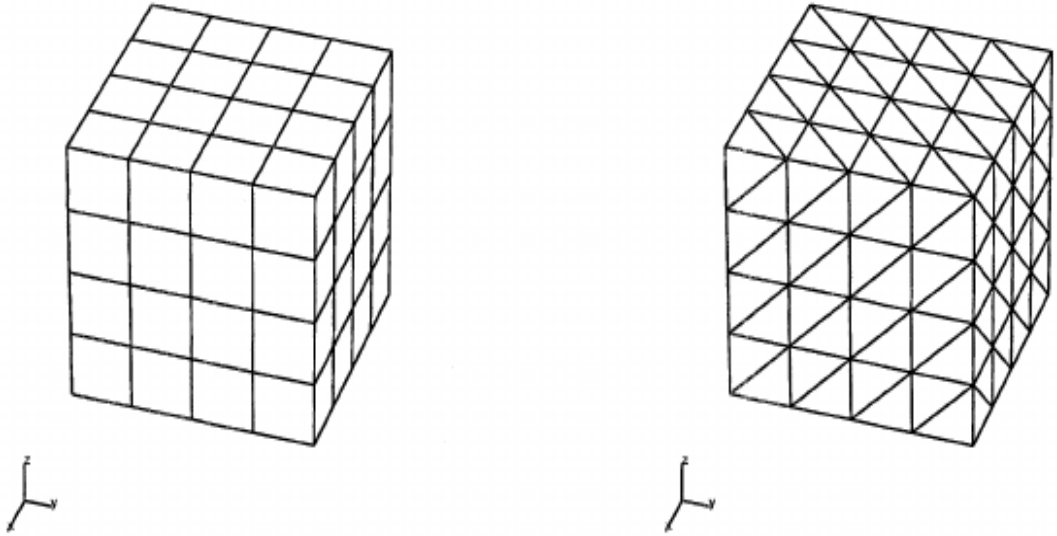
Günümüzde kafes yapıları, ara yoğunluğa sahip elemanları temsil etmek için en doğru çözümdür. Topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan modeller üretim kısıtlamaları olmadan yalnızca eklemeli üretim yöntemi ile üretilebildiğinden, kafes yapılarını da 3B yazıcılar ile kolaylıkla üretilebileceği ön görülmüştür. Kafes optimizasyonun sonuçları ile topoloji optimizasyon sonuçları karşılaştırıldığında, kafes optimizasyonun daha iyi doğruluk ve performans elde etmek için uygun bir çözüm olduğu kanısına varılmıştır.

Topoloji optimizasyonunda ara yoğunluk elemanları ceza faktörü (P) ile sınırlandırılır ve eleman yoğunlukları 0 ve 1'e yakındır, kafes optimizasyonunda ise bu parametrenin ön tanımlı değeri 1.0'dir. Ceza faktörü sadece orta yoğunluklara sahip elemanları kontrol etmez, aynı zamanda topoloji elemanının sertliğini de tanımlamaktadır.

Lattice optimizasyon iki fazda gerçekleşmektedir.

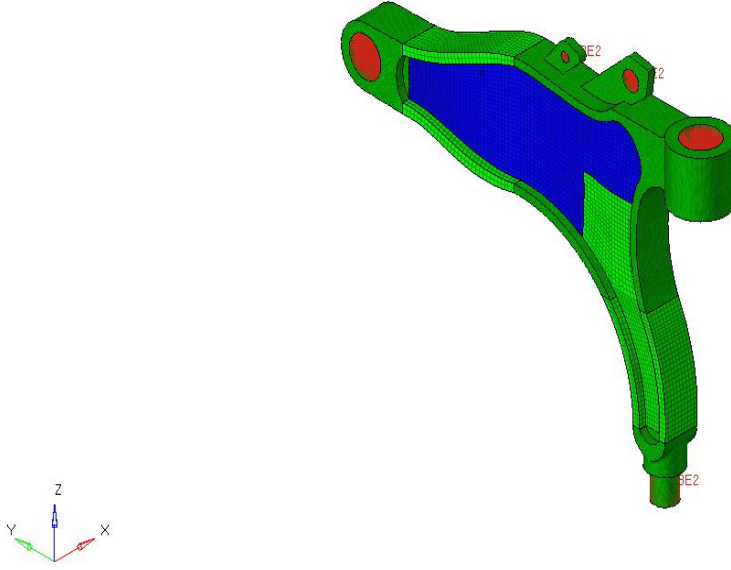
İlk faz da, genel olarak söylemek istersek, belirli sınırlar içerisinde ara yoğunluklara sahip elemanların kafes hücreleri ile yer değiştirdiği klasik topoloji optimizasyonu gerçekleşir. Bu şekilde ara yoğunluklara sahip elemanların sertliğini daha uygun hale getirmek mümkün olur. Kafes hücreleri, çözme işlemi tamamlandıktan sonra, dairesel kesitli CBEAM konik kiriş elemanlar ile modelleme yapılır ve kafes yapıları ile optimize edilmiş dosya oluşur. Yani ikinci faz için kurulum dosyası oluşturulur. II faz da ise I. faz da meydana gelen kirişler için boyut optimizasyonu gerçekleşir ve optimize dosyası oluşur.

Bu çalışmada, öncelikle CAD modeli hazırlanmış olan salıncak kolu modelinin sonlu elemanlar metodu kullanılarak mesh yapısı oluşturulmuştur. Design bölgeler de mesh yapısı olarak hexahedral yapı, non design bölgede ise tetrahedral ve hexahedral kullanılmıştır (Şekil 4.2). Design bölge için yalnız hexahedral mesh yapısının seçilme nedeni, hexahedral mesh yapısının diğer mesh tiplerine göre daha esnek olması ve sahip olduğu geometri sebebiyle farklı kafes tiplerine kolaylıkla dönüşebilmesidir. Şekil 4.3’de gösterilen model de mavi ile gösterilen bölge design, yeşil ile gösterilen bölge ise non-design bölgeyi göstermektedir.



Şekil 4.2 : Seçilen mesh yapıları hexahedral-tetrahedral (Vosse ve diğ., 2003).

Mesh atılma işlemi bittikten sonra optimizasyon boyunca kullanılması gereken parametreler belirlenmiştir. Bu parametreler, tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonu, kısıtlamalar ve sınır koşullarını içermektedir.



Şekil 4.3 : Design ve non-design olarak bölünmüş model.

Malzeme olarak C 45 E ıslah çeliği seçilmiştir. Çizelge 4.1’ de C 45 E ıslah çeliğinin mekanik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1 : “C 45 E” ıslah çeliğinin mekanik özellikleri.

Malzeme	Young Modülü (MPA)	Poisson Oranı	Özkütle (kg/m ³)
SAE 1141	210.000	0.3	7.850

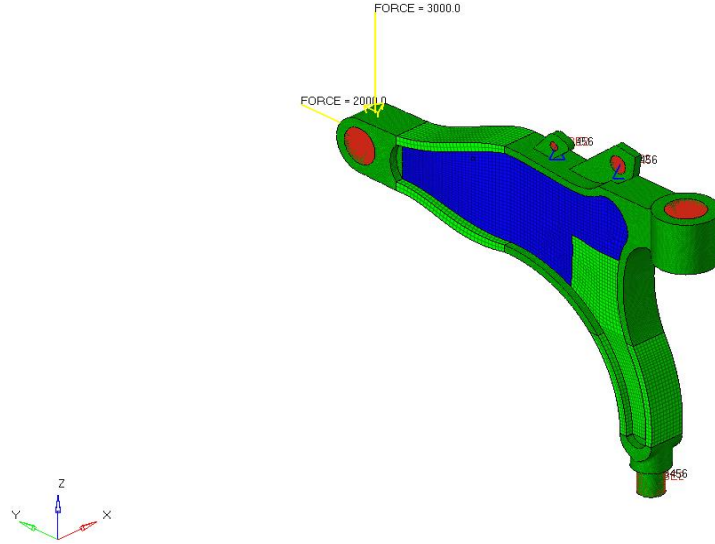
Belirtilen bölgelere ait düğüm noktalarının eksenlerdeki dönme ve öteleme hareketleri (6 serbestlik derecesi) tek boyuttaki rijit elemanlar ile kısıtlanmış ve sabitlenmiştir. Daha sonra ise istenen bölgeler, bir boyutlu rijit elamanlar ile sabitlenmiş ve Y, Z yönünde sırasıyla 2000 N ve 3000 N değerinde iki adet yük uygulanmıştır (Şekil 4.4). Amaç fonksiyonu olarak kompliansın minimizasyonu belirlenmiştir ve amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$C_W = \sum W_i C_i = 1/2 \sum W_i u_i^T f_i \quad (4.1)$$

Kısıtlama olarak hacimsel oran (volume fraction) 0.300 (30%) değeri ile tanımlanmıştır. Hacimsel oran, aşağıdaki formülasyon ile tanımlanmaktadır.

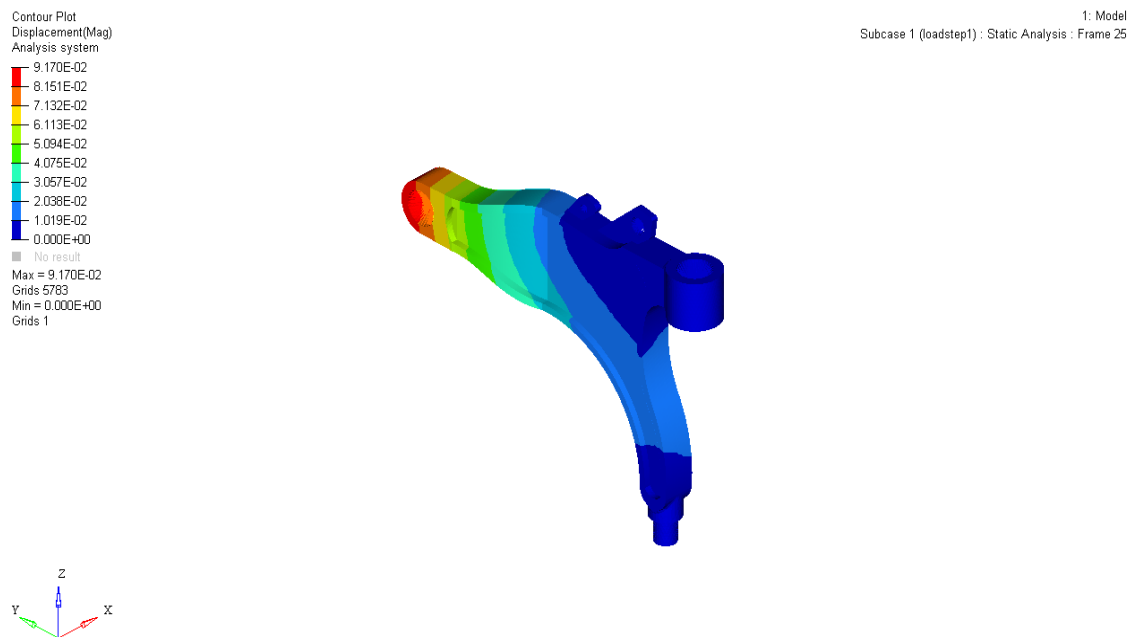
$$\text{Hacim kesri} = (\text{mevcut yinelemede toplam hacim} - \text{tasarım dışı hacim})$$

$$/ \text{ ilk tasarım hacmi} \quad (4.2)$$



Şekil 4.4 : Modele uygulanan yük ve kısıtlamalar.

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak optimizasyona hazırlanan modele ilk olarak klasik topoloji optimizasyon uygulanmasının yapılmasına karar verilmiştir. Topoloji optimizasyonu için öncelikle tasarımın statik analizi yapılmıştır. İlk tasarım modeline ait 0,0917 mm yer değiştirme ve 252 MPa gerilme değerleri ile statik analiz sonuçlanmıştır. (Şekil 4.5 - 4.6). Daha sonra görüntüleme modülü kullanılarak design bölgedeki yoğunluk değerleri incelenmiştir. Şekil 4.7' de mevcut salıncak kolunun malzeme yoğunluk dağılımı gösterilmiştir. Statik analiz sonucunda elde edilen yoğunluk dağılımına göre kütle çıkarıldıktan sonra oluşturulması muhtemel olan model ise Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



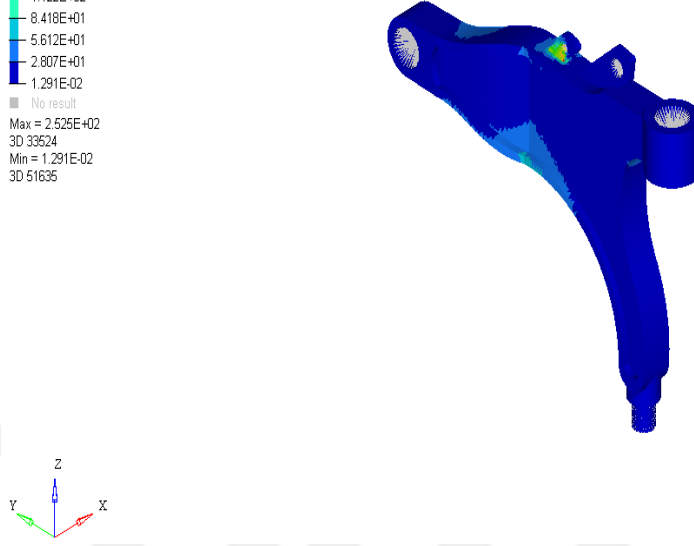
Şekil 4.5 : Modelin ilk yerdeğiştirme değerleri.

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

2.525E+02
2.245E+02
1.964E+02
1.683E+02
1.403E+02
1.122E+02
8.418E+01
5.612E+01
2.807E+01
1.291E-02

■ No result
Max = 2.525E+02
3D 33524
Min = 1.291E-02
3D 51635

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) : Static Analysis : Frame 25



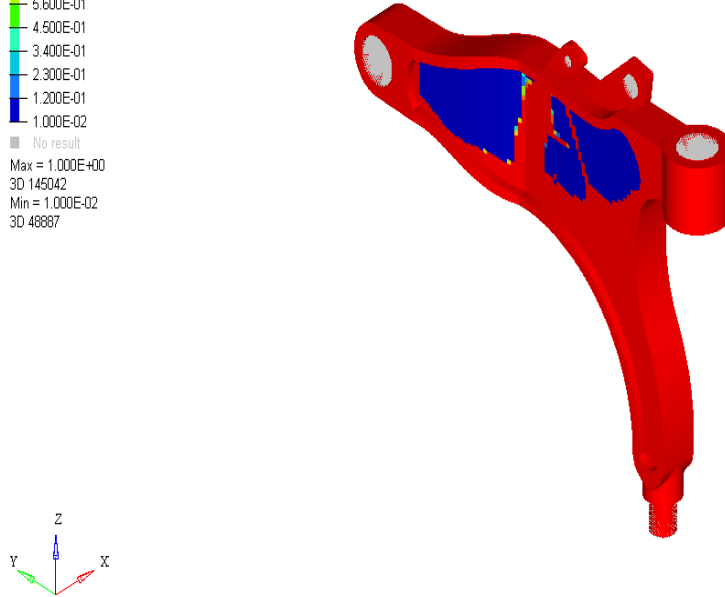
Şekil 4.6 : Modelin ilk gerilme değerleri.

Contour Plot
Element Densities(Density)
Analysis system

1.000E+00
8.900E-01
7.800E-01
6.700E-01
5.600E-01
4.500E-01
3.400E-01
2.300E-01
1.200E-01
1.000E-02

■ No result
Max = 1.000E+00
3D 145042
Min = 1.000E-02
3D 48887

1: Model
Design : Iteration 27 : Frame 25



Şekil 4.7 : Model üzerindeki malzemenin yoğunluk dağılımı.

Contour Plot
Element Densities(Density)

1.000E+00
8.900E-01
7.800E-01
6.700E-01
5.600E-01
4.500E-01
3.400E-01
2.300E-01
1.200E-01
1.000E-02
No result

Max = 1.000E+00
3D 145042
Min = 1.000E-02
3D 48887

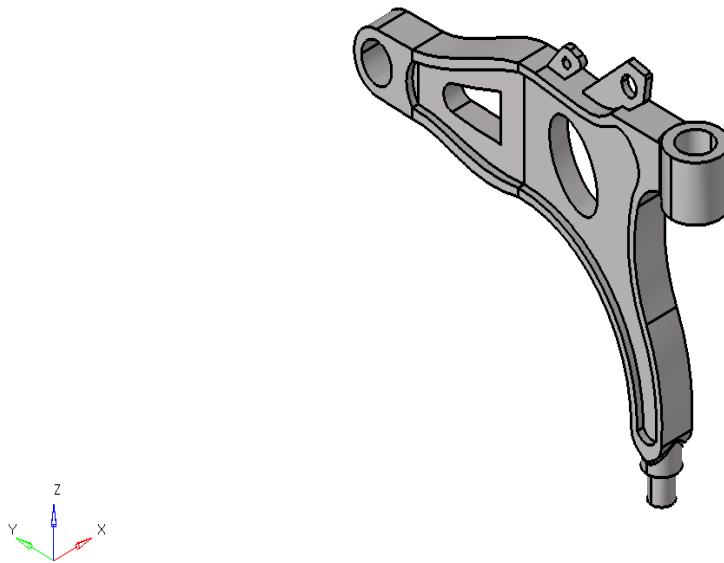
1: Model
Design : Iteration 27 : Frame 25



Şekil 4.8 : Topoloji optimizasyon sonrası oluşan model.

Topoloji optimizasyon sonrası Şekil 4.8’ de gösterilen şekil feyiz alınarak yeni model tasarlanmıştır (Şekil 4.9). Topoloji optimizasyon sonrası oluşturulan modele tekrardan statik analiz uygulanmıştır ve elde edilen sonuçlar; 0.112 mm maksimum deplasman değeri (Şekil 4.10), 184 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi (Şekil 4.11) olarak saptanmıştır.

Model Info: Untitled



Şekil 4.9 : Topoloji optimizasyon sonrası yeniden tasarlanan model.

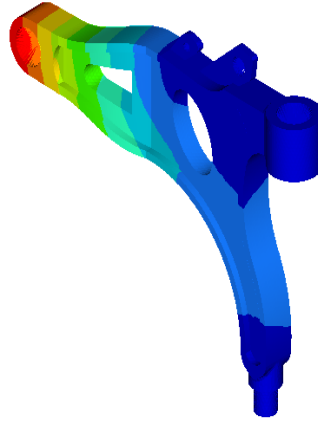
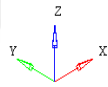
Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

1.112E-01
9.886E-02
8.651E-02
7.415E-02
6.179E-02
4.943E-02
3.707E-02
2.472E-02
1.236E-02
0.000E+00

No result

Max = 1.112E-01
Grids 3981
Min = 0.000E+00
Grids 1215

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) : Static Analysis : Frame 25



Şekil 4.10 : Topoloji optimizasyon sonrası modelin yerdeğiştirme değerleri.

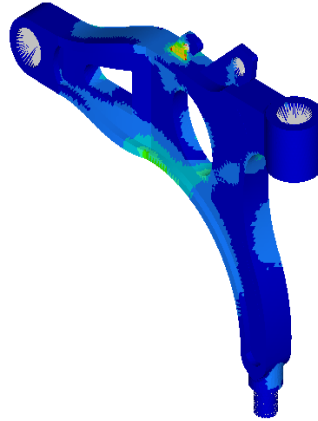
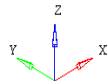
Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

1.843E+02
1.638E+02
1.433E+02
1.229E+02
1.024E+02
8.192E+01
6.144E+01
4.096E+01
2.049E+01
1.133E-02

No result

Max = 1.843E+02
3D 33155
Min = 1.133E-02
3D 42910

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) : Static Analysis : Frame 25

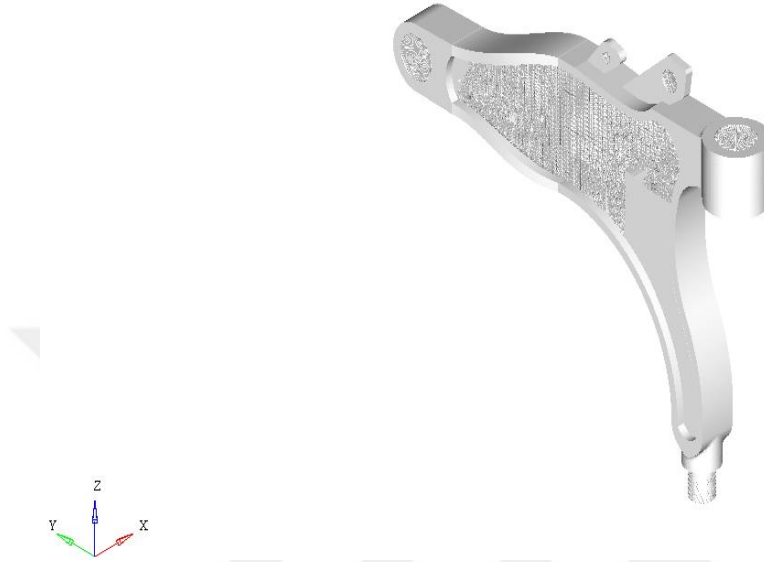


Şekil 4.11 : Topoloji optimizasyon sonrası oluşturulan modelin gerilme değerleri.

Topoloji optimizasyonu uygulanan modele daha sonra kafes (lattice) optimizasyonu uygulanmıştır. Kafes optimizasyonu daha önce de belirtildiği gibi iki aşamada gerçekleştirilmektedir. Bu sebeple öncelikle hazırlanan modele tasarımın ilk aşaması olan klasik topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Ardından Şekil 4.12’de gösterildiği

gibi her bir hücre tipi için kafes yapıları ile doldurulmuş bir tasarım dosyası oluşturulmuştur.

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 0 : Frame 25



Şekil 4.12 : Kafes optimizasyon I. faz sonrası oluşan model.

Faz I sırasında, topoloji optimizasyonu ara yoğunluklara (0.0 ile 1.0) sahip bir yapı oluşturmak için kullanılmaktadır. Bir topoloji elemanının yoğunluğu, aşağıdaki denklem kullanılarak elemanın sertliği ile ilişkilendirilir:

$$E = E_0 \rho^P \quad (4.3)$$

E – ‘ ρ ’ yoğunluğu için topoloji elemanının optimum sertliği,

E_0 – İlk tasarım alanı malzemesinin sertliği,

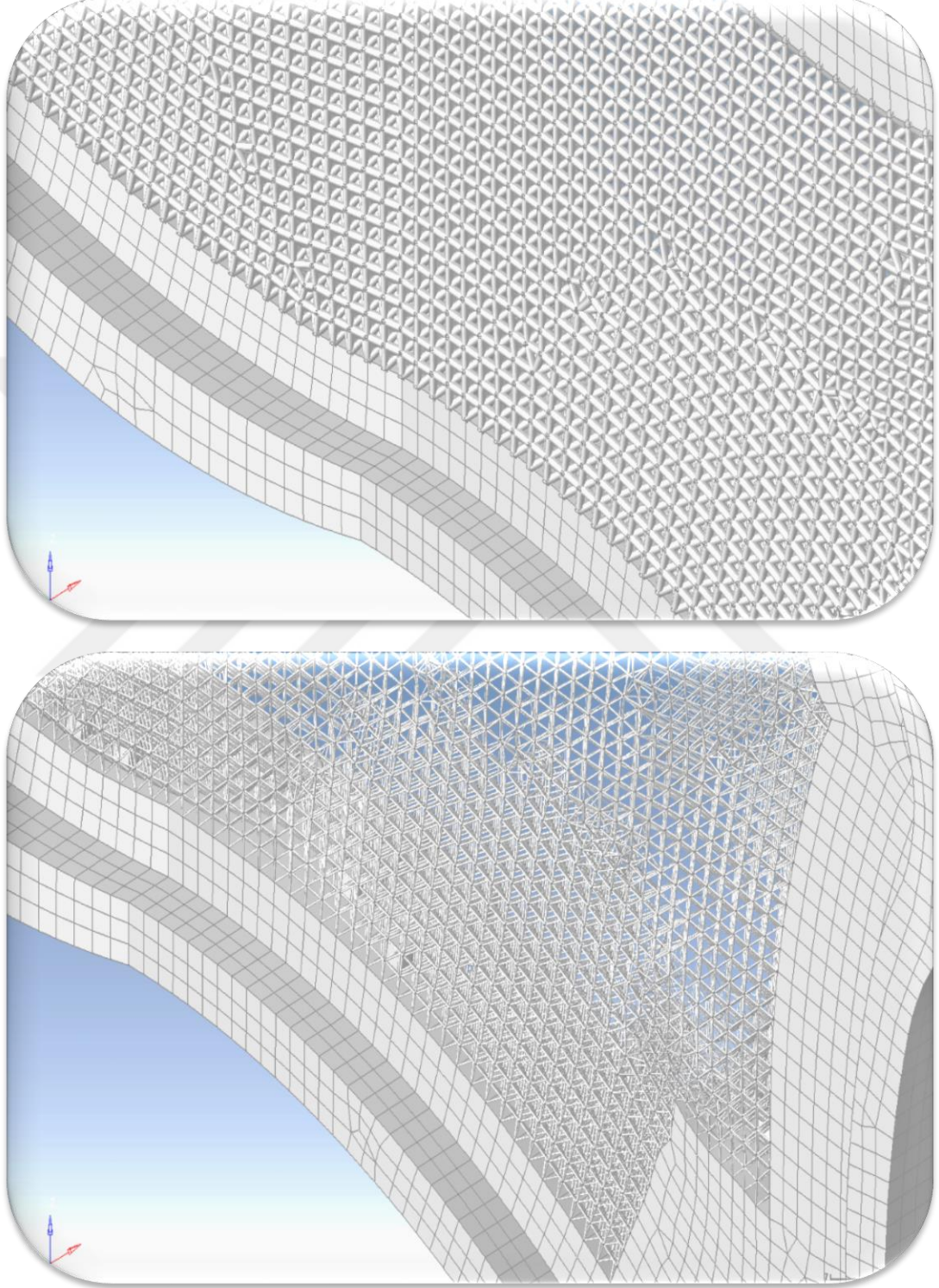
ρ – Herhangi bir topoloji elemanının yoğunluğu,

P – Orta yoğunluktaki elemanların oluşumunu kontrol etmek için yoğunluğa uygulanan ceza faktörüdür.

Çalışmamızda ceza faktörünü birinci faz için program tarafından önceden tanımlanmış olan 1,8 değerinde ayarlanmıştır. Bu değer, orta derecede yoğun elementleri bir dereceye kadar sınırlandırır ve orta derecede kafes bölgelerinin oluşmasını sağlar.

$$E = E_0 \rho^{1,8} \quad (4.4)$$

II faz da, ilk fazda oluşan her bir kiriş için ayrı ayrı boyut optimizasyonu gerçekleşir. Bu faz da, tüm kirişlerin çapları, tasarım kısıtlamalarını karşılayacak Şekilde ayarlanır ve optimize dosyası oluşur (Şekil 4.13).



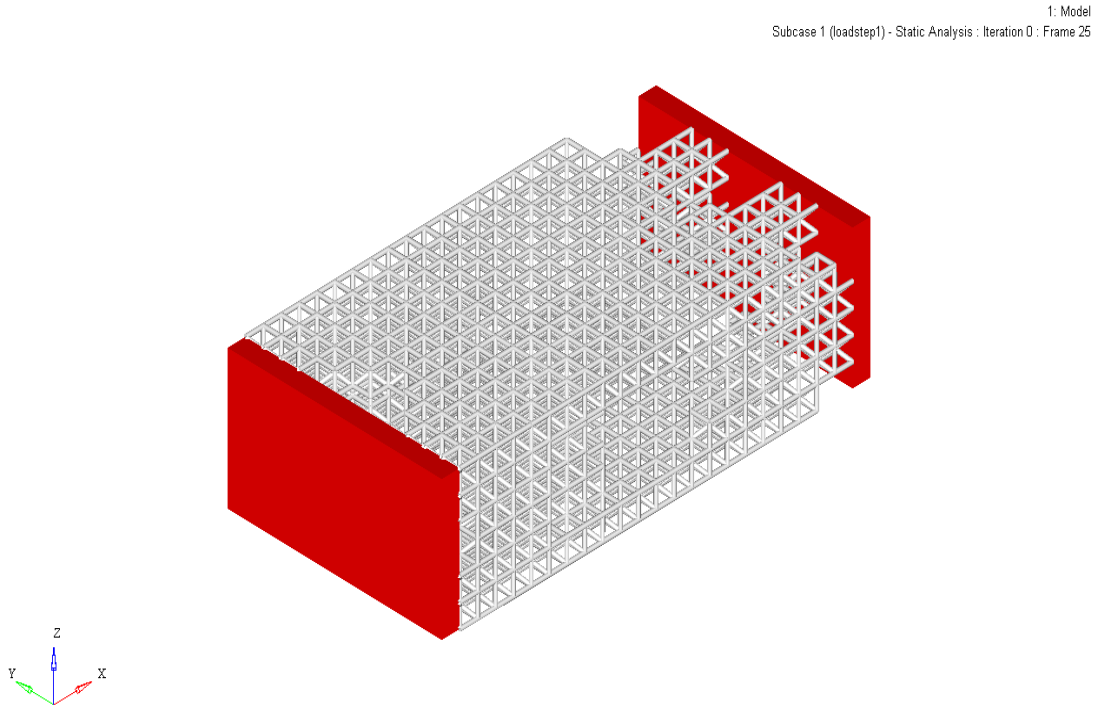
Şekil 4.13 : II. fazdan önce ve sonra kirişlerin yapısının görünümü.

Kafes optimizasyonu, yukarıda da bahsedildiği gibi klasik topoloji optimizasyonuna ek olarak yapılmaktadır.

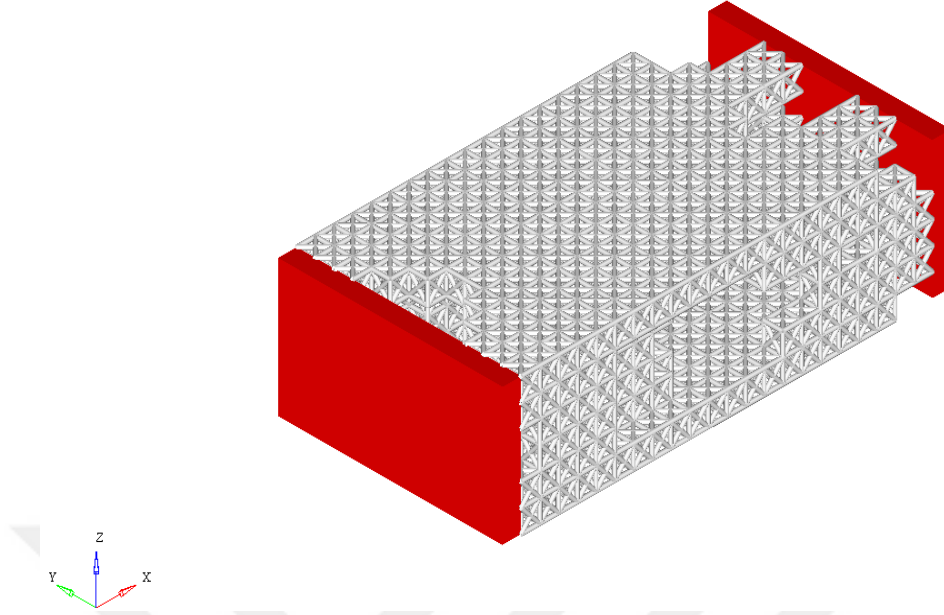
Optimizasyonun I. fazında neden optimum tasarım oluşmuyor ve ikinci bir faz da boyut optimizasyonu uygulandığı merak edilen bir konudur. Bunun kritik bir nedeni vardır. Kafes optimizasyonunun I. fazında işlemin sonunda kafes yapısı üretildiğinden, kafes yapılarının gerçek davranışlarını tahmin etmek mümkün değildir. Ayrıca, optimizasyonun I. evresinde, klasik topoloji optimizasyonunda olduğu gibi, her yinelemeden sonra sadece element yoğunluklarına ilişkin yanıtlar korunur. Bu nedenle, tanımlanan tasarım kısıtlamaları sadece klasik topoloji optimizasyonunun çözümünü yerine getirir. II. aşamada ise tasarım kısıtlamaları, doğrudan optimize edilmiş modeli kontrol ederek çalışır. Böylelikle kafes yapılarının davranışları daha doğru tanımlanabilir.

CHEXA elemanı için 3 farklı kafes yapısı bulunmaktadır.

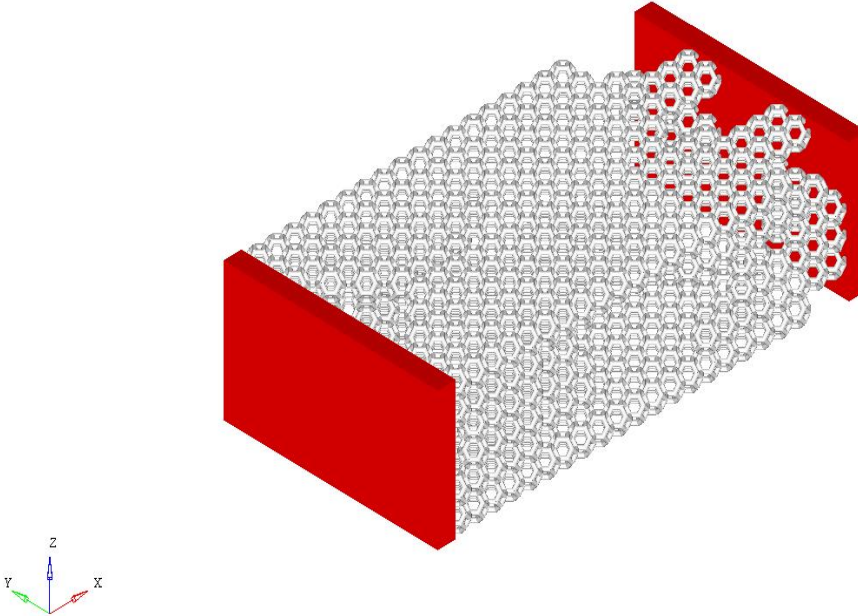
Bu çalışmada Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16'da belirtilen farklı geometriye sahip kafes yapılarını kullanarak, kafes yapılarının model üzerindeki ağırlık, mukavemet gibi etkileri gösterilmek istenmiştir.



Şekil 4.14 : I.tip hücre yapısı.



Şekil 4.15 : II.tip hücre yapısı.

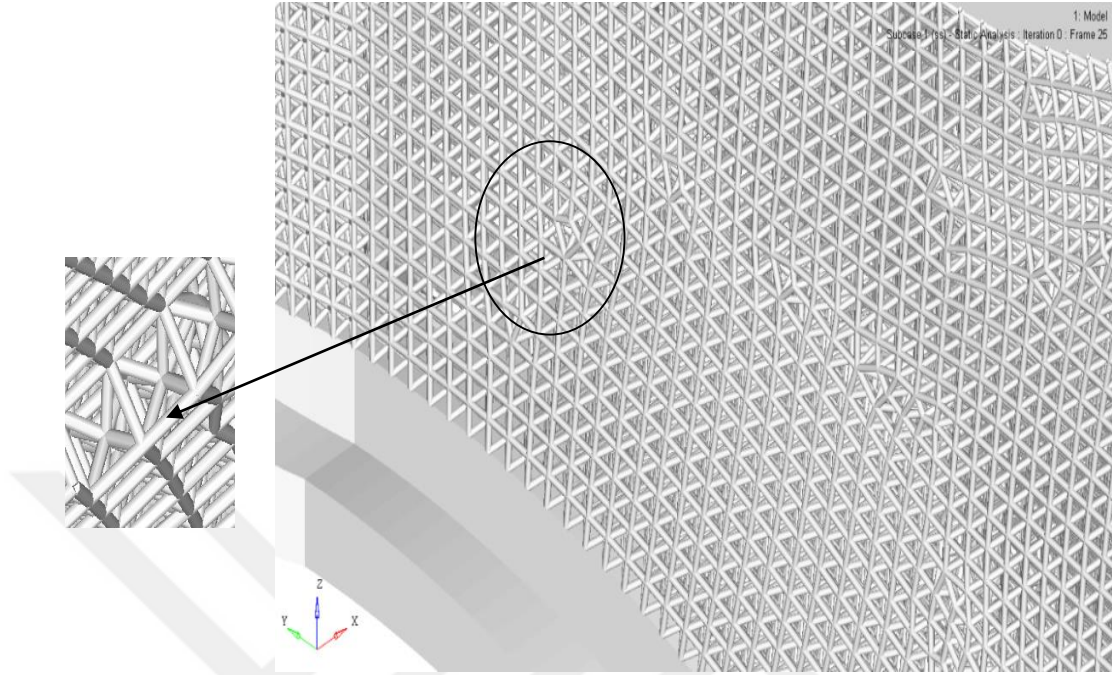


Şekil 4.16 : III.tip hücre yapısı.

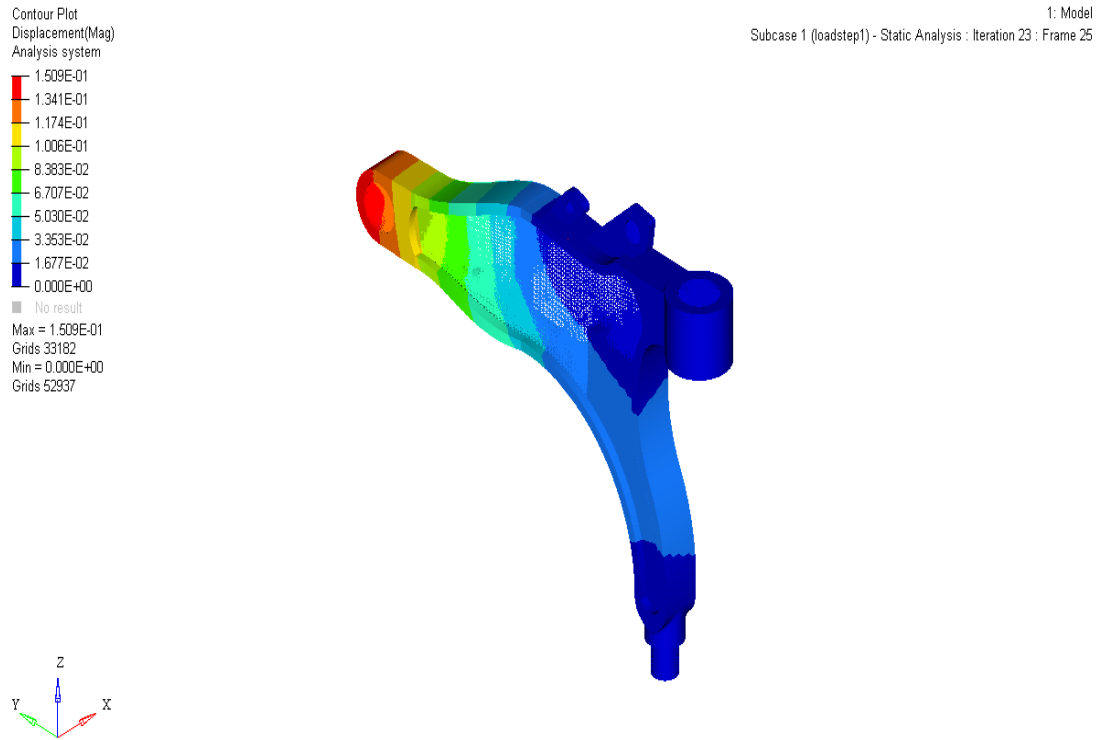
Kafes (Lattice) optimizasyon sonrası sonuçlar;

Şekil 4.17’de gösterilen I.tip kafes yapısı için; 0.150 mm maksimum deplasman değeri (Şekil 4.18), 291 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi (Şekil 4.19), CBEAM için 116

Mpa maksimum Von Mises gerilme (Şekil 4.20) ve 93.9 Mpa normal gerilme (Şekil 4.21) meydana gelmiştir.



Şekil 4.17 : Kafes tipi I.'nin görünümü.



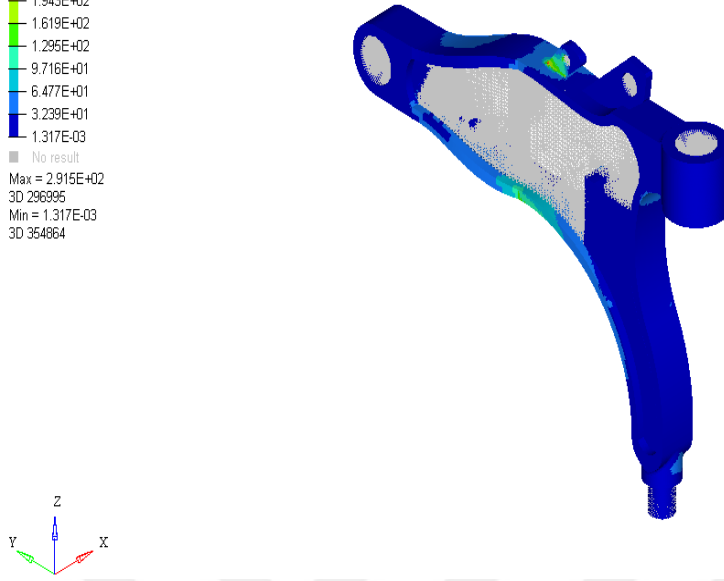
Şekil 4.18 : Kafes tipi I için deplasman değerleri.

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

2.915E+02
2.591E+02
2.267E+02
1.943E+02
1.619E+02
1.295E+02
9.716E+01
6.477E+01
3.239E+01
1.317E-03

■ No result
Max = 2.915E+02
3D 296995
Min = 1.317E-03
3D 354864

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 23 : Frame 25



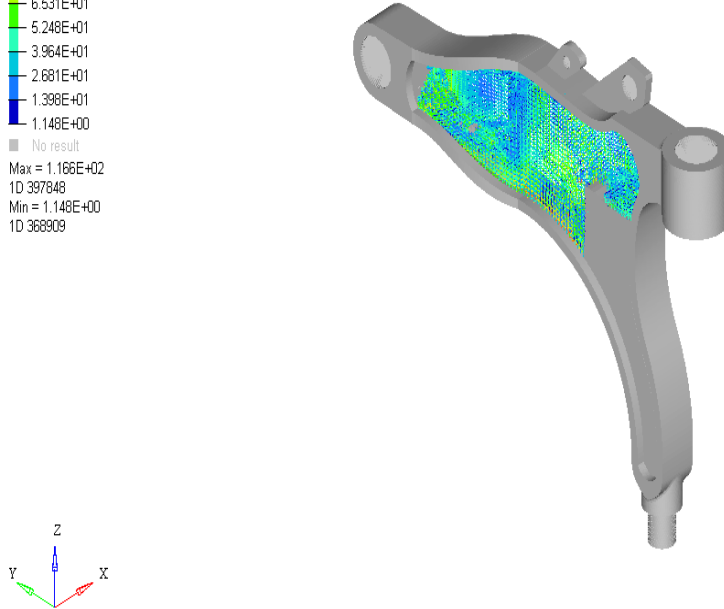
Şekil 4.19 : Kafes tipi I için Von-Mises Gerilme değerleri.

Contour Plot
CBEAM/CBEAM von Mises Stresses(Von Mises SVMAX)

1.166E+02
1.038E+02
9.097E+01
7.814E+01
6.531E+01
5.248E+01
3.964E+01
2.681E+01
1.398E+01
1.148E+00

■ No result
Max = 1.166E+02
1D 397848
Min = 1.148E+00
1D 388909

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 23 : Frame 25



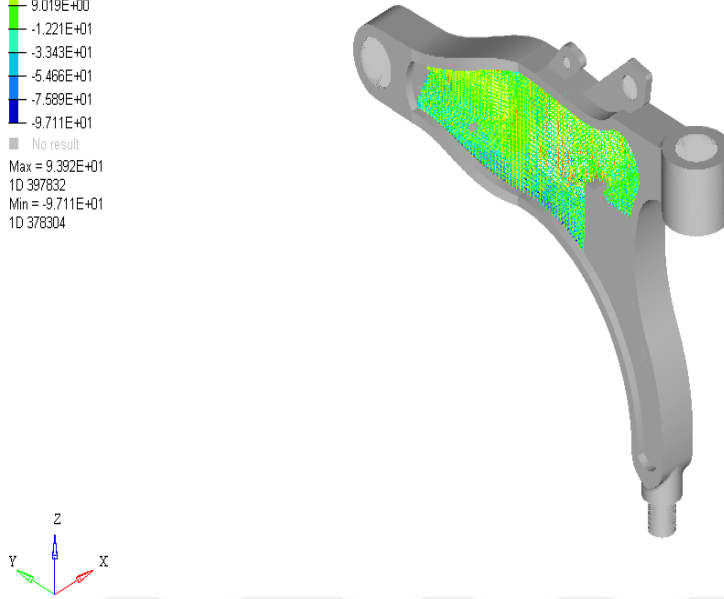
Şekil 4.20 : Kafes tipi I için CBEAM kirişlerde oluşan Von-Mises Stres değerleri.

Contour Plot
CBAR/CBEAM Stresses (ROD)(Normal S1N(A))

9.392E+01
7.270E+01
5.147E+01
3.024E+01
9.019E+00
-1.221E+01
-3.343E+01
-5.466E+01
-7.589E+01
-9.711E+01

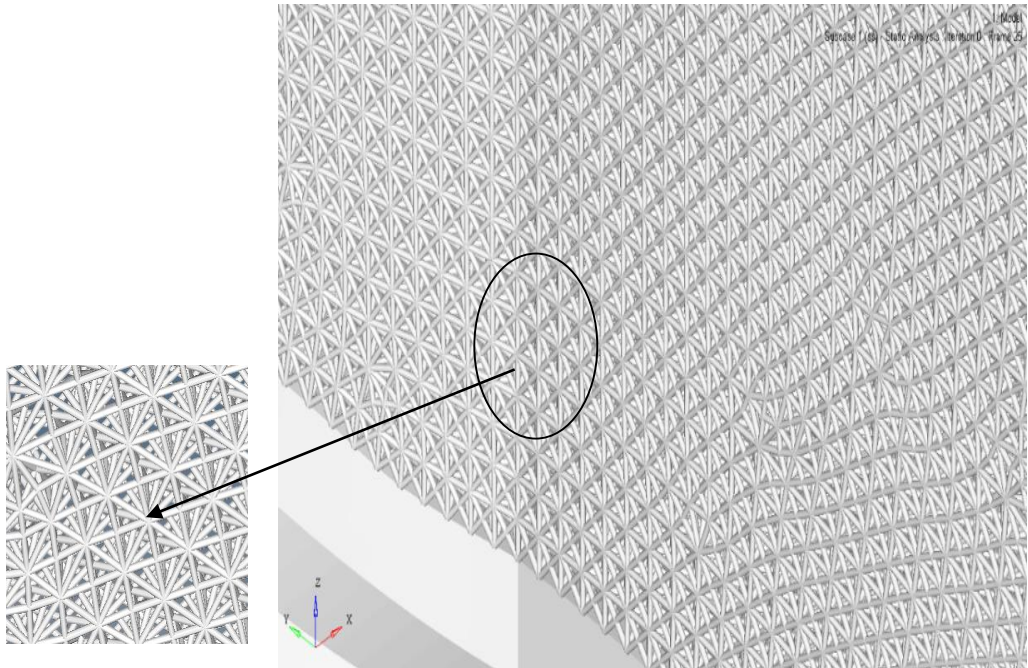
No result
Max = 9.392E+01
1D 397832
Min = -9.711E+01
1D 378304

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 23 : Frame 25



Şekil 4.21 : Kafes tipi I için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.

Şekil 4.22'de gösterilen II.tip kafes yapısı için; 0.149 mm maksimum deplasman değeri (Şekil 4.23), 287 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi (Şekil 4.24), CBEAM için 116 Mpa maksimum Von Mises gerilme (Şekil 4.25), ve 96.1 Mpa normal gerilme (Şekil 4.26) meydana gelmiştir.



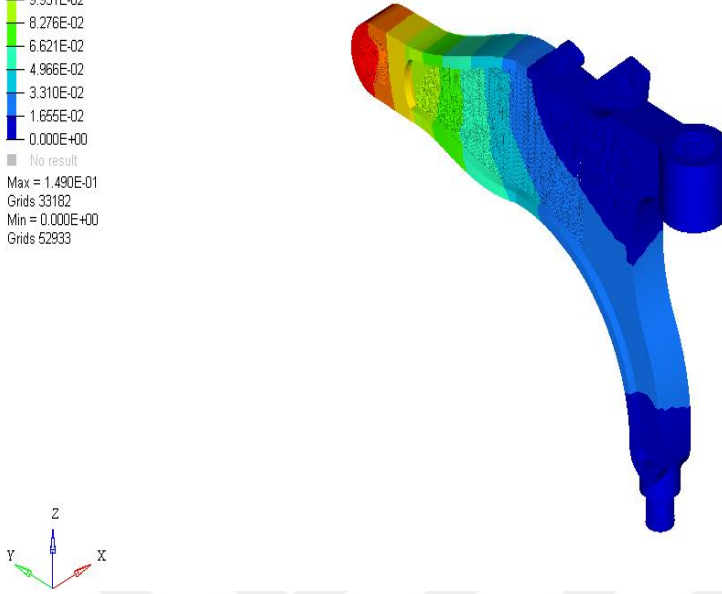
Şekil 4.22 : Kafes tipi II.'nin görünümü.

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

1.490E-01
1.324E-01
1.159E-01
9.931E-02
8.276E-02
6.621E-02
4.966E-02
3.310E-02
1.655E-02
0.000E+00

■ No result
Max = 1.490E-01
Grids 33182
Min = 0.000E+00
Grids 52933

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 32 : Frame 25



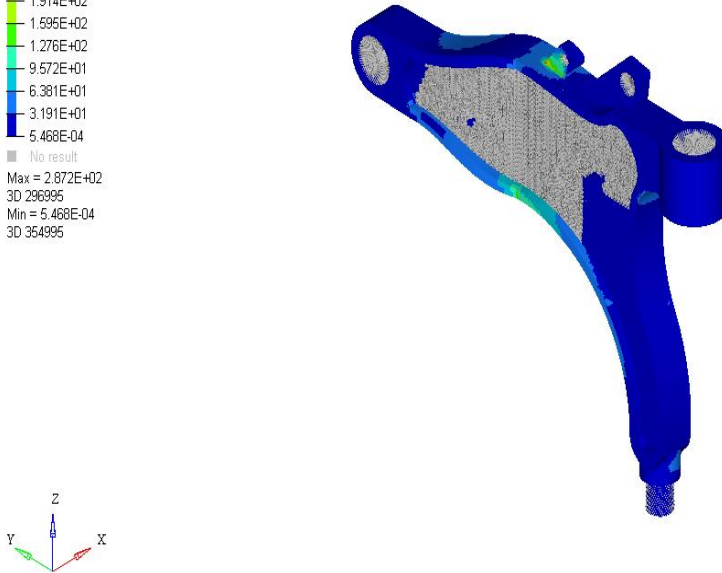
Şekil 4.23 : Kafes tipi II için Deplasman değerleri.

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

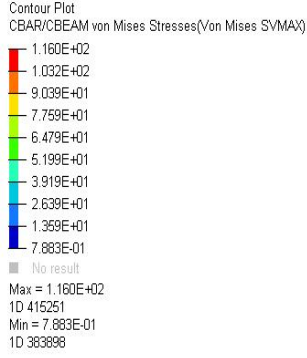
2.672E+02
2.552E+02
2.233E+02
1.914E+02
1.595E+02
1.276E+02
9.572E+01
6.381E+01
3.191E+01
5.468E-04

■ No result
Max = 2.672E+02
3D 296995
Min = 5.468E-04
3D 354995

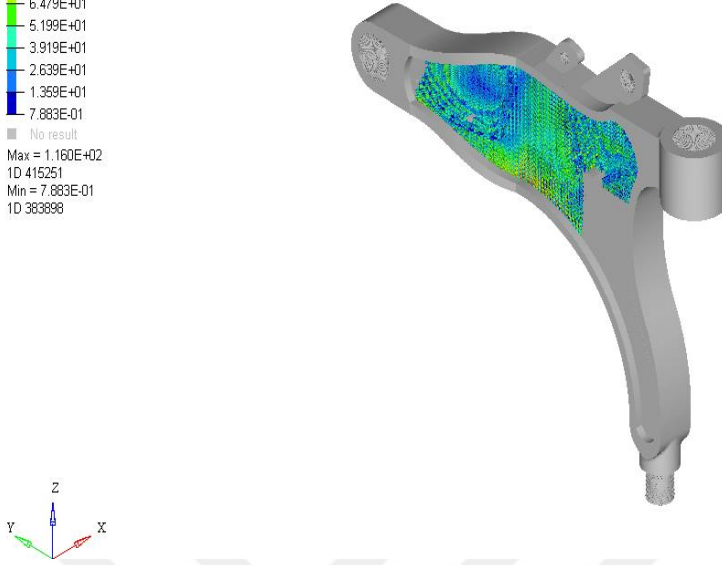
1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 32 : Frame 25



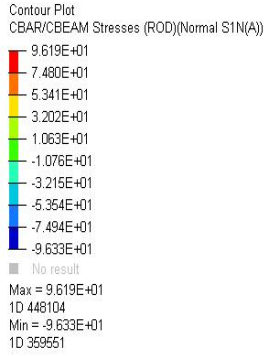
Şekil 4.24 : Kafes tipi II için Von-Mises Gerilme değerleri.



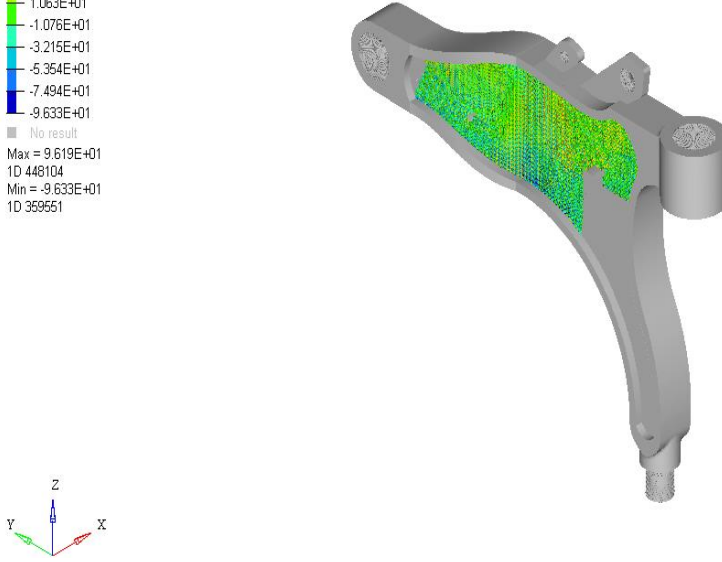
1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 32 : Frame 25



Şekil 4.25 : Kafes tipi II için CBEAM kirişlerde oluşan Von-Mises Stres değerleri.

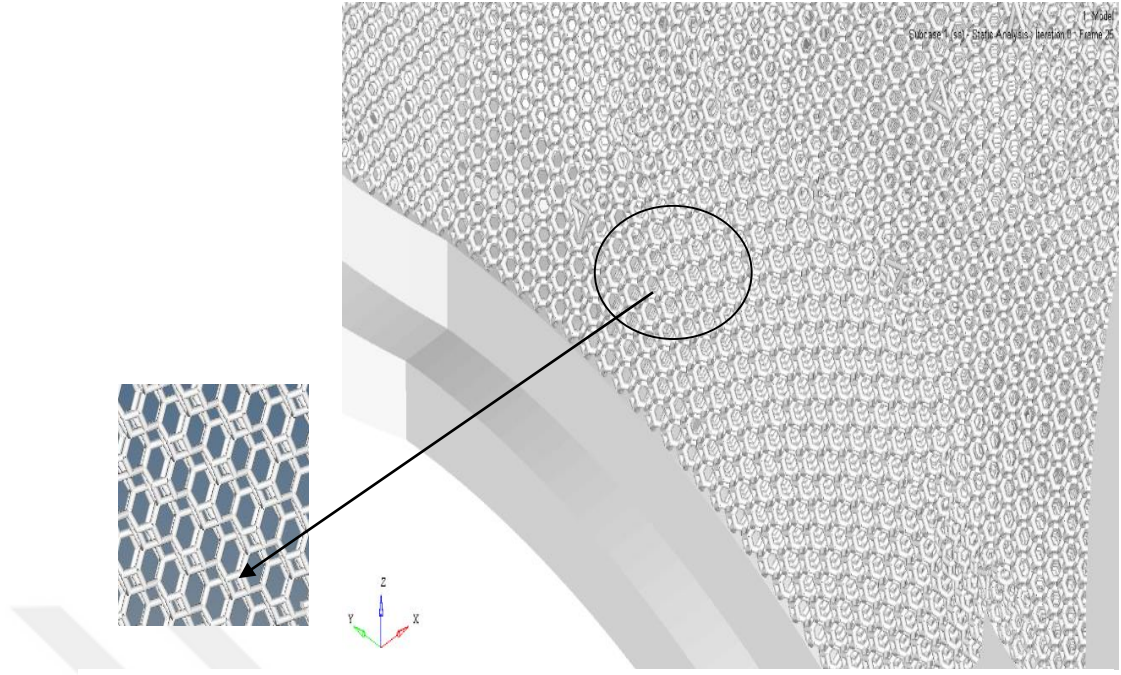


1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 32 : Frame 25



Şekil 4.26 : Kafes tipi II için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.

Şekil 4.27'de gösterilen III.tip kafes yapısı için; 0.164 mm maksimum deplasman (Şekil 4.28), 317 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi (Şekil 4.29), CBEAM için 143 Mpa maksimum Von Mises gerilmesi (Şekil 4.30) ve 99.1 Mpa normal geilme (Şekil 4.31) meydana gelmiştir.



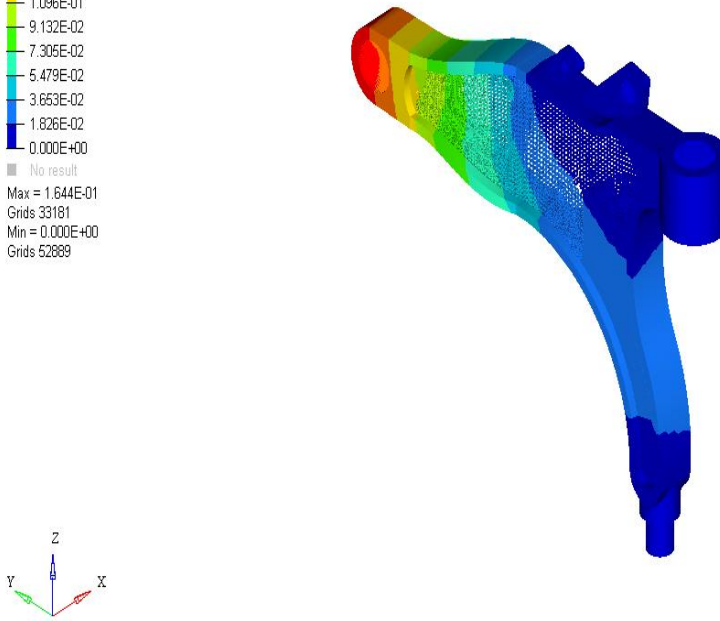
Şekil 4.27 : Kafes tipi III.'nün görünümü.

Contour Plot
Displacement(Mag)
Analysis system

1.644E-01
1.461E-01
1.278E-01
1.096E-01
9.132E-02
7.305E-02
5.479E-02
3.653E-02
1.826E-02
0.000E+00
No result

Max = 1.644E-01
Grids 33181
Min = 0.000E+00
Grids 52889

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 52 : Frame 25

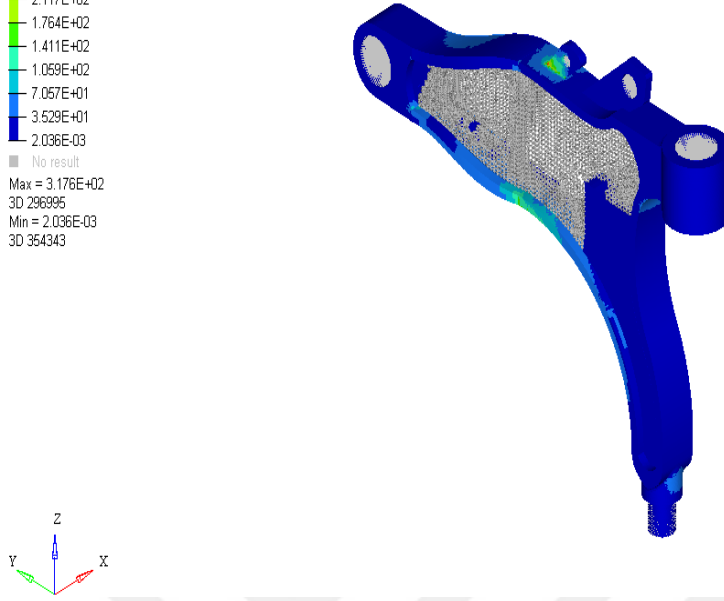


Şekil 4.28 : Kafes tipi III için Deplasman değerleri.

Contour Plot
Element Stresses (2D & 3D)(vonMises)
Analysis system

3.176E+02
2.823E+02
2.470E+02
2.117E+02
1.764E+02
1.411E+02
1.059E+02
7.057E+01
3.529E+01
2.036E-03
No result
Max = 3.176E+02
3D 296895
Min = 2.036E-03
3D 354343

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 52 : Frame 25

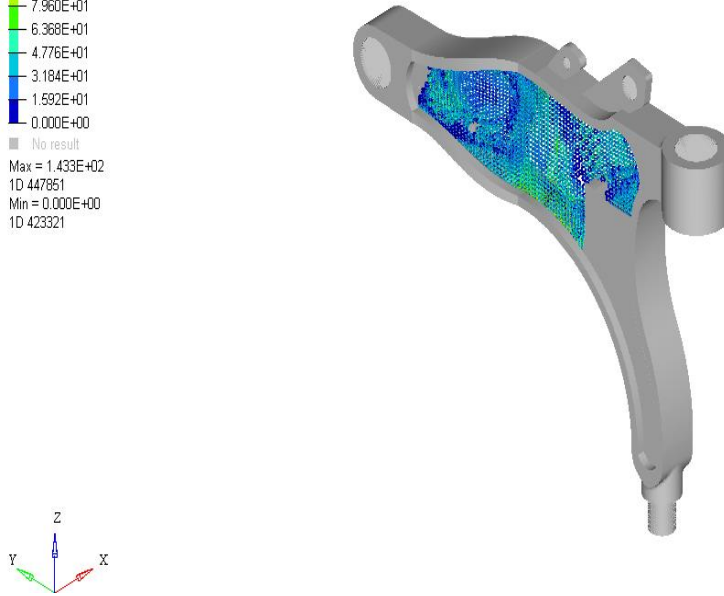


Şekil 4.29 : Kafes tipi III için Von-Mises Gerilme değerleri.

Contour Plot
CBAR/CBEAM von Mises Stresses(Von Mises SVMAX)

1.433E+02
1.274E+02
1.114E+02
9.552E+01
7.960E+01
6.368E+01
4.776E+01
3.184E+01
1.592E+01
0.000E+00
No result
Max = 1.433E+02
1D 447851
Min = 0.000E+00
1D 423321

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 52 : Frame 25

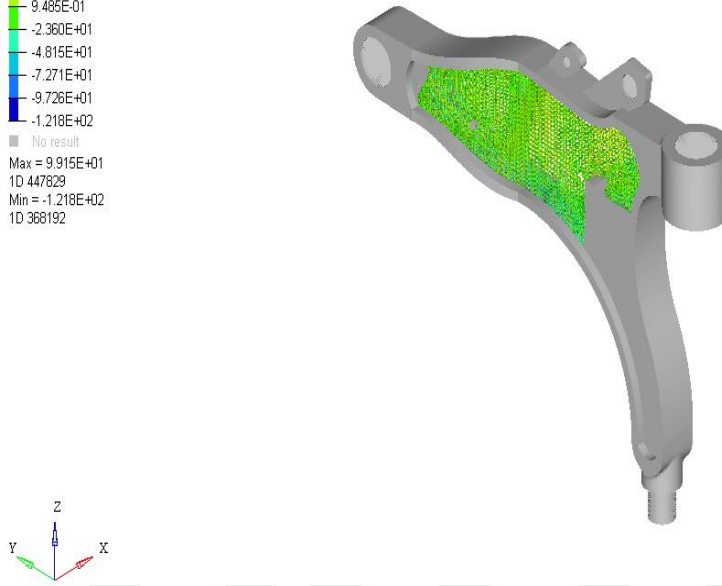


Şekil 4.30 : Kafes tipi III için CBEAM kirişlerde oluşan Von-Mises Stres değerleri.

Contour Plot
CBAR/CBEAM Stresses (ROD)(Normal S11(A))

9.915E+01
7.480E+01
5.005E+01
2.550E+01
9.485E-01
-2.380E+01
-4.815E+01
-7.271E+01
-9.726E+01
-1.218E+02
No result
Max = 9.915E+01
1D 447829
Min = -1.218E+02
1D 368192

1: Model
Subcase 1 (loadstep1) - Static Analysis : Iteration 52 : Frame 25



Şekil 4.31 : Kafes tipi III için CBEAM kirişlerde oluşan Normal Stres değerleri.

Üç farklı kafes yapısı için analiz sonuçları incelendiğinde de her bir kafes tiplerinin geometrilerinin sahip olduğu karakteristik özellikler sayesinde, tasarlanan model üzerin de farklı mekanik özellikler elde edilebildiği görülmüştür.

Burada göz önünde bulundurulması gereken bir diğer konu ise Topoloji optimizasyon ve Lattice optimizasyon uygulanan modelde gerçekleşen ağırlık azalmaları ve bunların toplam iskelet ağırlığında meydana getirdiği hafifletmelerdir. Çizelge 4.2' de gösterildiği gibi, topoloji optimizasyon sonucunda model ağırlığında % 10.1 azalma olmuştur. Kafes optimizasyon yönteminde ise üç farklı hücre tipi için ağırlık bakımından farklı sonuçlar elde edilmiştir. Birinci tip hücre yapısında % 8.43 azalma, ikinci tip hücre yapısında % 6.59 azalma ve üçüncü tip hücre yapısı için % 10.9 azalma olduğu görülmüştür. Maksimum yer değiştirme sonuçları incelendiğinde ise topoloji optimizasyondan sonra en az deformasyon değeri ikinci tip hücre yapısında görülmüştür. Daha sonra bu sıralama, birinci tip hücre yapısı ve üçüncü tip hücre yapısı olarak devam etmiştir. Maksimum gerilme sonuçlarında ise en az değere sahip olan model topoloji optimizasyondan sonra ikinci tip hücre yapısıdır. Daha sonra bu sıralamayı, birinci tip hücre yapısı ve ikinci tip hücre yapısı izlemektedir. Elde edilen tüm sonuçlar akma gerilmesinin altında değerlerdir ve ihmal edilebilirler.

Çizelge 4.2 : Optimizasyon sonuçlarına göre elde edilen sonuçlar.

Model	Başlangıç	Topoloji Opt. Sonrası	I.Tip Kafes Opt. Sonrası	II.Tip Kafes Opt. Sonrası	III.Tip Kafes Opt. Sonrası
Ağırlık (kg)	1.403	1.260	1.28487	1.31050	1.24998
% Değişim	---	-10.1	-8.43	-6.59	-10.9
Max. Yer Değiştirme (mm)	0.091	0.112	0.150	0.149	0.164
Max. Gerilme (Mpa)	252	184	291	287	317

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde sürekli gelişme gösteren ve yenilenen teknolojilerle birlikte, daha mukavemetli ve aynı zamanda daha hafif olan malzemeler üretmek üzerine yapılan çalışmalarda artış görülmüştür.

Endüstride, Eklemeli Üretim (Additive Manufacturing) mümkün olan en verimli ve en hafif yapıları üretmek için kullanılan bir standart haline gelmiştir. Üretim teknolojisinin hızla gelişmesi ve makinelerin hayal edilebilecek hemen hemen her şekli basmaya yeterli hale gelmesiyle, tasarım prensipleri de aynı oranda değişme göstermiştir. Bu sebeple, hem kafes yapıları hem de optimizasyon teknikleri yoğun bir şekilde araştırılmaktadır.

Bu çalışmada, araçların ön tekerlek düzenekleri içerisinde yer alan salıncak kolunun topoloji optimizasyonu ve üç farklı kafes tipi kullanılarak kafes (lattice) yapısal optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Statik analizleri ve optimizasyon çalışmaları Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle hedeflenen, topoloji optimizasyonunun ve farklı kafes tipleri ile birlikte uygulanan kafes (lattice) optimizasyon yönteminin ağırlık, yer değiştirme ve gerilme üzerindeki etkilerini göstermekti. Gerçekleştirilen analizler ve elde edilen verilerle, oluşturulan dört farklı modelin akma gerilme değerinin altında stres değeri ile birlikte ağırlıklarında belli oranlarda bir hafifleme olduğu görülmüştür. Dolayısıyla çalışma öncelikli hedefine ulaşmıştır. Daha sonra, kafes yapılarının analiz sonuçları incelendiğinde de her bir kafes tiplerinin geometrilerinin sahip olduğu karakteristik özellikler nedeniyle, tasarlanan model üzerinde de farklı mekanik özellikler elde edilebildiği görülmüştür. Üç farklı kafes tipini karşılaştırdığımızda ise ikinci tip olarak kullanılan kafes tipinin sahip olduğu şekilden dolayı, yer değiştirme ve gerilme değerleri diğer tiplere göre daha avantajlı sonuçlar sağlamıştır. Bu sonuçlara istinaden, yapılarda farklı tiplerde kafes yapısı kullanarak hem mukavemet de iyileştirme hem de ağırlıkta azalma sağlanabileceği anlaşılmıştır.

Bununla birlikte diğer konular üzerine yapılacak çalışmalar ile araştırma alanı geliştirilebilir;

Farklı malzemeler ve farklı kafes yapıları kullanılarak analizler tekrarlanabilir ve yapılarının davranışları ölçülebilir ve böylece kafes yapılarının kullanım alanları daha doğru bir şekilde belirlenebilir.

Bu çalışma içerisinde, prototip üretimi yapılmamıştır. Kafes yapılar içeren yapılar prototip olarak üretilebilir ve test edilebilir. Böylece hem test hem de analiz sonuçları karşılaştırılıp doğrulanabilir.



KAYNAKLAR

Abad, E. M. K., Khanoki, S. A., & Pasini, D. (2013). Fatigue design of lattice materials via computational mechanics, Application to lattices with smooth transitions in cell geometry, *International Journal of Fatigue*, 47, 126-136.

Bendsøe, M. P., & Kikuchi, N. (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method, *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 71 (2), 197-224.

Bendsøe, M. P., & Sigmund, O. (1999). Material interpolation schemes in topology optimization, *Archive of applied mechanics*, 69 (9-10), 635-654.

Bendose, M.P. ve Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization, Theory, Methods, and Applications* (2nd Edition). Berlin: Springer.

Berrocal, L., Fernández, R., González, S., Periñán, A., Tudela, S., Vilanova, J., ... & Lasagni, F. (2018). Topology optimization and additive manufacturing for aerospace components, *Progress in Additive Manufacturing*, 4 (9), 1-13.

Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E., & Moruzzi, P. (2011). High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 44 (1), 45-56.

Chen, Y., Lu, J., & Wei, Y. (2016). Topology optimization for manufacturability based on the visibility map, *Computer-Aided Design and Applications*, 13 (1), 86-94.

Chu, J., Engelbrecht, S., Graf, G., & Rosen, D. W. (2010). A comparison of synthesis methods for cellular structures with application to additive manufacturing, *Rapid Prototyping Journal*, 16 (4), 275-283.

Çelik, İ., Karakoç, F., Çakır, M. C., & Duysak, A. (2013). Hızlı prototipleme teknolojileri ve uygulama alanları, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, (031), 53-70.

Deaton, J. D., & Grandhi, R. V. (2014). A survey of structural and multidisciplinary continuum topology optimization, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 49 (1), 1-38.

Demirci, A., Yıldız, A.R. (2018a). An experimental and numerical investigation of the effects of geometry and spot welds on the crashworthiness of vehicle thin-walled structures, *Materials Testing* 60 (6), 553-561.

Demirci, A., Yıldız, A.R. (2018b). An investigation of the crash performance of magnesium, aluminum and advanced high strength steels and different cross-sections for vehicle thin-walled energy absorbers, *Materials Testing*, 60 (7-8), 661-668.

Demirci, A., Yıldız, A.R. (2019). A new hybrid approach for reliability-based design optimization of structural components, *Materials Testing*, 61 (2), 111-119.

Deshpande, V. S., Fleck, N. A., & Ashby, M. F. (2001). Effective properties of the octet-truss lattice material, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 49 (8), 1747-1769.

- Dias, W. & Anand, D.** (2015). Design and Optimization of Lattice Structure for 3D Printing using Altair OptiStruct, *HyperWorks Insider*.
- Du Plessis, A., Yadroitsava, I., Yadroitsev, I., le Roux, S. G., & Blaine, D. C.** (2018). Numerical comparison of lattice unit cell designs for medical implants by additive manufacturing, *Virtual and Physical Prototyping*, 13 (4), 266-281.
- Dunning, P. D., & Alicia Kim, H.** (2013). A new hole insertion method for level set based structural topology optimization, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 93 (1), 118-134.
- Durgun, I., Yildiz, A.R.** (2012). Structural design optimization of vehicle components using Cuckoo search algorithm, *Materials Testing*, 54 (3), 185-188.
- Ergin, A., Bayraktarkatal, E., & Ünsan, Y.** (2000). *Sonlu elemanlar metodu ve gemi inşaatı sektöründeki uygulamaları, Seminer Kitabı*.
- Evans, A. G., Hutchinson, J. W., Fleck, N. A., Ashby, M. F., & Wadley, H. N. G.** (2001). The topological design of multifunctional cellular metals, *Progress in Materials Science*, 46 (3-4), 309-327.
- Gebisa, A. W., & Lemu, H. G.** (2017). A case study on topology optimized design for additive manufacturing, In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 276 (1), 012026. IOP Publishing.
- Gov, I.** (2009). Applying topology optimization to design of planer machine parts, *The Institute for Graduate Studies in Natural and Applied Sciences, M. Sc. Thesis, Gaziantep University*.
- Gökdağ, H., Yildiz, A.R.** (2012). Structural damage detection using modal parameters and particle swarm optimization, *Materials Testing*, 54 (6), 416 – 420
- Göv, İ., & Kütük, M. A.** (2007). Topoloji Optimizasyonunda Eleman Silme Metodunun Uygulanması, 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi
- Guo, N., & Leu, M. C.** (2013). Additive manufacturing: technology, applications and research needs, *Frontiers of Mechanical Engineering*, 8 (3), 215-243.
- Güler, T., Demirci, A., Yıldız, A.R., Yavuz, U.** (2018). Lightweight design of an automobile hinge component using glass fiber polyamide composites, *Materials Testing*, 60 (3), 306-310.
- Harzheim, L., & Graf, G.** (2006). A review of optimization of cast parts using topology optimization, *Structural and multidisciplinary optimization*, 31 (5), 388-399.
- Heidrich, J. R., Gervasi, V., & Kumpaty, S.** (2001). Synthesis of a Compact Tetralattice Heat Exchanger Using Solid Freeform Fabrication and Comparison Testing Against a Tube Heat Exchanger, In *12th Annual Solid Freeform Fabrication Symposium Proceedings*.
- Hussein, A., Hao, L., Yan, C., Everson, R., & Young, P.** (2013). Advanced lattice support structures for metal additive manufacturing, *Journal of Materials Processing Technology*, 213 (7), 1019-1026.
- Iyibilgin, O., Yigit, C., & Leu, M. C.** (2013). Experimental investigation of different cellular lattice structures manufactured by fused deposition modeling, In *Proceedings of the Solid Freeform Fabrication Symposium, Austin, TX, USA 895-907*.

- Larsson, R. O. B. I. N.** (2016). Methodology for Topology and Shape Optimization: Application to a Rear Lower Control Arm, *Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology, Goteborg*.
- Lee, S. L., Lee, D. C., Lee, J. I., Han, C. S., & Hedrick, K.** (2007). Integrated process for structural–topological configuration design of weight-reduced vehicle components, *Finite elements in analysis and design*, 43 (8), 620-629.
- Lin, C. Y., & Chou, J. N.** (1999). A two-stage approach for structural topology optimization, *Advances in Engineering Software*, 30 (4), 261-271.
- Lin, C. Y., & Chao, L. S.** (2000). Automated image interpretation for integrated topology and shape optimization, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 20 (2), 125-137.
- Maskery, I., Hussey, A., Panesar, A., Aremu, A., Tuck, C., Ashcroft, I., & Hague, R.** (2017). An investigation into reinforced and functionally graded lattice structures, *Journal of Cellular Plastics*, 53 (2), 151-165.
- McMillan, M., Jurg, M., Leary, M., & Brandt, M.** (2015). Programmatic lattice generation for additive manufacture, *Procedia Technology*, 20, 178-184.
- Nguyen, J., Park, S. I., Rosen, D. W., Folgar, L., & Williams, J.** (2012). Conformal lattice structure design and fabrication, In *Solid Freeform Fabrication Symposium (SFF)*, Austin, TX, 6-8.
- Nguyen, D. S., & Vignat, F.** (2016). A method to generate lattice structure for Additive Manufacturing, In *2016 IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management (IEEM)*, 966-970.
- Niu, J., Choo, H. L., & Sun, W.** (2017). Finite element analysis and experimental study of plastic lattice structures manufactured by selective laser sintering, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 231 (1-2), 171-178.
- Özsoy, K., & Duman, B.** (2017). Ekllemeli imalat (3 boyutlu baskı) teknolojilerinin eğitimde kullanılabilirliği, *International Journal of 3D Printing Technologies and Digital Industry*, 1 (1), 36-48.
- Öztürk N., Yildiz , A.R., Kaya, N., & Öztürk, F.** (2006). Neuro-genetic design optimization framework to support the integrated robust design optimization process in CE, *Concurrent Engineering Research And Applications*, 14 (1), 5-17.
- Panesar, A., Abdi, M., Hickman, D., & Ashcroft, I.** (2018). Strategies for functionally graded lattice structures derived using topology optimisation for additive manufacturing, *Additive Manufacturing*, 19, 81-94.
- Pholdee, N., Bureerat, S., Yildiz, A.R.** (2017). Hybrid real-code population-based incremental learning and differential evolution for many-objective optimisation of an automotive floor-frame, *International Journal of Vehicle Design*, 73 (1-3), 20-53.
- Querin, O. M., Toporov, V. V., Liu, D. i. a. n. z. i., Busch, L. H., Hühne, C. h. r. i. s. t. i. a. n., Niemann, S. t. e. f. f. e. n., & Kolesnikov, B. o. r. i. s.** (2014). Topology and Parametric Optimization of a Lattice Composite Fuselage Structure.
- Ricardo Inc.** (2008). Impact of Vehicle Weight Reduction on Fuel Economy for Various Vehicle Architectures, The Aluminum Association, Detroit, MI, 59.

- Rozyany, G. I. N.** (2001). Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics, *Structural and Multidisciplinary optimization*, 21 (2), 90-108.
- Rozyany, G. I.** (2009). A critical review of established methods of structural topology optimization, *Structural and multidisciplinary optimization*, 37 (3), 217-237.
- Santos, R. B., Lopes, C. G., & Novotny, A. A.** (2017). Structural weight minimization under stress constraints and multiple loading, *Mechanics Research Communications*, 81, 44-50.
- Suzuki, K., & Kikuchi, N.** (1991). A homogenization method for shape and topology optimization, *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 93 (3), 291-318.
- Tang, Y., & Zhao, Y. F.** (2015). Lattice-skin structures design with orientation optimization, In *Solid Freeform Fabrication Symposium (SFF)*, Austin, TX, 13-15.
- Torstenfelt, B., & Klarbring, A.** (2007). Conceptual optimal design of modular car product families using simultaneous size, shape and topology optimization, *Finite elements in analysis and design*, 43 (14), 1050-1061.
- Turhan, S., & Özsoy, A.** (2016). Dmls yöntemiyle imal edilen ti6al4v alaşım özelliklerine işlem parametrelerinin etkisi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 8 (2), 15-27.
- Van de Vosse, F. N., De Hart, J., Van Oijen, C. H. G. A., Bessems, D., Gunther, T. W. M., Segal, A., ... & Baaijens, F. P. T.** (2003). Finite-element-based computational methods for cardiovascular fluid-structure interaction, *Journal of engineering mathematics*, 47 (3-4), 335-368.
- Wang, H., Chen, Y., & Rosen, D. W.** (2005). A hybrid geometric modeling method for large scale conformal cellular structures, In *ASME Computers and Information in Engineering Conference*, Long Beach, CA, 24-28.
- Wang, Y., Zhang, L., Daynes, S., Zhang, H., Feih, S., & Wang, M. Y.** (2018). Design of graded lattice structure with optimized mesostructures for additive manufacturing, *Materials & Design*, 142, 114-123.
- Wong, K. V., & Hernandez, A.** (2012). A review of additive manufacturing, *ISRN Mechanical Engineering*, 2012.
- Xiao, Z., Yang, Y., Xiao, R., Bai, Y., Song, C., & Wang, D.** (2018). Evaluation of topology-optimized lattice structures manufactured via selective laser melting, *Materials & Design*, 143, 27-37.
- Yang, R. J., & Chuang, C. H.** (1994). Optimal topology design using linear programming, *Computers & structures*, 52 (2), 265-275.
- Yıldız, A. R., Kaya, N., & Öztürk, F.** (2003a). Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımı, *Mühendis ve Makina*, 44 (516).
- Yıldız, A. R., Öztürk, N., Kaya, N., & Öztürk, F.** (2003b). Integrated optimal topology design and shape optimization using neural networks, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 25 (4), 251-260.
- Yıldız, A.R., Öztürk, N., Kaya, N., & Öztürk, F.** (2007). Hybrid multi-objective shape design optimization using Taguchi's method and genetic algorithm, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 34 (4), 277 – 365.

- Yildiz, A.R.** (2008a). Hybrid Taguchi-Harmony Search Algorithm for Solving Engineering Optimization Problems, *International Journal of Industrial Engineering Theory, Applications and Practice*, 15 (3), 286 – 293.
- Yildiz, A.R.** (2008b). Optimal structural design of vehicle components using topology design and optimization, *Materials Testing*, 50 (4), 224 – 228.
- Yildiz, A.R.** (2009a). A novel hybrid immune algorithm for global optimization in design and manufacturing, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 25 (2), 261 – 270.
- Yildiz, A.R.** (2009b). A New Design Optimization Framework based on immune Algorithm and Taguchi Method, *Computers in Industry*, 60 (8), 613 – 620.
- Yildiz, A.R.** (2009c). An effective hybrid immune-hill climbing optimization approach for solving design and manufacturing optimization problems in industry, *Journal of Materials Processing Technology*, 50 (4), 224 – 228.
- Yildiz, A.R.** (2009d). Hybrid immune-simulated annealing algorithm for optimal design and manufacturing, *International Journal of Materials and Product Technology*, 34 (3), 217 – 226.
- Yildiz, A.R.** (2012a). A comparative study of population-based optimization algorithms for turning operations, *Information Sciences*, 210, 81-88.
- Yildiz, A. R.** (2012b). A new hybrid particle swarm optimization approach for structural design optimization in the automotive industry, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226 (10), 1340-1351.
- Yildiz, A.R.** (2013a). A new hybrid bee colony optimization approach for robust optimal design and manufacturing, *Applied Soft Computing*, 13, 2906 – 2912.
- Yildiz, A.R.** (2013b). Comparison of evolutionary-based optimization algorithms for structural design optimization, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 28 (1), 327 – 333.
- Yildiz, A.R.** (2013c). Hybrid Taguchi-differential evolution algorithm for optimization of multi-pass turning operations, *Applied Soft Computing* 13 (3), 1433-1439.
- Yildiz, A.R.** (2013d). A new hybrid differential evolution algorithm for the selection of optimal machining parameters in milling operations, *Applied Soft Computing* 13 (3), 1561-1566.
- Yildiz, A.R.** (2013e). Cuckoo search algorithm for the selection of optimal machining parameters in milling operations, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 64 (1-4), 55-61.
- Yildiz, A.R.** (2013f). Comparison of evolutionary based optimization algorithms for structural design optimization, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 26 (1), 327–333.
- Yildiz, A.R.** (2013g). Optimization of cutting parameters in multi-pass turning using artificial bee colony-based approach, *Information Sciences*, 220, 399–407.
- Yildiz, B.S.** (2017a). A comparative investigation of eight recent population-based optimisation algorithms for mechanical and structural design problems, *International Journal of Vehicle Design*, 73(1-3), 208-218.

Yildiz, B.S. (2017b). Natural frequency optimization of vehicle components using the interior search algorithm, *Materials Testing* 59 (5), 456-458.

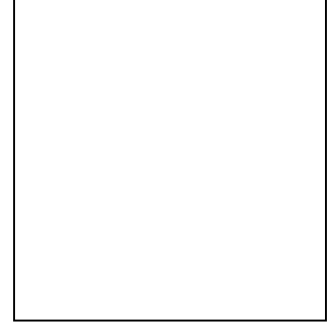
Yildiz, B.S. Lekesiz H. (2017). Fatigue-based structural optimisation of vehicle components, *International Journal of Vehicle Design*, 73(1-3), 54-62.

Yıldız, A.R. Kılıçarpa, U.A., Demirci, E. (2019). Topography and topology optimization of diesel engine components for light-weight design in the automotive industry, *Materials Testing*, 61 (1), 27-34.

Zheng, B. (2007). Topology optimization considering design dependent loadings, (Doktora Tezi). Erişim adresi <https://search.proquest.com>



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Büşra ASLAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 31.07.1991 / Sivas
E-posta : busra.aslan@btu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği (İngilizce)
- **Yüksek Lisans** : Devam ediyor, Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Bursa Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi

DİĞER ESERLER, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- “**Taşıt Elemanlarının Eklemeli İmalat için Kafes Yapılar ile Hafif Tasarımı**” 1st International Symposium on Light Alloys and Composite Materials 22-24 Mart 2018 Karabük Üniversite, Karabük / Türkiye Sözlü Sunum
- “**Lattice Structure Optimization for Additive Manufacturing**” 2. Uluslararası Bilimsel Çalışmalarda Yenilikçi Yaklaşımlar Sempozyumu 30 Kasım- 2 Aralık 2018 Samsun / Türkiye Sözlü Sunum