

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ TAŞITIN MAKAS GÖZÜ BAĞLANTI PARÇASININ
OPTİMİZASYONU VE YAPISAL ANALİZLER İLE TASARIMIN
DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Barış ÇALIŞKAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

OCAK 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ TAŞITIN MAKAS GÖZÜ BAĞLANTI PARÇASININ
OPTİMİZASYONU VE YAPISAL ANALİZLER İLE TASARIMIN
DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Barış ÇALIŞKAN
(503141207)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR

OCAK 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141207 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Barış ÇALIŞKAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “BİR TİCARİ TAŞITIN MAKAS GÖZÜ BAĞLANTI PARÇASININ OPTİMİZASYONU VE YAPISAL ANALİZLER İLE TASARIMIN DOĞRULANMASI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Atakan ALTINKAYNAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İlknur KOÇAŞ
İstanbul Gedik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2017
Savunma Tarihi : 13 Aralık 2017



ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca yardımını hiç eksik etmeyen, bana yol gösteren danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR'a teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Çalışma süresince desteklerini esirgemeyen Ford Otosan A.Ş. Ar-Ge Bölümü'nden arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Kasım 2017

Barış ÇALIŞKAN
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
2. YAPISAL OPTİMİZASYON	5
2.1 Optimizasyon Probleminin Matematiksel Tanımı	5
2.2 Optimizasyonun Temel Tanımları.....	5
2.2.1 Tasarım vektörü	5
2.2.2 Tasarım kısıtları	6
2.2.3 Hedef fonksiyonu	7
2.3 Optimizasyon Probleminin Sınıflandırılması.....	7
2.3.1 Topoloji optimizasyonu	7
2.3.2 Şekil optimizasyonu	8
2.3.3 Boyut optimizasyonu	8
2.4 Optistruct Programı ile Topoloji Optimizasyonu.....	9
2.4.1 Yanıtlar.....	9
2.4.2 Minimum eleman boyutu (MINDIM).....	10
2.4.3 Maksimum eleman boyutu (MAXDIM).....	10
2.4.4 Döküm yönü kısıtı.....	11
2.4.5 Ekstrüzyon kısıtı	12
2.4.6 Diğer üretim kısıtları	12
3. MEVCUT TASARIMIN FE MODELİNİN OLUŞTURULMASI	15
3.1 Yer Değiştirme Analizi İçin FE Modelinin Oluşturulması	16
3.2 Yorulma Analizi Aşamaları.....	18
3.2.1 Yorulma analizi için FE modelinin oluşturulması	18
3.3 Optimizasyon İçin FE Modelinin Oluşturulması	20
4. MEVCUT TASARIMIN YAPISAL ANALİZ SONUÇLARI	25
4.1 Yer Değiştirme Analizi Sonucu	25
5. OPTİMİZASYON SONUÇLARI VE NİHAİ TASARIMIN DOĞRULANMASI	29
5.1 Tasarım Doğrulama Süreci.....	29
5.2 Optimizasyon Modelinde İmalat Kısıtlarının İncelenmesi	30
5.2.1 Döküm türü etkisi.....	30
5.2.2 Minimum parça kalınlığı etkisi	31
5.2.3 Simetri etkisi	32
5.3 Yeni Makas Gözü Bağlantı Parça Tasarımları	33

5.3.1 Tasarım 1	33
5.3.2 Tasarım 2	38
5.3.3 Tasarım 3	42
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	45
7. KAYNAKLAR	47



KISALTMALAR

CAE : Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)

FE : Finite Element (Sonlu Elemanlar)

DOF : Degree of Freedom (Serbestlik Derecesi)





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Yanıt Fonksiyonları..... 9





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Dişli Çifti [16].	6
Şekil 2.2 : Yapısal Optimizasyon Sınıfları [8].	7
Şekil 2.3 : Şekil Optimizasyonu Örneği [10].	8
Şekil 2.4 : Boyut Optimizasyonu (Bisiklet İskeleti) [11].	9
Şekil 2.5 : MINDIM parametresinin sonuca etkisi [17].	10
Şekil 2.6 : MAXDIM parametresinin sonuca etkisi [11].	11
Şekil 2.7 : Döküm yönünün sonuca etkisi [15].	12
Şekil 2.8 : Model Tekrarı [11].	13
Şekil 2.9 : Model Gruplama [11].	13
Şekil 3.1 : Ön makas bağlantı parçasının yaprak yay ile montaj durumu.	15
Şekil 3.2 : Gövde bağlantısının alttan görünüşü.	16
Şekil 3.4 : Gövde bağlantısı punto kaynağı modeli.	17
Şekil 3.5 : Yük noktası ve sınır koşulları.	18
Şekil 3.6 : Cıvata modeli.	19
Şekil 3.7 : Temas bölgeleri.	19
Şekil 3.8 : Yük uygulama noktası.	19
Şekil 3.9 : Tasarım olmayan elemanlar ve tasarım boşluğu elemanları.	20
Şekil 3.10 : Optimizasyon için sonlu elemanlar modeli.	21
Şekil 3.11 : Volüme fracture tasarım yanıtı.	22
Şekil 3.12 : Weighted compliance tasarım yanıtı.	22
Şekil 3.13 : Optimizasyon kısıtı.	23
Şekil 3.14 : Hedef fonksiyonu.	23
Şekil 4.1 : x, y ve z yönleri için birim kuvvete karşılık gelen yer değiştirmeler.	26
Şekil 4.2 : Mevcut tasarımın yorulma analiz sonuçları.	27
Şekil 5.1 : Yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı optimizasyon akış şeması.	30
Şekil 5.2 : Döküm türü etkisi.	31
Şekil 5.3 : Makas gözü bağlantı parçasının 10 mm (a), 20 mm (b), 30 mm (c), 40 mm (d) ve 50 mm (e) minimum parça kalınlığı değerleri tanımlanmış optimizasyon sonucu oluşan geometrileri.	32
Şekil 5.4 : Simetri etkisi.	33
Şekil 5.5 : Yeni makas gözü braketini ilk optimizasyon sonucu.	34
Şekil 5.6 : Yeni makas gözü braketini ilk üç boyutlu tasarım.	34
Şekil 5.7: İlk optimizasyon sonucu oluşan yeni makas gözü ara bağlantı tasarımı yer değiştirme analizi sonucu.	35
Şekil 5.8 : Tasarım 1 yer değiştirme kıyaslama tablosu.	36
Şekil 5.9 : Tasarım 1	36
Şekil 5.10 : Tasarım 1 optimizasyon akış şeması.	37
Şekil 5.11 : Güncelenen optimizasyon modeli yükleme adımları.	37
Şekil 5.12 : X yönü için yer değiştirme tasarım yanıtı (a) ve optimizasyon yer değiştirme kısıtı(b) tanımlanması.	38

Şekil 5.13 : Yeni makas gözü bağlantı parçası-Tasarım 2.....	38
Şekil 5.14 : Tasarım 2-üç boyutlu tasarım.	39
Şekil 5.15 : Tasarım 2 yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı yer değiştirme analizi sonuçları.	39
Şekil 5.16 : Tasarım 2 yer değiştirme kıyaslama.	40
Şekil 5.17 : Mevcut tasarım ve Tasarım 2 yorulma analizi sonuçları.....	40
Şekil 5.18 : Tasarım 2 yorulma dağılımı.	41
Şekil 5.19 : Tasarım 2 optimizasyon akış şeması.	41
Şekil 5.20 : Tasarım 3-üç boyutlu tasarım.	42
Şekil 5.21 : Tasarım 2 yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı yer değiştirme analizi sonuçları.	42
Şekil 5.22 : Tasarım 3 yer değiştirme kıyaslama.	43
Şekil 5.23 : Mevcut tasarım ve Tasarım 3 yorulma analizi sonuçları.....	43
Şekil 5.23 : Tasarım 3 optimizasyon akış şeması.	44



BİR TİCARİ TAŞITIN MAKAS GÖZÜ BAĞLANTI PARÇASININ OPTİMİZASYONU VE YAPISAL ANALİZLE İLE TASARIMIN DOĞRULANMASI

ÖZET

Günümüzde bilgisayar programlarının gelişmesi ile birlikte parça veya sistem bazlı testlerde meydana gelebilecek problemlerin sanal ortamda yapılan analizler ile önceden tespit edilip tasarım değişimi yapılması mümkündür. Otomotiv sektöründe ise sanal ortamda yapılan analizler projelerin ilk safhasında yer almaktadır. Araçlarda meydana gelen yükler zamana bağlı oldukça değişken ve farklı yönlerde olabilmektedir. Bu yüzden ilgili araçlarda sanal analizler öncesi gelen yüklerin bilinmesi analizler sonrası çıkan sonuçların doğruluğu açısından oldukça önemlidir. Bu süreç, sanal ortamda yapılan CAE analizlerinin doğruluğunun artırılabilmesi amacıyla prototip bir araç toplanıp, araç tekerlerine yerleştirilen kuvvet ölçerler ile araç tekerlerinden yük verileri toplanması ile gerçekleşmektedir. Bu veriler ile yine sanal ortamda tüm araç modeli oluşturularak araç şasisi ve gövdesi üzerinde ilgili noktalara gelecek yüklerin tayinini mümkün kılmaktadır.

CAE analizleri ile aracın yapısal problemlerinin önceden tespit edilmesinin yanı sıra parçalar üzerinde optimizasyon analizi ile araç ağırlığının azaltılması da mümkündür.

Bu çalışmada, Ford Transit modelinin mevcut makas gözü bağlantı parçasında optimizasyon çalışması yapılarak parçanın ağırlığının azaltılması ve bu arada ağırlık azaltılmış parçanın ilgili yapısal dayanım kriterlerin sağlanması amaçlanmıştır.

Optimizasyon süreci için akış şeması oluşturularak daha hafif parça tasarımı oluşturuldu. Akış şemasının ilk adımında topoloji optimizasyonu ile parça hafifletilmesi gerçekleştirildi. Optimizasyon sonucuna istinaden üç boyutlu tasarım oluşturuldu. Bir sonraki adımda ise oluşan tasarımın dayanım kriterlerini sağlayıp sağlamadığı kontrol edildi. İlk olarak yer değiştirme analizi yapılarak optimizasyon sonucunda oluşan tasarımın mevcut tasarıma göre yer değiştirme analizi sonuçları kıyaslandı. Tasarımın ilgili yer değiştirme kriterlerini sağlayıp sağlayamadığı kontrol edildi. Eğer tasarım yer değiştirme kriterlerini sağlanmadığında optimizasyon modeli güncellenerek yeni tasarım oluşturuldu. Oluşan yeni tasarım ile birlikte yer değiştirme kriteri sağlanmış oldu. Tasarım doğrulama adımlarından ikincisi olan yorulma analizi ile tasarım kontrol edilerek yorulma kriteri de sağlanmış oldu. Yorulma analizi ile tasarımın araç ömrü süresince maruz kaldığı kuvvet verileri yardımı ile araç ömrü süresince tasarımda herhangi bir kırılma sorununun meydana gelip gelmeyeceği öngörülmüş oldu. Ancak, oluşturulan tasarımda dayanım kriterleri açısından istenilen seviyede olmasına rağmen mevcut tasarıma oranla az bir hafifleme elde edildi. Tasarımda istenilen ağırlık değerini sağlamak adına yorulma sonuçları ile birlikte tasarımda sağlam bölgelerinden yerel malzeme çıkarılarak tekrar üç boyutlu tasarım oluşturuldu. Sonrasında, Bu tasarımın yer değiştirme analizi ile tekrar sertlik değerlerine bakıldı. Parçanın ağırlığının azalmasına rağmen sertlik değerleri istenilen

seviyede kaldı. Ağırlığı azalmış bu parça yorulma analizi kriterini de başarılı bir şekilde geçti. Böylelikle, optimizasyon ve doğrulama süreci tamamlanmış oldu.



LEAF SPRING EYE BRACKET OPTIMIZATION OF A COMMERCIAL VEHICLE AND VERIFICATION OF DESIGN BY STRUCTURAL ANALYSES

SUMMARY

Nowadays, it is possible along with the development of computer programs to detect early the problems that may occur in component or system based tests by analyzing in virtual environment and possible to change design. In automotive sector, analyses done in virtual environment takes place in first project phase. Loads occurring in vehicles are time dependent, quite variable and can be different directions. For this reason, it is so important to know the loads in related vehicles before virtual analyses in terms of accuracy of results after analyzing. This process come true by building prototype vehicle and collecting load data on vehicle wheels by locating force transducers on the purpose of increase the accuracy of CAE analyses. With these data, it is possible to obtain loads in related nodes on vehicle chassis and body by creating full vehicle model in again virtual environment.

Besides detecting vehicle structural problems early by CAE analyses, it is also possible to reduce weight of vehicle by the optimization analysis on the components.

In this study, It is aimed to reduce the weight of part by optimization study on the current leaf spring bracket of Ford Transit model and in meantime, the structural criteria is aimed to achieve by weight reduced part.

The flow chart is created for designing the lighter design of leaf spring optimization bracket. Optimization study carried out at the first stage of designing lighter design. Creation of three-dimensional geometry continues after the optimization study. The next stage goes on with the verification of the model. Firstly, displacement analysis check is finished. Secondly, fatigue analysis check is done. If all the structural design criteria satisfies, additional weight reduction opportunity is examined by changing the geometry by filling the weak spots on part with material and removing strong spots on part with material. Finally, optimization study is completed by the enough reduction in weight.

Optimization definitions such as design responses, constraints and the design goal should be identified well. Volume fracture function was defined as the design constraint in order to control the reduction of weight. The restrictions comes from the manufacturing such as the cast type, minimum element dimension and symmetrical conditions was studied as well. Cast type is the one of the most important parameter that highly influence on the quality of optimization result. Three cast type is available in optimization software. One of them, no cast type definition. The second one is the single type and the last one is the split type cast. All cast type definition was created to see the effect of all. When no cast type parameter was applied to the optimization model, non-feasible geometry was found after post-processing the optimization analysis. The second one called single cast type was applied to optimization model.

The output geometry was very complex. Therefore, the design is not applicable in reality. Finally, split cast type was created to the model. The related geometry was fine to manufacture, so split cast type parameter constraint was given to optimization model. The effect of minimum element dimension was investigated by changing minimum element dimension value which is starting 10 mm up to 50 mm with every 10 mm increment. The optimum minimum element dimension was chosen as 20 mm. The third manufacturing constraint is the symmetry. The influence of symmetry condition was examined in xy, yz and xz planes. Because of unsymmetrical connection of leaf spring eye bracket, the symmetry condition was satisfied in almost none of planes. Manufacturing restrictions affect the optimization results highly, so they should be taken into account. The design goal function was selected as minimum compliance to achieve more stiff design by the optimization analysis. For getting lighter design, it is important point to select maximum available design space of leaf spring eye bracket. The more design space, the more usage of material within the design space will be achieved. After optimization analysis was finished, three-dimensional design was drawn based on the geometrical shape of optimization result. At the end of stage of getting the new leaf spring eye bracket geometry by three-dimensional drawing, displacement and fatigue analyses were done as structural analyses. For displacement analysis, the displacement limits of leaf spring eye bracket corresponding to unit loads in vehicle three translational directions were defined as the same as the displacement limits of current leaf spring eye bracket corresponding to unit loads in vehicle three translational directions or a little less than the current design to get design, that is slightly more rigid. It is important to reach almost the same stiffness value of new leaf spring eye bracket design with the current one. Because the change of stiffness of the leaf spring eye bracket can affect the vehicle dynamic behavior. For fatigue evaluation, the nonlinear analysis was performed in two stages. The first stage is applying clamping forces to the bolts and the second one is the including unit force steps. After analyses were completed, the stress responds according to unit forces in vehicle translational directions were calculated. The stress results come from static analysis were then to be matched with proper load history channel so that fatigue solver can calculate each stress in time and finally the cumulative fatigue result can be viewed by using the parameters both with the fatigue property of material and the stress history. The fatigue criteria was described by the comparing the fatigue results of the current and the optimized leaf spring bracket design. It is desired to have higher life value than the current one and new design should have the life value higher than one in order to make sure that the failure will not happen in physical test.

New leaf spring eye bracket geometry was checked by the displacement analysis at first if the displacement criterion is satisfied or not because it does not require much effort to generate displacement analysis model compared to the fatigue analysis model. If the model pass the displacement analysis criterion, fatigue criterion will be checked. After the new design was provided in accordance with structural analysis criteria, the reduction of weight was evaluated and additional weight opportunity was checked.

There is not defined weight goal for the new design comes from the optimization result. The design of part was updated constantly. After repetitions, it was aimed to achieve the final design that meet the structural analyses criteria and the lightest.

The total three design was evaluated and it was called as design 1, design 2 and design 3. Design 1 did not meet the displacement criterion and it was not feasible by the structural perspective. Design 2 satisfied both structural criteria but there is not

significant weight reduction achievement. Design 3 is not only meet the structural design target but also have the lightest weight. Therefore, design 3 was selected as the optimum design among the three designs.





1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv endüstrisinde isim yapmış çok sayıda köklü şirket bulunmaktadır. Şirketlerin otomotiv sektöründe daha fazla yer edinebilmek için belirledikleri yıllık hedefler arasında satış adedini ve karlılığı arttırmak bulunmaktadır. Bu durum mevcut pazar payı göz önüne alındığında şirketler arasında sürekli bir rekabet halini beraberinde getirmektedir. Şirketler yıllık hedeflerine ulaşabilmek için üretim maliyetlerini azaltarak kaliteli bir ürün ortaya koymak zorundadır.

Özellikle kaliteli ve ucuz ürün oluşturabilmek müşteri memnuniyetini doğrudan etkileyerek şirketlerin pazar payındaki yerinin artmasını sağlamaktadır. Bir aracın kalitesi denildiğinde aklımıza ilk gelen özellikler aracın dış görünüşü, konforu ve sağlamlığıdır.

Otomotiv firmaları bir aracın sağlamlığını belirli bir yol gidildikten sonra araçta hiç bir sorun olmaması şeklinde tanımlamışlardır. Bu durum binek araçlarda 100000 km, kamyonlarda ise 1000000 km belirlenmiştir. Yani araç üzerindeki her parçanın belirtilen sürüş süresi boyunca hasara uğramadan kalması gerekmektedir.

Otomotiv sektöründe üretilen aracın her bir parçasının yeterli sağlamlıkta olması gerekmektedir. Müşterinin araç kullanımında parça mukavemeti ile ilgili olası bir problemle karşılaşılması durumunda ortaya çıkan müşteri memnuniyeti aracın marka değerini büyük ölçüde zedeleyerek şirketin yıllık cirosunun büyük ölçüde düşmesine neden olabilir. Bu yüzden ortaya çıkan her bir üründe mukavemet problemlerinin çok önceden tespit edilmiş ve çözülmüş olması gerekmektedir.

Otomotiv şirketleri, bir aracın tasarım sürecinden piyasaya çıkması aşamasında otomotiv parçalarını hem parça esaslı hem de araç bazlı birçok testlerden geçirerek parçaların müşterinin kullanımına girmeden önce olası sorunların önüne geçmeyi amaçlamışlardır. Söz konusu testlerin maliyetleri de aracın toplam maliyetine eklenmektedir. Bu yüzden test sayısının azaltılarak sorunsuz parça üretilmesi satılan üründen elde edilen kar marjının arttıracaktır. Bir parçanın ilgili testleri geçip geçemeyeceğini önceden tahmin etmek sektörde önemli avantajlar sağlayacaktır. Bu

kapsamda, parçalar hem parça ve hem araç testleri öncelikli olarak bilgisayar destekli mühendislik çalışmaları ile yapılmaktadır. Sonlu elemanlar analizleri sayesinde testlerden önce parça performansı üzerinde tahmin yapmak mümkündür. Kullanılan analiz metodlarının sürekli gelişmesi, fiziksel test ile analizler arasındaki korelasyonun her geçen gün daha fazla artmasına neden olmaktadır. Bu durum test maliyetlerinin azaltılmasını ve hatta sanal testlerin fiziksel testlerin yerine geçerek test maliyetlerinin yok olmasını sağlamaktadır.

Müşteri memnuniyetini etkileyen diğer bir etken ise taşıtın ağırlığıdır. Taşıt ne kadar hafif ise müşteri o oranda daha fazla yük taşıyabileceğinden dolayı özellikle taşıma sektöründe hafif araç tercih nedenidir. Taşıtın ağırlığının azalması yüklemenin yanı sıra müşterinin daha az yakıt kullanmasına olanak sağlamaktadır. Aracın hafif olması müşterinin tercih nedenlerinden biridir. Araç ağırlığının azaltılmasının şirket açısından avantajı ise daha hafif parça üretmek için daha az ham madde kullanılmasıdır. Bu durum parçanın birim fiyatını düşüren etkenlerden biridir.

1.1 Literatür Özeti

Literatür araştırması olarak, araç üzerindeki parçalara yapılan yapısal optimizasyon çalışmalarından çalışmayla ilgili olarak görülenler incelenmiştir.

Yapısal optimizasyon sınıflarından topoloji optimizasyonunun birçok şekil ya da kesit optimizasyonundan daha fazla getirisi olan yeni ancak çok hızlı gelişen bir branş olduğu bahsedilmektedir [1]. İlk topolojik yapısal tasarım çalışmaları kafes sistemleri üzerinde gerçekleştirilmiştir [2]. Kafes sistemleri üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda en iyi yerleşim teorisi (optimal layout theory) geliştirilmiştir [3].

Topoloji optimizasyonun sonlu elemanlar yöntemi ile kullanımında malzemenin gözenekli yapıya sahip olduğu kabul edilerek katmanlı malzeme modeli kullanılmıştır. Optimizasyon sonrasında tasarım hacminde farklı malzeme yoğunlukları olduğu görülmüştür [4].

SIMP Metodu üç boyutlu modellerin optimizasyonu için yaygın kullanılmaktadır. Bu yöntemde her bir elemanın malzeme özellikleri göreceli malzeme yoğunluğu olarak tanımlanır. Bu elemanlar optimizasyon sonucunda elemanların malzeme yoğunluğu değerine göre elemanın silinebilir olup olmadığına karar verilerek optimize edilmiş geometri ortaya çıkar [5-7].

Yapısal topoloji optimizasyonu, belirlenen tasarım sınırları içerisinde tasarımın rijitliği maksimum olacak şekilde tasarımdan malzeme azaltılarak gerçekleştirir [8]. Yapısal optimizasyon sonucu oluşan tasarımın imal edilebilir olması optimizasyonun verimliliğinin artması açısından gereklilik oluşturmaktadır. Bu kapsamda, optimizasyon probleminde üretim kısıtlarını göz önünde bulunduran algoritma önerisinde bulunulmuştur [9]. Peter W. Christensen ve Anders Klarbring 'in 2009 yılındaki Yapısal optimizasyona giriş kitabında yapısal optimizasyonun matematiksel biçimini anlatılmış ve optimizasyon sınıflarını tanıtılmış [10].

Altair tarafından 2015 yılında yazılan Optistruct programı ile yapısal optimizasyon'un pratik yönlerinin anlatıldığı kitap, optimizasyon probleminin temel tanımları ve optistruct ile topoloji optimizasyonu hakkında bilgiler bu tez çalışması kapsamında kullanılmıştır [11].

Majur Jagtap ve Ashvin Dhoke tarafından 2017 yılında egsoz tutucu parçası yapısal optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sonucu optimize edilmiş tasarımın kabul kriteri olarak belirli bir gerilme değerinden az olması ve modal analizin 20 Hertz değerinin üstünde olması hedeflenmiştir. Çalışma sonrası oluşan tasarımda toplamda yaklaşık % 45 değerinde bir ağırlık azalması sağlanmıştır [12].

Michael Shreck, 2014 yılında yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında yüksek performans motorlarının bağlantı parçası üzerinde yapısal optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada amaç fonksiyonu rijitliği maksimum seviyeye çıkarılacak ve ağırlık kısıtı getirilerek optimizasyon sonucu oluşan tasarımın ağırlığı kontrol altına alınmıştır. Modal analiz ve burulma analizleri gerçekleştirilerek tasarımın doğrulaması yapılmıştır. Optimizasyon sonucu oluşan tasarımda % 23 değerinde bir ağırlık azalması sağlanmıştır [13].

Robin Larsson, 2016 yılında yaptığı tez çalışmasında aracın arka süspansiyon kolu üzerinde yapısal optimizasyon gerçekleştirmiştir. Bu süreçte optimizasyon sonucu oluşan parçayı rijitlik ve yorulma kriterleri açısından değerlendirerek uygun tasarımı bulmayı amaçlamıştır [14].

Eric A. Nelson, 2003 yılında süspansiyon kontrol kolu parçasının döküm yönü kısıtına göre yapısal optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Döküm yönü kısıtı ile oluşan tasarımın kesit alanındaki değişimi gözlemlemiş ve optimizasyon programına döküm yönü kısıtı

verilmesi ile tasarım sürecinde üretilebilir tasarım oluşturularak tasarım boyunca harcanan zamanın azaltılabileceğini vurgulamıştır [15].

Bu çalışmada, bir ticari taşıtın ön makas gözü yanal parçası tasarımı incelenmiştir. Yapısal optimizasyon ile daha hafif ve mukavemeti yüksek yeni bir tasarım oluşturulmak hedeflenmiştir. Bu çalışma ile ticari araç üzerinde makas gözü bağlantı parçasının optimizasyon çalışması ve sanal tasarım süreçleri detaylı olarak ilk defa göz önünde bulundurulmuştur. Çalışma sonrası imal edilebilir bir tasarım elde edilmiştir.



2. YAPISAL OPTİMİZASYON

2.1 Optimizasyon Probleminin Matematiksel Tanımı

Optimizasyon problemi x değişkenine bağlı $f(x)$ fonksiyonunu minimum ya da maksimum değere getirecek x çözüm setlerini bulma olarak tanımlanır. Bazı durumlarda x çözüm setleri kısıtlayıcı ve $g(x)$ fonksiyonlarına bağlı olabilirler.

$$\text{minimum ya da maksimum } f(x), \quad x=(x_1, x_2, \dots, x_n)^T \text{ bağlıdır } g(x) \leq 0 \quad (2.1)$$

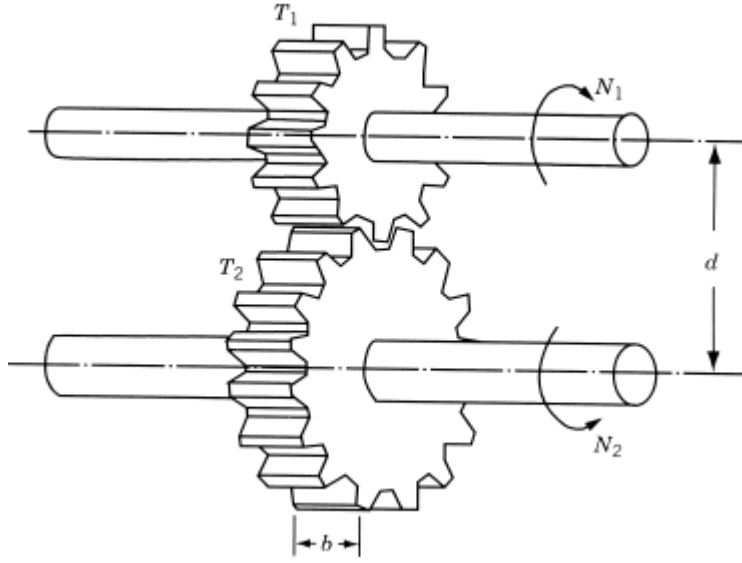
Burada $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ n boyutlu çözüm vektörü olarak adlandırılır.

2.2 Optimizasyonun Temel Tanımları

2.2.1 Tasarım vektörü

Birçok mühendislik problemi belirli nicelikler ile önceden tanımlanır. Tasarım aşamasında iken bu niceliklerden bazılarını değişken olarak tanımlayabiliriz. Genelde tasarım kısıtlarından dolayı bazı değişkenler sabit olup önceden sınırlandırılır. Bu değişkenlere önceden belirlenmiş değişkenler denir. Geri kalan değişkenlere ise tasarım değişkenleri adı verilir. Tasarım değişkenleri tüm değişkenleri kapsayan $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ tasarım vektörü olarak tanımlanır.

Şekil 2.1 de gösterilen dişli çifti örneğini ele alalım. Burada merkez mesafesi d , kavrama açısı ψ , diş profili ve dişlilerin malzemeleri önceden tanımlanmış değişkenlerdir. Geriye kalan değişkenler ise tasarım vektörü ile $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)^T = (b, T_1, T_2)^T$ gösterilir. Dişli genişliği ve dişlilerin diş sayısı bizim değişiklik yapabileceğimiz değişkenlerdir. Bu değişkenlerin aldığı değerlerden oluşan vektörlere ise tasarım noktası adı verilir. Örneğin $x=(1.5, 15, 30)^T$.



Şekil 2.1 : Dişli Çifti [16].

2.2.2 Tasarım kısıtları

Birçok mühendislik problemin tasarım değişkenleri rastgele seçilemez. Değişkenlerin sağlanması gereken fiziksel gereklilikler mevcuttur. Bu fiziksel gerekliliklere tasarım kısıtları adı verilir. Tasarım değişkenlerinde etkili bu sınırlar ilgili tasarımın paket alanı, imal edilebilirlik ve ya diğer gereklilikler olabilir. Paket alanı, tasarımı yapılan parçanın sistem üzerinde kaplayabileceği maksimum boşluktur. Özellikle, otomotiv parçalarının tasarımlarında paket alanı birçok fonksiyona ait sistemin belirli bir alanda toplanmasından dolayı önemlidir. Parçaların hareket esnasındaki konumları göz önünde bulundurulduğunda parçalar arasında belirli bir boşluk bırakılması gerekmektedir. İmalat açısından bakıldığında ise simetrik parça modelleri ve basit geometrilerin oluşturulması hem imal edilebilirlik hem de parça maliyeti açısından önemli bir etken oluşturmaktadır. Diğer gerekliliklerden bazı örnekler ise parçanın montajı esnasında konumlanabilmesi için açılan delikler ve bükme işlemi ile üretilen bir parçada bükme işleminin gerçekleştirilebilmesi için parçanın tutulabileceği minimum tutma genişliği ölçüsüdür.

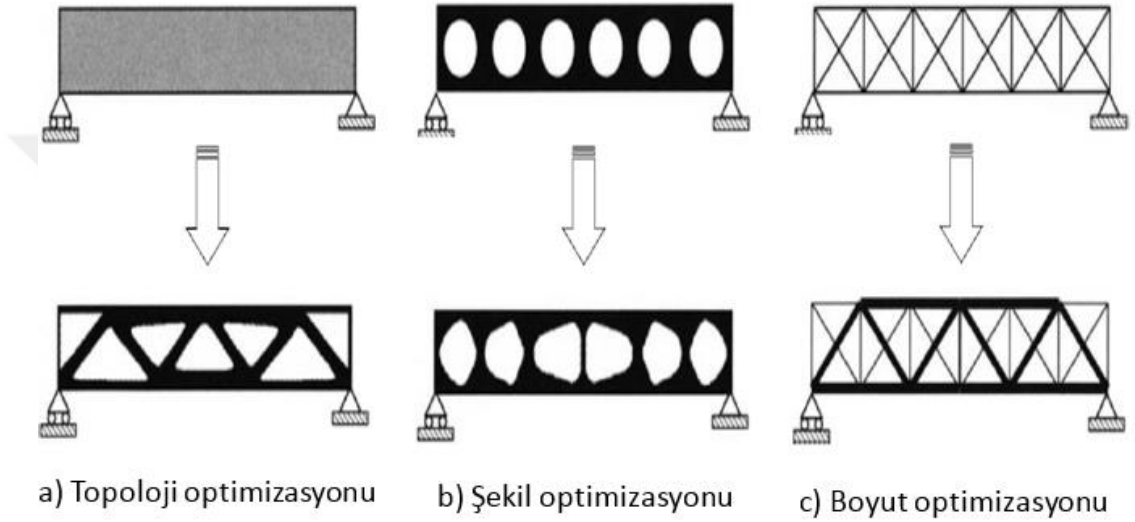
Tasarım kısıtları, optimizasyon sonucu oluşan parçanın gerçek ürüne dönüşebilmesi için tasarımcının önceden düşünmesi gereken ve optimizasyon sonucunun çıktısına yön veren önemli değişkenlerdir.

2.2.3 Hedef fonksiyonu

Hedef fonksiyonu seçilen mühendislik problemine göre farklılık gösterebilir. Hedef fonksiyonu ilgilenilen parçadan istenilen performanstır. Probleme göre minimum ağırlık, minimum maliyet olabilir.

2.3 Optimizasyon Probleminin Sınıflandırılması

Genel olarak 3 tip yapısal optimizasyon probleminden söz edilir. Bunlar Şekil 2.2 de görüldüğü gibi topoloji, şekil ve boyut optimizasyonu olarak adlandırılır.



Şekil 2.2 : Yapısal Optimizasyon Sınıfları [8].

2.3.1 Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonun amacı, kullanıcının tanımladığı tasarım hacmi içinden ihtiyaç olunan malzeme dağılımı tayinidir. Bu süreç, tüm tasarım hacminin modellenerek analiz edilmesi ve iterasyonlar sonucu malzeme ile doldurulacak sonlu elemanların belirlenmesi ile gerçekleşir. Malzeme dağılımı optimizasyon problemine verilen kısıtlar ile optimum tasarımın oluşmasını hedefler.

Topoloji optimizasyonunda hedef fonksiyonu genellikle ilgilenilen parçanın rijitliğinin maksimum olmasıdır. Kısıtlama ise optimizasyon sonucu ortaya çıkan parçanın ağırlık üst limit değerinin belirlenmesi ile gerçekleşir. Kısıtlama olarak problemin tipine göre deplasman ve tepki kuvveti kısıtları vermek de mümkündür.

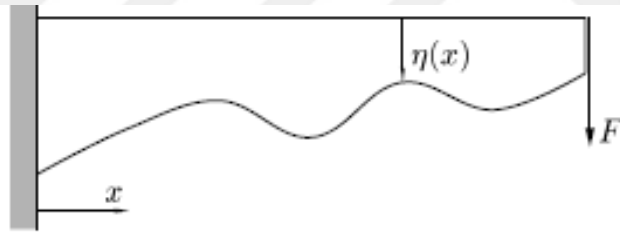
Topoloji optimizasyonu genellikle döküm parçalarına uygulanır. Döküm prosesinde kompleks geometrilerin oluşturulması mümkün olabildiği için optimizasyon sonucu

oluşan parçaların uygulanabilirliği mümkün kılınmaktadır. Aynı zamanda döküm parçalarında optimizasyon sonucunda ağırlıktan kazanç daha fazla olmaktadır.

2.3.2 Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, parça üzerinde tanımlanan formun, form üzerindeki noktaların hareketleri sayesinde çeşitli iterasyonlar sonucu parçanın optimum şeklinin bulunmasıdır. Şekil optimizasyonu 2 boyutlu parçalara uygulanabildiği gibi 3 boyutlu parçalara da uygulanabilir. Şekil optimizasyonun amacı, parçanın titreşim ve mukavemet özellikleri açısından parça üzerinde ilgilenilen eğrinin iterasyonlar sonucu değiştirilerek parçanın daha iyi performans sağlamasını sağlamaktır. Burada genel kısıtlayıcılar minimum gerilme ve maksimum doğal frekans değeri olabilir.

Şekil 2.3 de duvara ankastre olarak sabitlenmiş olan bir parça ve bu parçaya uç noktasından uygulanmış kuvvet görülmektedir. Parçanın altındaki eğri x değişkenine bağlı olan $\eta(x)$ fonksiyonu ile tanımlanmıştır. Bu örnek, basit bir şekil optimizasyonu çalışmasıdır. Burada iterasyonlar sonucu eğri üzerindeki noktaların hareketleri ile optimum $\eta(x)$ değerlerini bulmak mümkündür.

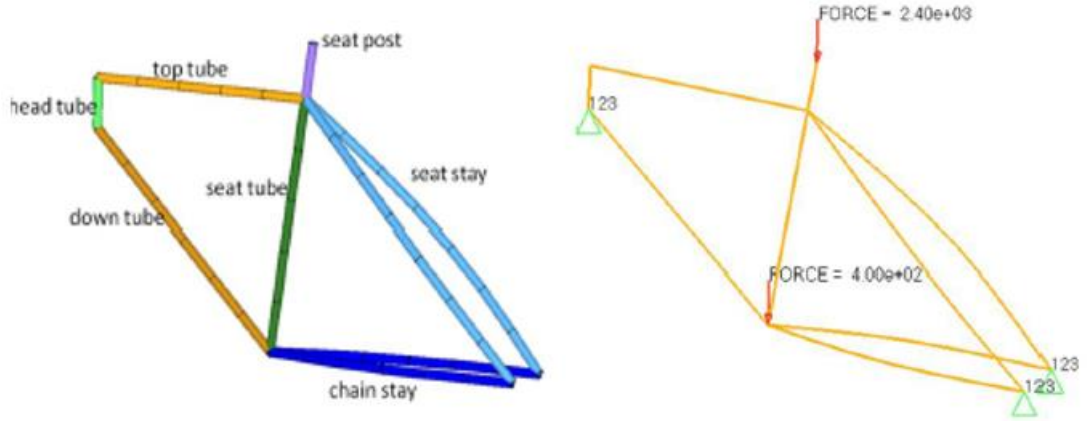


Şekil 2.3 : Şekil Optimizasyonu Örneği [10].

2.3.3 Boyut optimizasyonu

Boyut optimizasyonu, önceden belirlenmiş geometrik ölçülerin değiştirilerek iterasyonlar sonucu optimum geometrik değerlerin bulunmasıdır. Bu değerler parçaların et kalınlıkları, kesit yarıçapları, genişlik ve uzunluk değerleri olabilir.

Şekil 2.4 de verilen örnekte, bisiklet iskeleti modeli görülmektedir. İlgili bölgelere yükler ve sınır koşulları verilerek mevcut tasarımın analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda 1 boyutlu kiriş elemanlar ile modellenen tasarım parçalarının kesit alan geometrisi parametreleri değiştirilerek denemelerde bulunulmuş ve her bir parçanın analiz kısıtlarına göre optimum kesit alan geometrileri belirlenmiştir.



Şekil 2.4 : Boyut Optimizasyonu (Bisiklet İskeleti) [11].

2.4 Optistruct Programı ile Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu ile parça üzerindeki elemanların malzeme dağılımları belirlenir. Eleman üzerinde eş değer yoğunluk değeri 1 ise bu elemanda %100 oranında malzeme olması gerekmektedir. 0 değeri ise bu elemanda malzemeye hiç gerek olmadığını diğer bir deyişle elemanın silenebileceğini anlarız. Eğer elemanın eş değer yoğunluk değeri 0 ile 1 arasında ise kullanıcı elemanın silinip silinmemesi gerektiği kararını kendisi yorumlayabilir.

Kullanıcı optimizasyon sonucu çıkan geometriyi gerilme yığılımlarının oluşabileceği bölgelerin önüne geçebilmek adına yumuşak geçişler ve imal edilebilirliğini düşünerek uygun tasarımı oluşturur.

2.4.1 Yanıtlar

Çizelge 2.1 de verilen yanıtlar hedef fonksiyonları ya da kısıtlayıcı fonksiyonlar olabilir.

Çizelge 2.1 : Yanıt Fonksiyonları.

Kütle	Hacim	Hacim ya da Kütle Kesri
Ağırlık Merkezi	Eylemsizlik Momenti	Statik Komplians
Statik Yer değiştirme	Doğal Frekans	Tüm Model Mon Mises Gerilmesi (Sadece Kısıtlayıcı olarak)
Burulma Faktörü (Özel Durum)	Frekans Tepkisi, Yer Değiştirme, Hız, İvme	Sıcaklık
Ağırlıklı komplians	Ağırlıklı Frekans	Birleştirilmiş Komplians Endeksi
Fonksiyon		

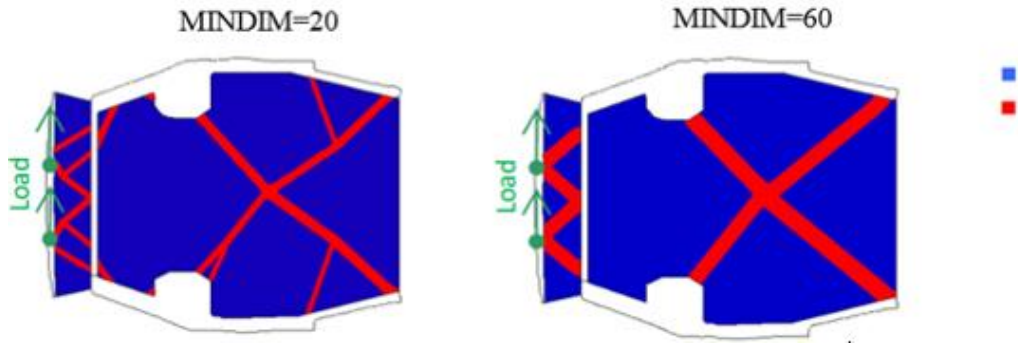
2.4.2 Minimum eleman boyutu (MINDIM)

Minimum eleman boyutu parametresi, optimizasyon sonucu oluşan geometride minimum boyut büyüklüğünü belirler. Parça üzerindeki yük akışına göre parça geometrisi oluştururken parça üzerindeki eleman boyutları nihai tasarımın belirlenmesinde oldukça önemlidir.

MINDIM değeri ortalama eleman boyutunun en az 3 katı ve en fazla 12 katı olarak seçilmelidir. Ortalama eleman boyutu 2 boyutlu elemanlar için ortalama yüzey alanının karekökü olarak, 3 boyutlu elemanlar için ise elemanların ortalama hacminin küp kökü olarak belirlenir.

MINDIM parametresinin sonuçlar üzerine etkisi şekil 2.5 de görülmektedir.

MINDIM parametresinin 20 mm seçilmesi optimizasyon sonucunda daha küçük elemanlara yer verilmesinden dolayı daha çok sayıda ve küçük elemanlardan oluşan ağaç dalına benzer yapıların oluşmasına neden olmaktadır. MINDIM parametresinin 60 mm seçilmesi ise optimizasyon sonucu oluşan elemanların boyutlarının büyümesinden dolayı tasarım sonucu ağaç dalına benzer yapıların azalmasına ancak bu yapıların daha büyük olmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.5 : MINDIM parametresinin sonuca etkisi [17].

2.4.3 Maksimum eleman boyutu (MAXDIM)

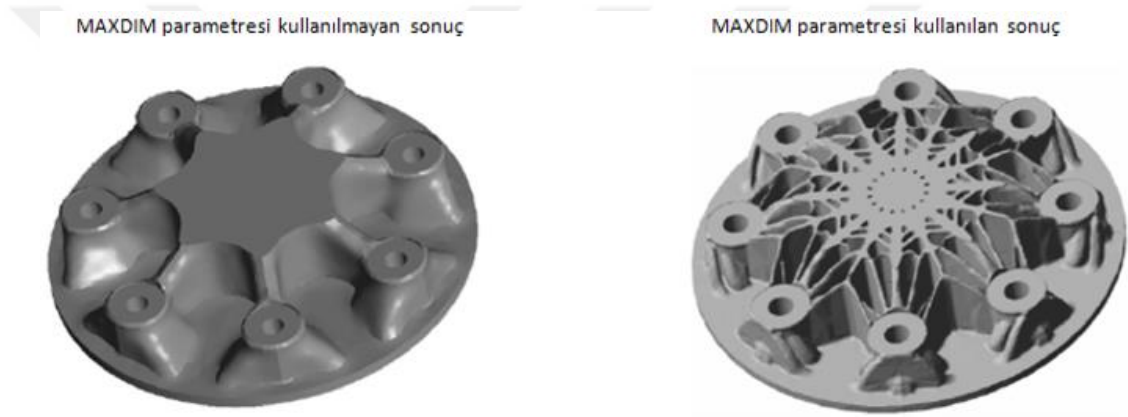
Optimizasyon aşamasında her bir elemanın bir araya gelmesi ile iterasyonlar sonrası nihai parça geometrisi oluşur. Maksimum eleman boyutu parametresi ise geometriyi oluşturan büyük elemanların boyutunu kontrol altına alır. Eğer parçanın et kalınlığı MAXDIM parametre değerinden daha az ise MAXDIM parametresi ile optimizasyona verilen kısıtlama sağlanmış olur.

MAXDIM parametresi MINDIM parametresinin en az 2 katı kadar olmalıdır. MAXDIM parametresi tasarımda istenen minimum et kalınlığı değerinin yarısından daha az olacak şekilde seçilmez.

İmalattan kaynaklı tasarım sınırlamaları doğrultusunda optimizasyon sonucundan iyi bir çıktı alabilmek için çözüm ağı elemanları olabildiğince küçük boyutta seçilmelidir.

MAXDIM parametresinin sonuçlar üzerine etkisi şekil 2.6 da görülmektedir.

MAXDIM parametresinin kullanılması optimizasyon sonucu oluşan elemanların boyutlarına kısıt getirdiğimizden dolayı elemanların boyutu verilen kısıt değerini aşmamaya zorlanmaktadır. Bu durum, optimizasyon sonucu oluşan geometrinin daha ince ve daha karmaşık yapılardan oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.6 : MAXDIM parametresinin sonuca etkisi [11].

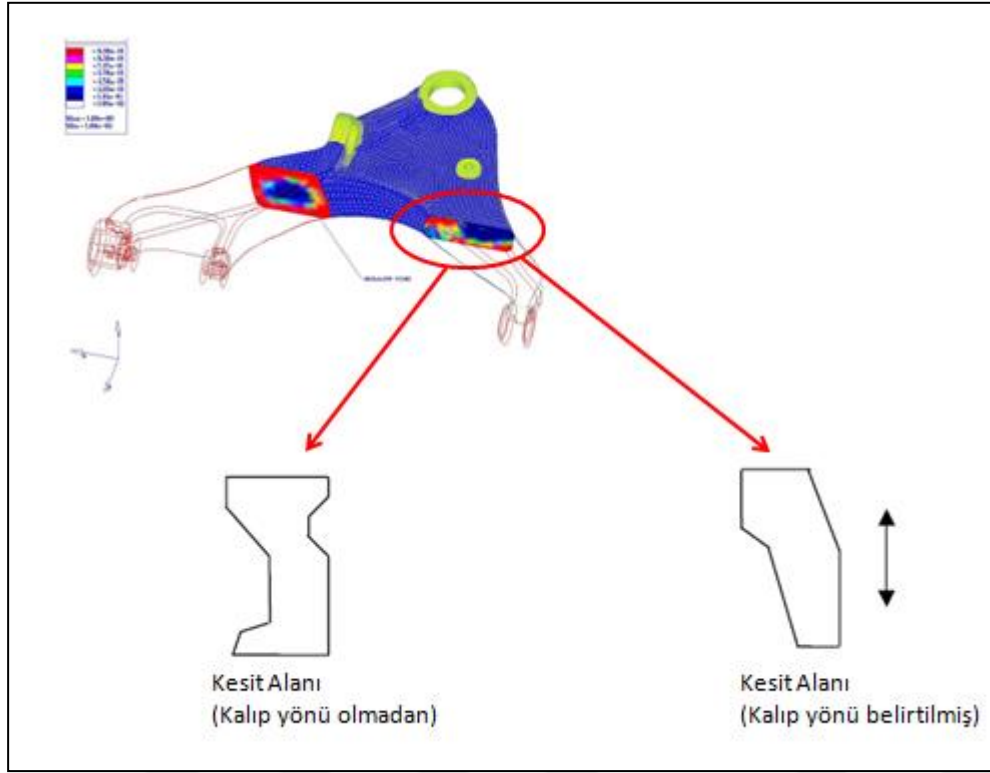
2.4.4 Döküm yönü kısıtı

Döküm parçalarının topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan geometri gerçekte imaledilebilir olmayabilir. Döküm prosesinde oluşan geometrinin belirlenmesindeki etkenlerden biri döküm yönünün doğrultusudur. Optistruct programı oluşan tasarımın döküm imalatına uygulanabilir olabilmesi için kullanıcıya döküm yönü kısıtı verilebilmeyi olanaklı kılmıştır.

Döküm yönü ile ilgili kaç adet kalıbın olacağı döküm malzemenin delik içerip içermeyeceği ve döküm yönünü tanımlayarak uygulanabilir tasarım ortaya çıkması mümkün kılınmaktadır.

Şekil 2.7 de döküm yönü kısıtı verilerek döküm parçanın imalatına uygun kesit alanı geometrisi örneği görülmektedir.

Kalıp yönü tanımlanmadan oluşan kesit alanı geometrisi tek bir döküm kalıbı ile üretilemez. Kalıp yönü tanımlanarak oluşan kesit alanı ise belirtilen döküm yönünde tek kalıp kullanarak imal edilebilmektedir.



Şekil 2.7 : Döküm yönünün sonuca etkisi [15].

2.4.5 Ekstrüzyon kısıtı

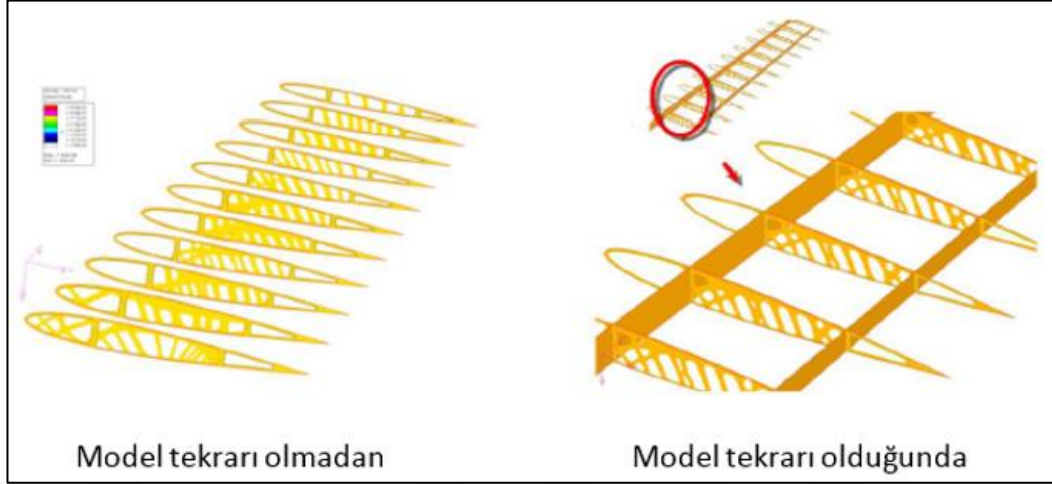
Bazı durumlarda, parçanın ekstrüzyon imalat yöntemi ile üretilmesinden ya da imalat maliyetini ve işçiliğini minimum seviyeye indirebilmek adına parçanın kesit alanının belirli bir doğrultu boyunca değişmemesini isteriz. Optistruct programının ekstrüzyon kısıtı özelliği sayesinde tasarım kriterlerini sağlayan ekstrüzyon parça geometrisini oluşturabiliriz.

2.4.6 Diğer üretim kısıtları

Optimizasyon sonrası oluşacak tasarıma yön verebildiğimiz diğer imalat kısıtları model tekrarı ve modeli gruplamadır.

Model tekrarı, farklı parçaların birbirlerine bağlandığı ve bağlanan bu parçaların hepsinin aynı tasarımda olmasını istediğimiz bir durum için kullanabileceğimiz kısıtlamadır.

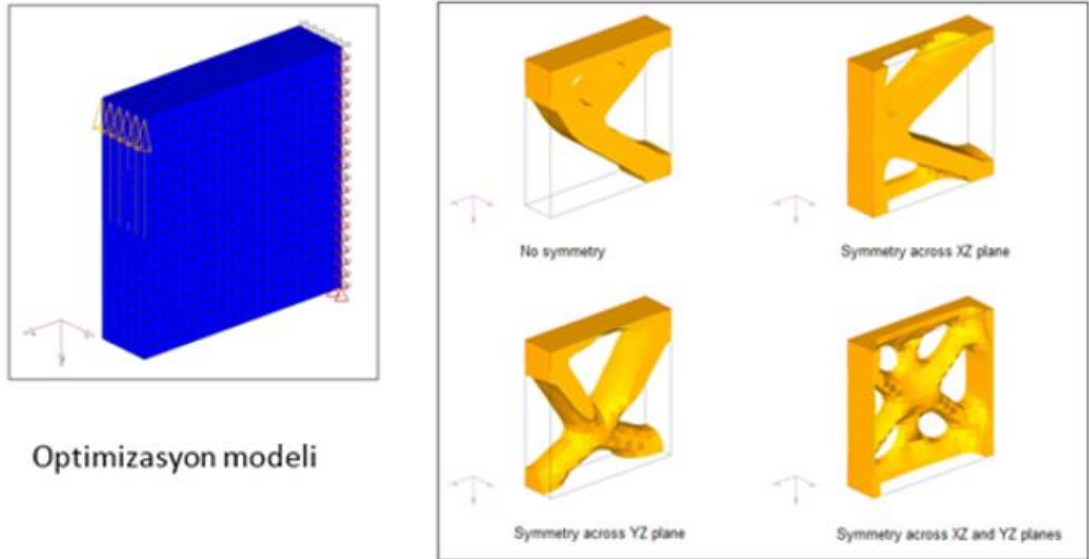
Şekil 2.8 de Aşağıda parçaya model tekrarı uygulanmış ve uygulanmamış durum için örnek resim görülmektedir.



Şekil 2.8 : Model Tekrarı [11].

Model gruplama ise, optimizasyon sonucu oluşan parçanın istenilen düzlem boyunca optimize edilmiş modelinin tekrarlanmasıdır.

Şekil 2.9 da basit bir kiriş geometresinin kayma gerilmesi altındaki optimizasyon analiz modeli gösterilmiştir. Analiz sonucunda ise model gruplaması olmadan ve tanımlanan düzlemlerde simetrik olan model gruplaması sonuçları görülmektedir.



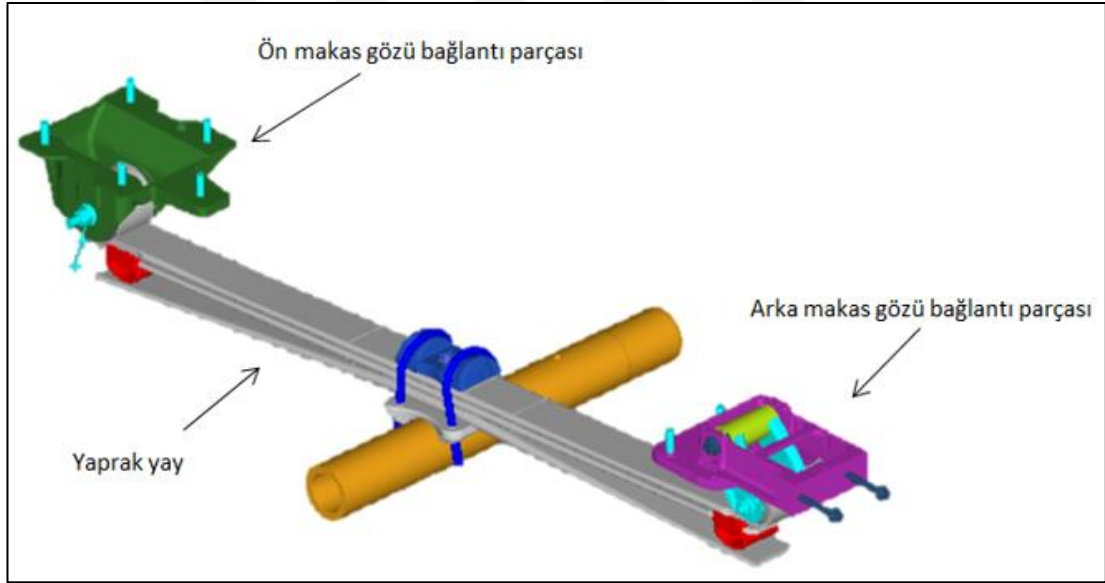
Optimizasyon sonucu simetri düzlemlerine göre model gruplama

Şekil 2.9 : Model Gruplama [11].



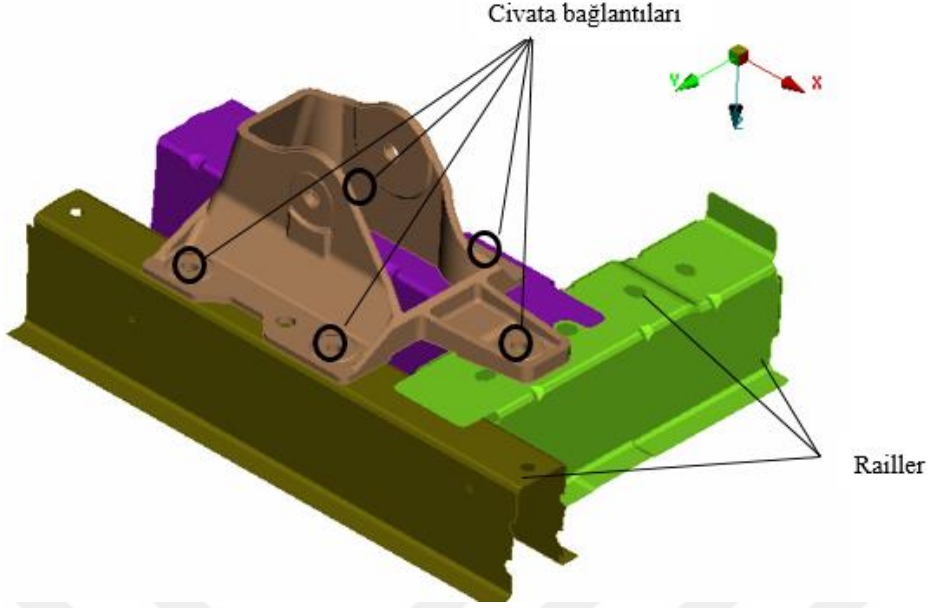
3. MEVCUT TASARIMIN FE MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Sunulan çalışmada şekil 3.1 de gösterilen ön makas gözü bağlantı parçası ele alınmıştır. Ön makas gözü bağlantı parçasının topoloji optimizasyonu ile ağırlığı azaltılarak yeniden şekillendirilmiştir. Ön makas gözü bağlantı parçası, makası (yaprak yayı) aracın gövdesine bağlayan ara parçadır. Bu parça ile makas arasındaki bağlantı burçlu bir cıvata yardımı ile sağlanmaktadır. Burçlu cıvata, yaprak yaydan gelen yükün makas gözü bağlantı parçalarına homojen aktarılması amacı ile kullanılmaktadır. Makas gözü bağlantı parçaları ile yaprak yayların arasındaki mafsallı bağlantılar ve arka makas gözü parçası ile yaprak yay arasındaki bağlantı kolu, yaprak yayın esnemesine olanak sağlamaktadır.



Şekil 3.1 : Ön makas bağlantı parçasının yaprak yay ile montaj durumu.

Şekil 3.2 de ön makas gözü bağlantı parçası, gövde elemanlarından olan rail adı verilen 3 adet u şeklinde aracın gövde bağlantı parçaları da yine aşağıda gösterilen 5 adet cıvata bağlantısı ile montaj edilmiştir.



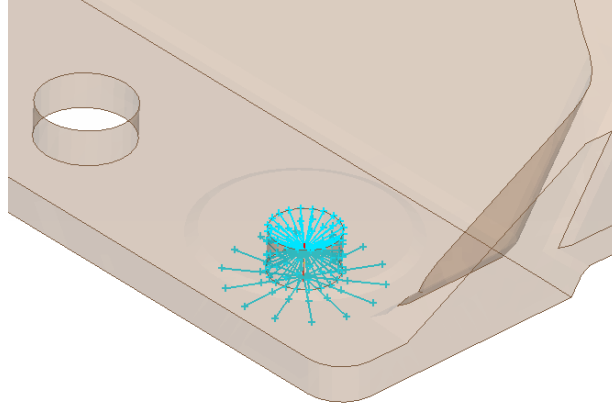
Şekil 3.2 : Gövde bağlantısının alttan görünüşü.

3.1 Yer Değiştirme Analizi İçin FE Modelinin Oluşturulması

Yer değiştirme analizi, parçaya belirli doğrultularda verilen birim yükler sonucunda oluşan yer değiştirmelerini elde etmek amacı ile gerçekleştirilmiştir. Yer değiştirme değerleri ile parçanın bükülme direnci anlaşılır. Makas gözü bağlantı parçası, aracın süspansiyon sistemine dahildir. Bu yüzden, makas gözü bağlantı parçasının bükülme direnci araç dinamiğini etkilemektedir. Bu çalışmada, makas gözü bağlantı parçasının araç dinamiği açısından belirlenen yer değiştirme sınır değerleri verisi mevcut değildir. Bu yüzden, yeni tasarım için mümkün olduğu kadar mevcut tasarıma yakın sertlikte ve esnekliği daha az olacak bir tasarım seçilmiştir. Yani, yeni tasarımın yer değiştirme değerlerinin mevcut tasarımdan daha az olması yer değiştirme kriteri olarak seçilmiştir.

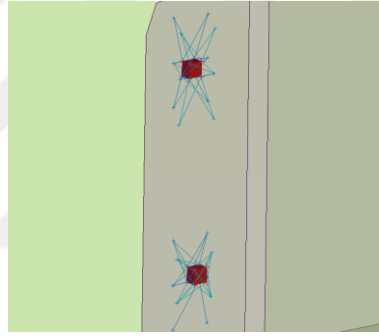
Yer değiştirme sonuçlarının gerçeğe daha yakın sonuç verebilmesi için gövdeye bağlanan diğer parçalar da sonlu elemanlar modelinde göz önüne alındı.

Modelde, civata bağlantıları şekil 3.3 de gösterilen RBE2-CBAR-RBE2 bağlantıları ile oluşturuldu. Açık mavi ile gösterilen elemanlar RBE2 elemanları kırmızı ile gösterilen eleman ise CBAR elemanını belirtmektedir.



Şekil 3.3 : Gövde bağlantısı cıvata modeli.

Raillerin bağlantıları punto kaynağı ile yapılmıştır. Punto kaynağı RBE3-HEXA-RBE3 elemanları kullanılarak şekil 3.4 de iki rail sacları arasındaki punto kaynağı modellenmesi gösterilmektedir. Mavi ile gösterilen elemanlar RBE3 elemanlar olup kırmızı ile gösterilen elemanlar ise HEXA elemanlardır.



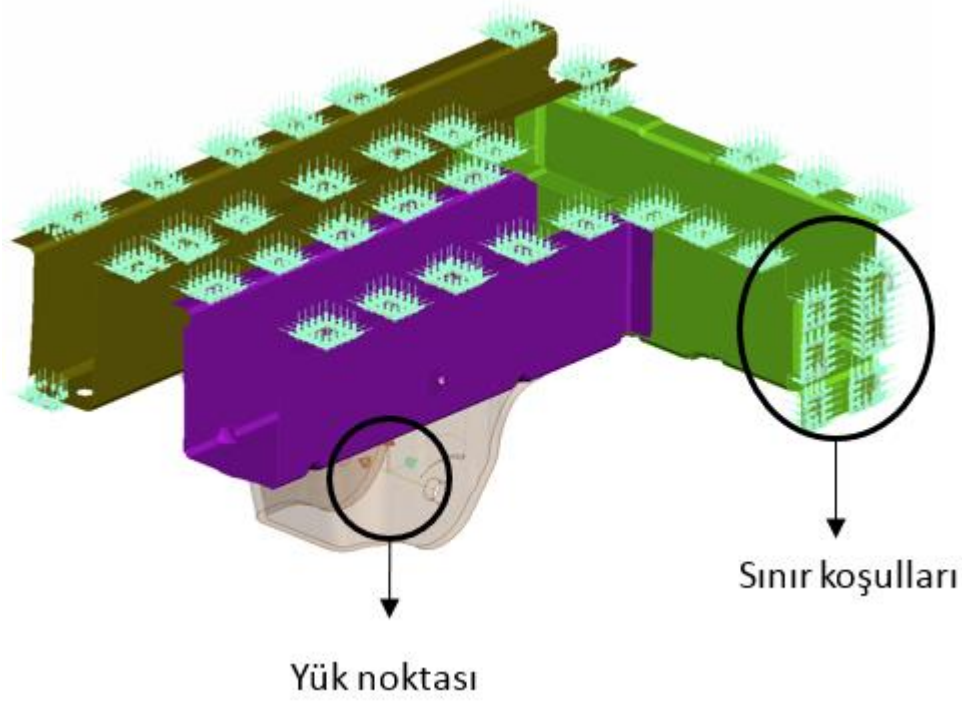
Şekil 3.4 : Gövde bağlantısı punto kaynağı modeli.

Ön makas gözü bağlantı parçasının çözüm ağı elemanları 3 mm tetra katı eleman olarak modellenmiştir. Tetra eleman tipi seçilmesinin nedeni, parçanın kompleks geometrisi ve 3 boyutlu modelleme zorunluluğudur. Railler ise 7 mm quad shell elemanlar olarak modellenmiştir. Yorulma analizinde railler üzerinden de sonuç alınacaktır. Quad elemanların geometrik olarak daha düzgün çözüm elemanları oluşturması daha doğru sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır. Bu yüzden railler quad eleman tipi ile modellenmiştir.

Kuvvet noktası, yük aktarım noktası olan makas gözü deliğinin orta noktası seçilmiştir.

Sınır koşulları ankastre (6 dof da sabitlenmiş) seçilmiş olup raillerin bağlandığı gövde saclarının bir bölümü modellenerek bu sacların çevre noktalarına verilmiştir.

Kuvvet uygulama noktası ve sınır koşullarının verildiği noktaların bir bölümü şekil 3.5 de gösterilmektedir.



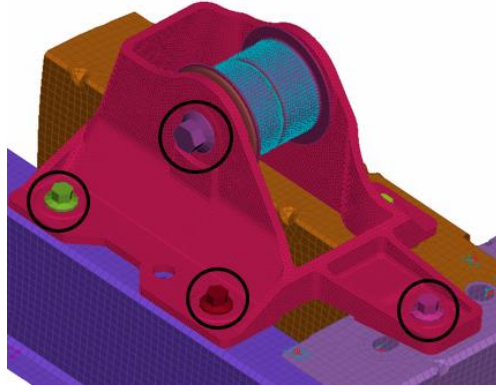
Şekil 3.5 : Yük noktası ve sınır koşulları

3.2 Yorulma Analizi Aşamaları

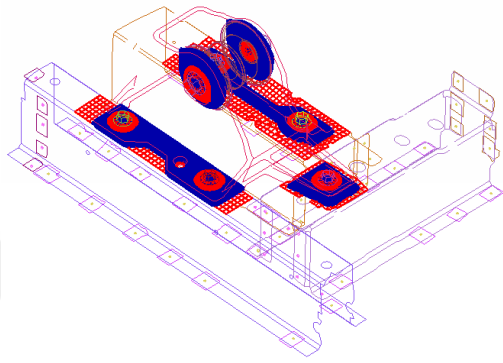
Yorulma analizi için öncelikle yük aktarım noktasına 3 yönde birim yükleme verilerek gerilme çıktıları elde edildi. Sonrasında ncode programı kullanılarak zamana bağlı yük verileri birim yükleme modelindeki ilgili çözüm basamakları ile eşleştirildi. Programa ön makas gözü bağlantı parçasının düşük çevrimli yorulma malzeme kartı tanıtıldı. Malzeme kartı ve yük aktarım noktasındaki yük verileri sayesinde parçanın yorulma analizi tamamlandı.

3.2.1 Yorulma analizi için FE modelinin oluşturulması

Birim yükleme için doğrusal olmayan modelleme yapıldı. Bu modelleme ile birlikte parçanın temas edebilecek bölgelerine temas özelliği tanımlandı. Cıvata modellemesi yapılarak birim yükleme öncesi cıvatalara ön gerilme verildi. Şekil 3.6 ve 3.7 de sırasıyla cıvata modellemesi ve ilgili temas bölgeleri görülmektedir.

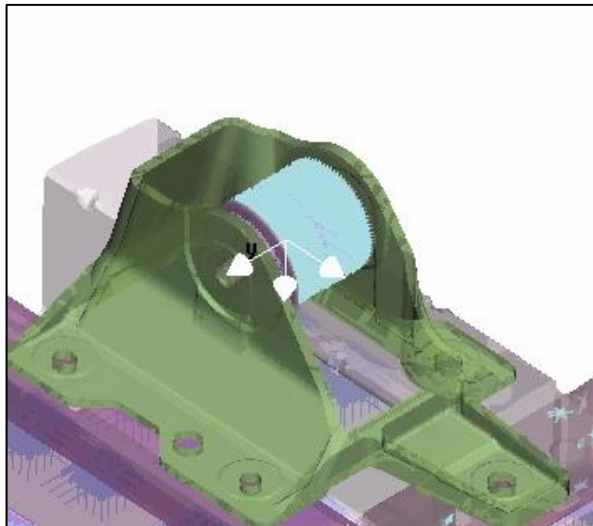


Şekil 3.6 : Cıvata modeli.



Şekil 3.7 : Temas bölgeleri.

Yük, aktarım noktasına 3 yönde (x, y ve z) şekil 3.8 de gösterildiği gibi yük uygulanmıştır.



Şekil 3.8 : Yük uygulama noktası

Ön makas bağlantı parçası 3 mm boyutunda tetra elemanlar ile modellenmiştir. Dış yüzeyine ise yine 3 mm boyutunda üçgen elemanlar örülmüş olup sonuçların kabuk elemanlardan okunması planlanmıştır.

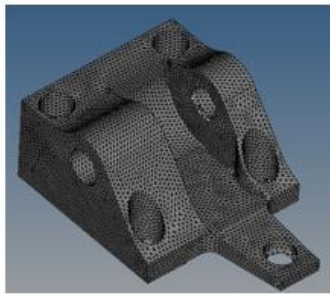
Malzeme özelliği olarak birim yük analizi için sadece elastisite modülü tanımlanmış olup ilgili plastik özellikler yorulma malzemesi tanımlaması ile yorulma analizinde dikkate alınmıştır. Sınır koşulları için yer değiştirme analizindeki modellemenin aynısı kullanılmıştır.

Birim yük analizinden elde edilen gerilme değerleri ncode programı ile ilgili yol yükleri ile eşleştirilir ve zamana bağlı gerilme sonuçları elde edilmiş olur. nCode zamana bağlı gerilme sonuçlarını kullanarak her bir gerilmeden kaç defa tekrar edildiğini rainflow counting gibi sayma algoritmaları ile hesaplamaktadır. Sonra ise malzemenin yorulma eğrisini kullanarak yorulma sonucunu hesaplamaktadır.

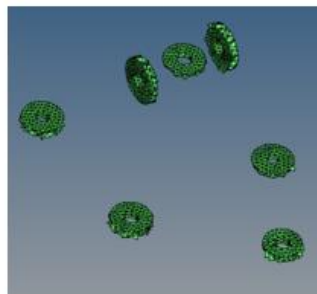
3.3 Optimizasyon İçin FE Modelinin Oluşturulması

Optimizasyon için ilk adım, tasarım boşluğunun belirlenmesidir. Tasarım boşluğu, tasarımın sahip olabileceği en fazla alan olarak tanımlanmalıdır. Tasarımın bağlantı bölgeleri değişmediğinden dolayı bu bölgeleri tasarım olmayan boşluklar olarak tanımlayabiliriz. Yani, tasarım boşluğundan oluşan elemanlar ile tasarım olmayan elemanlara ayrı parça tanımlaması yapmamız gerekmektedir.

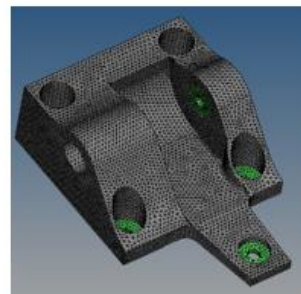
Tasarım boşluğundan oluşan elemanlar ve tasarım olmayan boşluklardan oluşan elemanlar şekil 3.9 da verilmektedir.



Tasarım boşluğu
elemanları



Tasarım boşluğunda
olmayan elemanlar



Tüm elemanlardan oluşan
makas gözü braket

Şekil 3.9 : Tasarım olmayan elemanlar ve tasarım boşluğu elemanları.

Optimizasyon için tüm yol senaryolarından elde edilen zamana bağlı kuvvet verileri esas alınarak toplamda 6 adet yükleme adımı tanımlandı. Bu adımlar sırası ile aşağıda açıklanmıştır.

1.yükleme: En yüksek pozitif x kuvvet değeri ve aynı zamanda etki eden y ve z kuvvet değerleri.

2.yükleme: En yüksek pozitif y kuvvet değeri ve aynı zamanda etki eden x ve z kuvvet değerleri.

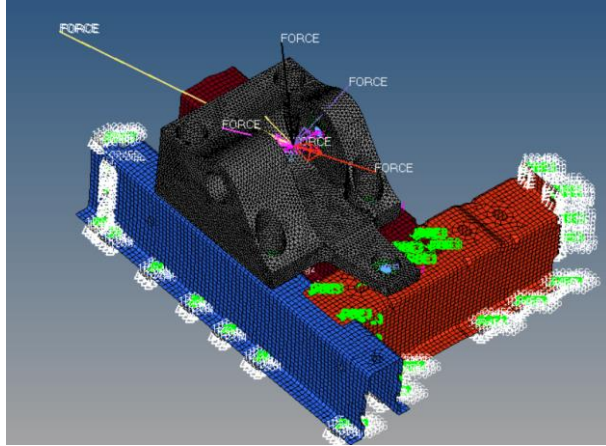
3.yükleme: En yüksek pozitif z kuvvet değeri ve aynı zamanda etki eden x ve y kuvvet değerleri.

4.yükleme: En yüksek negatif x değeri ve aynı zamanda etki eden y ve z kuvvet değerleri.

5.yükleme: En yüksek negatif y değeri ve aynı zamanda etki eden x ve z kuvvet değerleri.

6.yükleme: En yüksek negatif z değeri ve aynı zamanda etki eden x ve y kuvvet değerleri.

Her yol senaryoları için yük değerleri makas gözü braketini ile makas bağlantısının orta noktasından okunmuştur. Cıvata bağlantıları daha önce bahsedilen yer değiştirme analizi ile aynı şekilde (RBE2-CBAR-RBE2 elemanlar ile) modellenmiştir. Sınır koşulları da yine yer değiştirme analizi ile aynı şekilde modellenmiştir. Optimizasyon modeli şekil 3.10 da görülmektedir.



Şekil 3.10 : Optimizasyon için sonlu elemanlar modeli.

Optimizasyon için sonlu elemanlar modeli tanımlandıktan sonra sırası ile topoloji optimizasyonu tasarım değişkeni, tasarım yanıtları, optimizasyon kısıtları ve hedef fonksiyonu tanımlandı.

Topoloji optimizasyonu tasarım değişkeni; tasarımı yapılacak parçanın hangisi olduğunu optimizasyon sonrası oluşacak geometrinin minimum ve maksimum eleman

tipini belirleyebildiğimiz, imalat yöntemine göre parçanın döküm, pres ya da ekstrüzyon yöntemi ile üretildiğini tanımlayabildiğimiz, parça tasarımına simetrik özellikler atayabildiğimiz ve oluşan parçanın tasarımının belirli bir şeklinin parçanın tümünde tekrar etmesine yarayan topoloji optimizasyonunun tanımlanması adımıdır.

Bu çalışmada optimizasyon modelinde kullanılan tasarım yanıtı değişkenleri iki adettir. Birincisi, yeni tasarımın uygun geometrisinin oluşturulması için tasarım hacminden elemanların silinmesini sağlayan volüme fracture değişkenidir. volüme fracture tasarım yanıtı tanımlanırken daha önce gruplanan tasarım hacmi elemanları seçildi. İkincisi ise optimizasyon sonrası tasarımın olabildiğince rijit olmasını sağlayan weighted compliance değişkenidir. weighted compliance değişkeni kullanılmasının amacı tasarıma yön veren her bir yük adımının baskınlığının kullanıcı tarafından modele tanımlanabilmesidir.

Şekil 3.11 ve 3.12 de volüme fracture ve weighted compliance tasarım yanıtlarının Optistruct programı üzerinde nasıl tanımlanacağı gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Volüme fracture tasarım yanıtı.



Şekil 3.12 : Weighted compliance tasarım yanıtı.

Optimizasyon kısıtı olarak yeni tasarımın mevcut tasarımdan ne kadar hafif olacağını modele tanımlamak için toplam hacmin oranı belirlendi. Bu oran 0.0975 üst limit olarak seçildi.

Burada dikkat edilecek nokta, program aracılığı ile oluşturulacak tasarım, tasarım hacminin %9.75 'i hacminde olacaktır. Bu kısıt değeri, optimizasyon ile tasarımı oluşturulacak parçanın araç üzerindeki mevcut makas gözü braketinden en az % 20 daha hafif bir tasarım olması anlamına gelmektedir.

Optimizasyon kısıtı tanımlanırken yanıt fonksiyonu olarak önceden tanımlanan volüme fracture yanıtı seçildi. Üst limit değeri olarak 0.0975 girildi. Şekil 3.13 de optimizasyon kısıtı tanımlaması görülmektedir.



constraint =	vfrac_cons	response =	volume_f	create
				update
<input type="checkbox"/>	lower bound =	-1.000e+20		review
<input checked="" type="checkbox"/>	upper bound =	9.750e-02		

Şekil 3.13 : Optimizasyon kısıtı.

Hedef fonksiyonu olarak weighted compliance tasarım değişkini seçilerek sistemin rijitliğini olabildiğince arttırabilmek adına weighted compliance değeri en az olacak şekilde seçildi. Şekil 3.14 de hedef fonksiyonu tanımlaması gösterilmektedir.



▼	min	response =	weighted	create
				update
				review

Şekil 3.14 : Hedef fonksiyonu.

Böylelikle optimizasyon modeli için gerekli olan tüm aşamalar tamamlanmış oldu.



4. MEVCUT TASARIMIN YAPISAL ANALİZ SONUÇLARI

Optimizasyon sonucu oluşan parçanın yapısal doğrulaması yer değiştirme ve yorulma analizleri ile sağlanmıştır.

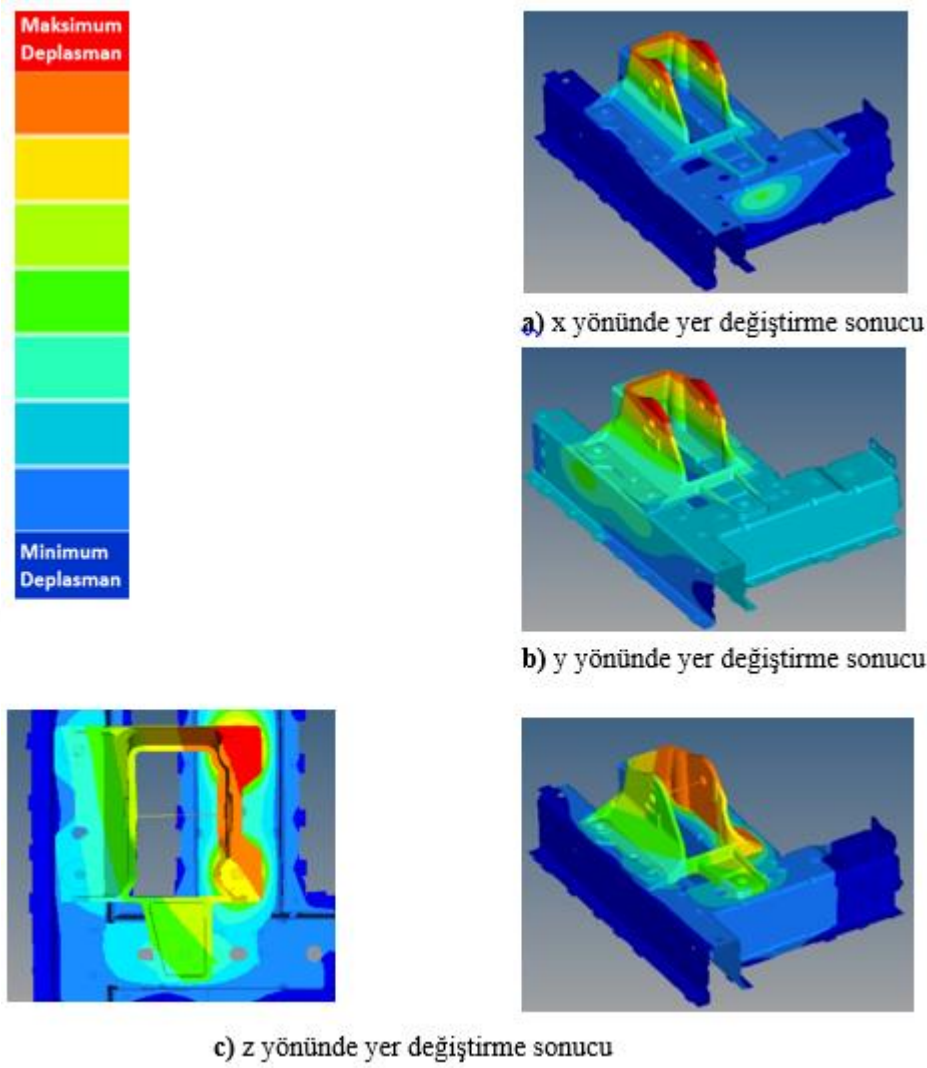
Optimizasyon sonrası oluşan parçanın x,y ve z yönlerindeki yer değiştirme değeri mevcut parçanın aynı yönlerdeki yer değiştirme değerine eşit olması ya da mevcut parçanınkinden daha az olması amaçlanmıştır.

Yorulma analizi için ise optimizasyon sonrası oluşan parçanın maksimum hasar değerinin mevcut parçaya eşit ya da mevcut parçadan daha az olması hedeflenmektedir. Bu yüzden, yeni tasarımı doğrulama sürecinde mevcut parçanın yapısal analiz sonuçlarına ihtiyaç vardır.

4.1 Yer Değiştirme Analizi Sonucu

Yer değiştirme analizi, makas gözü ara bağlantı parçasının yük aktarım noktasına x, y ve z doğrultularında birim yükler uygulanarak gerçekleştirildi. Birinci yükleme adımda x yönünde birim yük uygulandı. İkinci yükleme adımında y yönünde birim yük uygulandı. Üçüncü yükleme adımında ise z yönünde birim yük uygulandı. Toplamda 3 farklı yükleme adımı oluşturuldu. Yük uygulanan noktanın hangi yük doğrultusunda ne kadar yer değiştiği tespit edildi. Uygulanan kuvvet noktasında, kuvvet doğrultusundaki yer değiştirme değerleri her bir kuvvet yönündeki (x, y ve z) hesaplandı. Analiz Nastran çözücüsünde SOL 101 çözüm yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz tipi lineer statik analizdir. Şekil 4.1 de 3 farklı yön için birim kuvvete karşılık gelen yer değiştirme sonuçları görülmektedir.

x ve y yönlerinde uygulanan birim yükleme sonucunda maksimum yer değiştirme değerleri parçanın üst kısmında görülmektedir. Bu durumun temel nedeni z eksenini doğrultusundaki moment kolu mesafesidir. z yönünde uygulanan birim yükleme sonucunda sağ arka civata üzerinde maksimum yer değiştirme değeri görülmektedir. Yük uygulanan noktanın raillere mesafesinin x-z düzleminde farklı olması ve civata bağlantılarının asimetrik olması bu duruma neden olmuştur.

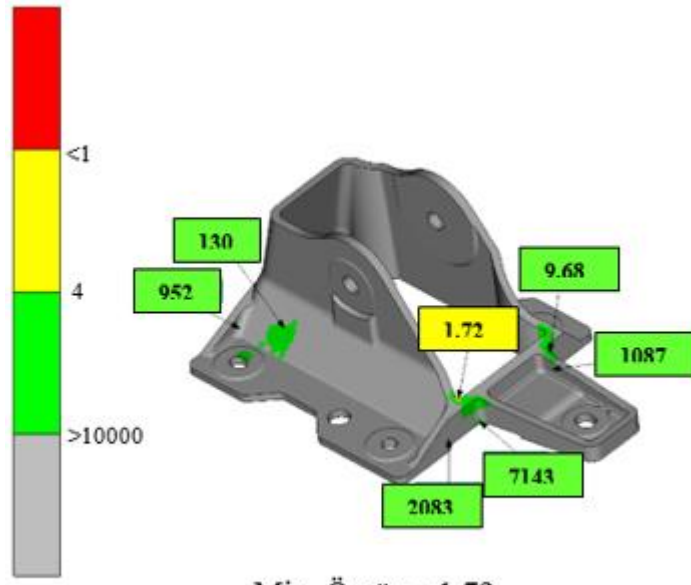


Şekil 4.1 : x, y ve z yönleri için birim kuvvete karşılık gelen yer değiştirmeler.

4.2 Yorulma Analizi sonucu

Şekil 4.2 de mevcut tasarımın yorulma analizi sonucu elde edilen hasar değerleri gösterilmiştir. Makas gözü ara bağlantı parçasında gösterilen analiz sonuçları dış yüzeye tria eleman tipi ile örülen kabuk elemanlardan alınmıştır. Kabuk elemanların malzeme özelliği makas gözü ara bağlantı parçasının hacmini oluşturan tetra elemanlar ile birebir aynıdır. Analiz sonucu, makas gözü ara bağlantı parçasının yanı sıra civata ile bağlanan gövde bağlantı parçalarından da elde edilmiştir. Yorulma analizi sonucunda mevcut tasarımın analizleri esas alınarak yeni tasarımın doğrulanması yapılacaktır.

Mevcut tasarımda makas gözü ara bağlantı parçası üzerinde yorulma analizi sonucu minimum ömür değeri 1.72 görülmektedir.



Şekil 4.2 : Mevcut tasarımın yorulma analiz sonuçları



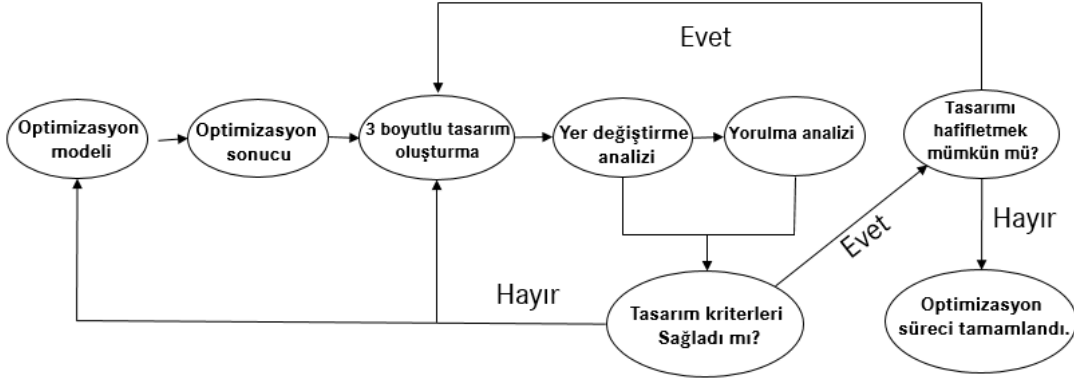
5. OPTİMİZASYON SONUÇLARI VE NİHAİ TASARIMIN DOĞRULANMASI

Optimizasyon sonucu oluşan parçanın 3 boyutlu tasarımının uygun bir şekilde çizilmesi, optimizasyon sonucu kadar önemlidir. Çünkü tasarımı yapılacak parçanın optimizasyon sonrası oluşan geometriyi olabildiğince yansıtması hem doğrulama süreci açısından hem de istenilen ağırlık azaltma hedefini yakalama açısından son derece kritiktir

5.1 Tasarım Doğrulama Süreci

Optimizasyon problemine istenilen ağırlık kısıtları tanımlanır. Optimizasyon sonucunu aldıktan sonra ilk olarak tasarımın 3 boyutlu çizimi yapılır. Tasarımın yapısal doğrulanması aşamasına yer değiştirme analizi ile başlanır. Bunun sebebi, modelleme kolaylığı ve makas gözü ara bağlantı parçası için yer değiştirme analizi doğrulamasının yorulma analizine göre daha zor olmasıdır. Yer değiştirme analizi koşulları sağlanmıyor ise optimizasyon modeli ya da 3 boyutlu tasarım kontrol edilerek güncellenir. Yer değiştirme analizi koşulları sağlanıyor ise yorulma analizi sonuçları kontrol edilir. Yorulma analizi sonuçları istenilen seviyede değil ise optimizasyon modeli ya da tasarım geometrisi güncellenir. Yorulma analizi koşulları da sağlanıyor ise analiz sonuçlarına istinaden parçada ek ağırlık azaltmanın mümkün olup olmaması araştırılır. Eğer ek ağırlık azaltma mümkünse 3 boyutlu tasarımın hafifletilmiş çizimi tamamlanır. Hafifletilmiş tasarıma tekrar yer değiştirme ve yorulma analizleri yapılır. Parçanın kütlesi, yer değiştirme analizi sonuçları ve yorulma sonucu istenilen seviyede ise tasarım doğrulama süreci başarılı bir şekilde tamamlanmış olur.

Sunulan çalışmada incelenen yeni makas gözü ara bağlantı parçasının tasarımının optimizasyon ve doğrulama süreçlerini içeren optimizasyon akış şeması şekil 5.1 de gösterilmektedir.



Şekil 5.1 : Yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı optimizasyon akış şeması.

5.2 Optimizasyon Modelinde İmalat Kısıtlarının İncelenmesi

Optimizasyon sonrasında ortaya çıkan geometride imalat kısıtları değişkenlerinin seçimi oldukça önemlidir. Aşağıda imalat kısıtları değişkenlerinden minimum parça kalınlığı, döküm yönü ve simetri kısıtları incelenmiştir. İmalat kısıtlarının incelendiği optimizasyon modelinde bölüm 5.5.3'te bahsedilen yer değiştirme kısıtları tanımlanmıştır.

İnceleme sonucunda 20 mm minimum eleman tipi boyutu seçilmesi, döküm türü olarak ayırık serbest model seçilmesi ve parçanın geometrisinin simetriye uygun olmamasından dolayı simetri değişkeni tanımlanmaması uygun görülmüştür.

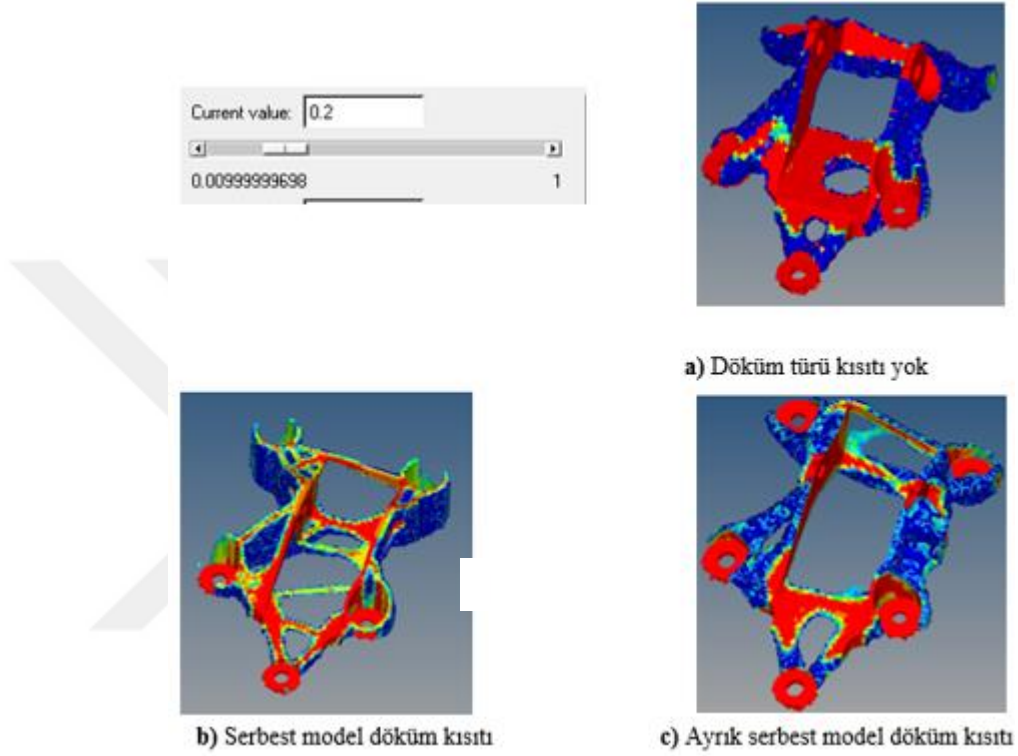
İmalat kısıtları incelenirken optimizasyon modeline yer değiştirme kısıtları tanımlanmıştır. Yer değiştirme kısıtı tanımlanmış optimizasyon modelinin kullanılmasının nedeni optimizasyon sonucu oluşturulan üç boyutlu tasarımın yer değiştirme analizi kriterine sağlamanın muhtemel olmasıdır.

5.2.1 Döküm türü etkisi

Döküm türü kısıtı, optimizasyon sonucu oluşan parçanın seçilen döküm imalat yöntemine uygun bir tasarım ortaya çıkmasını sağlayan sınır koşuludur. Optimizasyon sonucu oluşan geometrinin kullanışlı olması için döküm türü kısıtı optimizasyon modeline tanıtılmalıdır.

Optistruct programı döküm türü kısıtı olarak 3 farklı tanımlama yapılabilesine olanak verir. Birincisi hiç döküm türü kısıtı tanımlamamak, İkincisi ise serbest model kullanılarak parçanın imal edilmesi ve son olarak ise ayırık serbest model kullanılarak

döküm parçanın imal edilebilmesine olanak sağlayan sınır koşuludur. Buna göre, 3 farklı döküm tipinin probleme etkisi incelenmiştir. Sonuçlar Şekil 5.2 de görülmektedir. Sonuçlarda eleman yoğunluğu alt limiti 0,2 seçilmiş olup 0,2'nin altında eleman yoğunluğuna sahip elemanlar gösterilmemektedir. Bu üç farklı döküm tipi sınırı göz önüne alındığında imalat kolaylığı açısından ayrı kalıp tipinin seçilmesine karar verilmiştir.

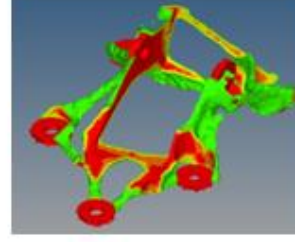
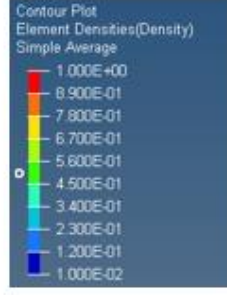


Şekil 5.2 : Döküm türü etkisi.

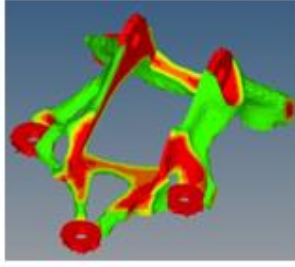
5.2.2 Minimum parça kalınlığı etkisi

Optimizasyon sonucu oluşan geometride minimum parça kalınlığının iyi seçilmesi; optimizasyon sonucu oluşan geometrinin minimum parça kalınlığını kontrol ederek imalata uygun olup olmadığını gözlemlemek, oluşan tasarımın ağırlığının ne kadar olacağına dair öngöründe bulunabilmek ve optimizasyon doğrultusunda tasarımı yapılacak parçanın geometrisinin belirlenmesi açısından önemlidir.

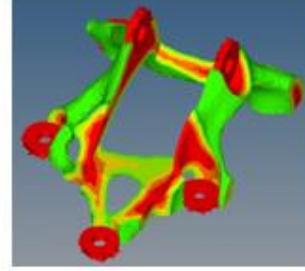
Şekil 5.3 te makas gözü ara bağlantı parçasının sırası ile 10mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm ve 50 mm minimum parça kalınlığına etki eden değerler tanımlanmış optimizasyon sonucu oluşan geometrileri görülmektedir. Görseller eleman yoğunluğuna göre renklendirilmiştir. Minimum parça kalınlığına etkiyen değerlerden 20 mm'nin tasarıma uygun ve en hafif geometriyi verdiği gözlenmiştir.



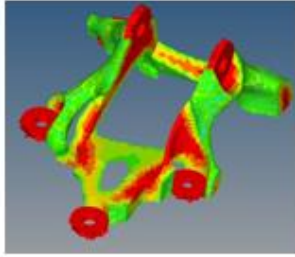
a) Minimum parça kalınlığı (10 mm)



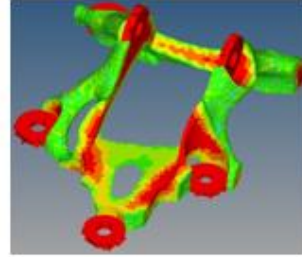
b) Minimum parça kalınlığı (20 mm)



c) Minimum parça kalınlığı (30 mm)



d) Minimum parça kalınlığı (40 mm)



e) Minimum parça kalınlığı (50 mm)

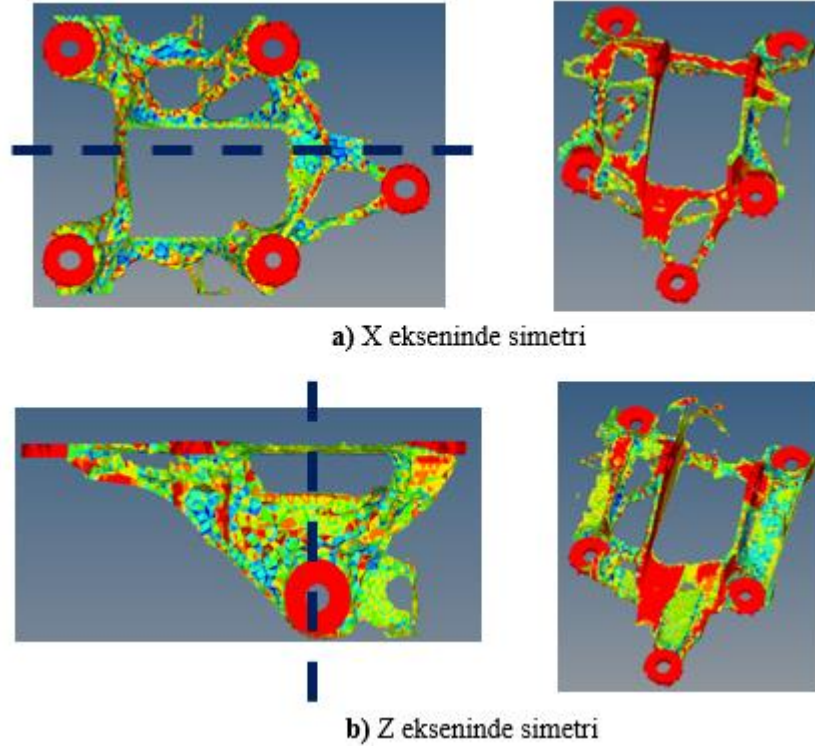
Şekil 5.3 : Makas gözü bağlantı parçasının 10 mm (a), 20 mm (b), 30 mm (c), 40 mm (d) ve 50 mm (e) minimum parça kalınlığı değerleri tanımlanmış optimizasyon sonucu oluşan geometrileri.

5.2.3 Simetri etkisi

Optimizasyon modeline tanımlayabildiğimiz diğer kısıtlardan biri de simetri kısıtıdır. Simetri kısıtı ile optimizasyon sonucu oluşan tasarımın istediğimiz düzlemde ya da düzlemlerde simetrik bir sonuç ortaya çıkmasını tanımlayabildiğimiz imalat kısıtıdır. Simetrik parçanın avantajı bazı durumlarda parçanın simetrik tasarımdan ötürü montaj esnasından birden fazla parça kullanmak yerine tek parça kullanılabilmesidir. Ek olarak simetrik parça ile basit geometri kullanarak imalat kolaylığı sağlanabilir.

Sunulan çalışmada, makas gözü ara bağlantı parçasının cıvata basma düzleminde iki simetri eksenini etrafında oluşan sonuçlar incelenmiştir. Sonuçlar Şekil 5.4 de gösterilmiştir. Sonuçlarda eleman yoğunluğu alt limiti 0,5 seçilmiş olup 0,5'nin altında

eleman yoğunluğuna sahip elemanlar gösterilmemektedir. Sonuçlar incelendiğinde makas gözü ara parçasının bağlantı konumlarından dolayı simetrik kısıtlamanın uygulanabilir bir sonuç vermediği yani parçanın belirtilen eksenlerde simetri koşulunu sağlayamadığı gözlenmiştir.



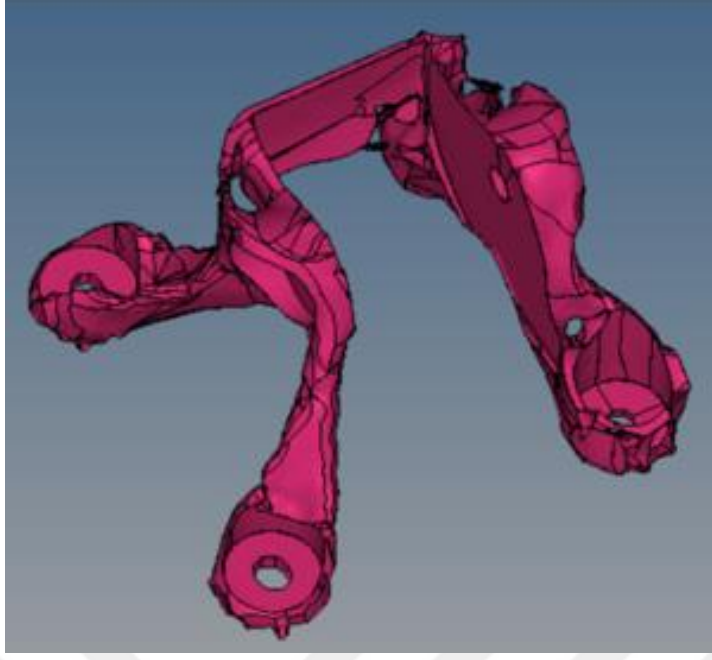
şekil 5.4 : Simetri etkisi.

5.3 Yeni Makas Gözü Bağlantı Parça Tasarımları

Yapılan inceleme sonucuna göre Tasarım 1, Tasarım 2 ve Tasarım 3 olmak üzere toplamda 3 farklı yeni makas gözü ara bağlantı parçası tasarımı önerilmiştir.

5.3.1 Tasarım 1

Optimizasyon modeli kurulumu aşamasında bahsedilen model kurulduktan sonra elde edilen analizde n taraftaki tekli cıvata bağlantısının kaybolduğu görülmektedir. Analiz optimizasyon aşamalarını hedef fonksiyonunda yer değiştirmeyi minimum yapmasına rağmen cıvata bağlantı sayısını azaltmaktadır. Bu durum, parçanın yer değiştirme analizi kriterini sağlayamamasına neden olacaktır. Optimizasyon sonucunda elde edilen geometri şekil 5.5 te verilmiştir. Bu geometri, yeni tasarımda kullanılması gereken 3 boyutlu hacmi göstermektedir.

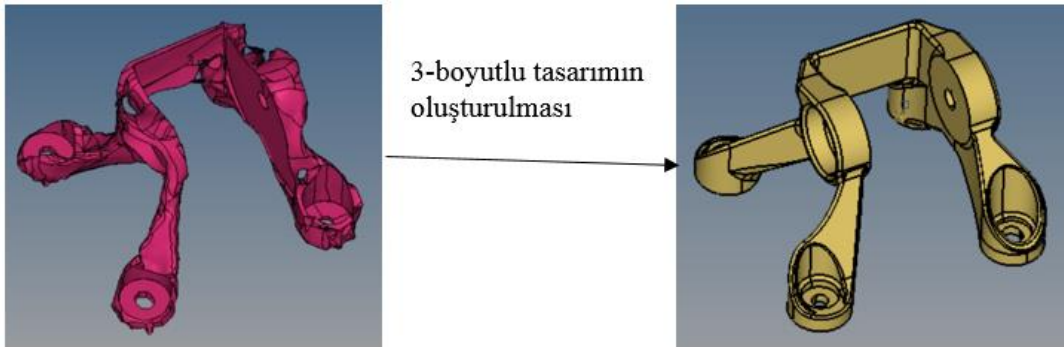


Şekil 5.5 : Yeni makas gözü braketi ilk optimizasyon sonucu.

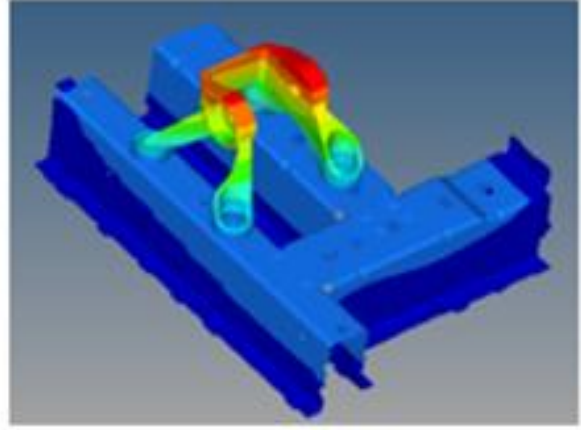
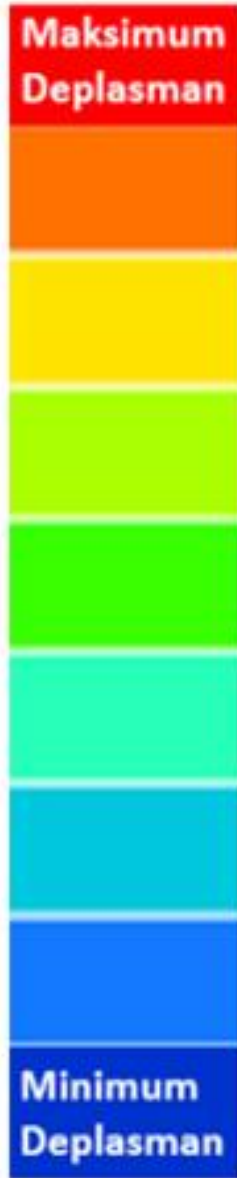
Yer değiştirme analizinden önce optimizasyon sonucuna istinaden 3 boyutlu tasarım oluşturuldu. Optimizasyon sonucu esas alınarak oluşturulan 3 boyutlu tasarım Şekil 5.6 da görülmektedir.

İlk optimizasyon sonucunda oluşan yeni makas gözü ara bağlantı parçasının tasarımının yer değiştirme sonuçları şekil 5.7 de verilmiştir.

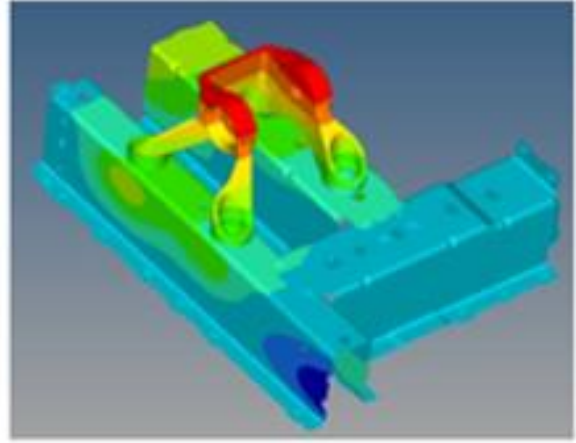
İlk optimizasyon sonucu oluşan yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımının yer değiştirme analizi sonuçları mevcut tasarım ile karşılaştırıldığında x, y ve z yönlerinde yer değiştirme sonuçlarında artma olduğu görülmektedir. Dolayısı ile ilk optimizasyon sonucu oluşan yeni tasarım yer değiştirme analizi kriterini sağlayamadığından dolayı istenilen bir tasarım değildir. İlk optimizasyon sonuçlarından oluşan 4 cıvata bağlantılı bu tasarım Tasarım 1 olarak adlandırılacaktır.



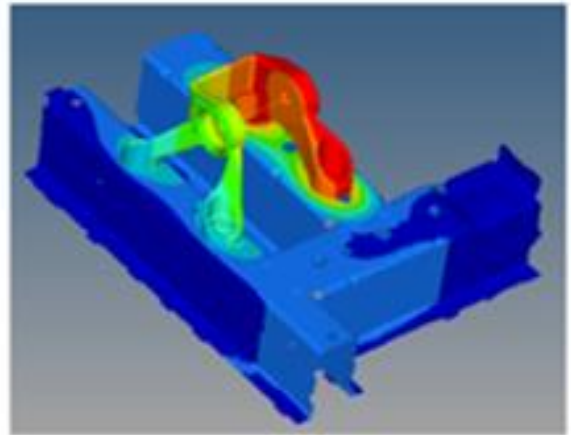
Şekil 5.6 : Yeni makas gözü braketi ilk üç boyutlu tasarım.



a) X yönünde yer değiştirme sonucu



b) Y yönünde yer değiştirme sonucu



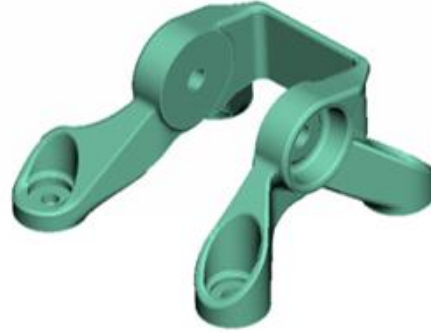
c) Z yönünde yer değiştirme sonucu

şekil 5.7: İlk optimizasyon sonucu oluşan yeni makas gözü ara bağlantı tasarımı yer değiştirme analizi sonucu.

MEVCUT TASARIM



TASARIM 1

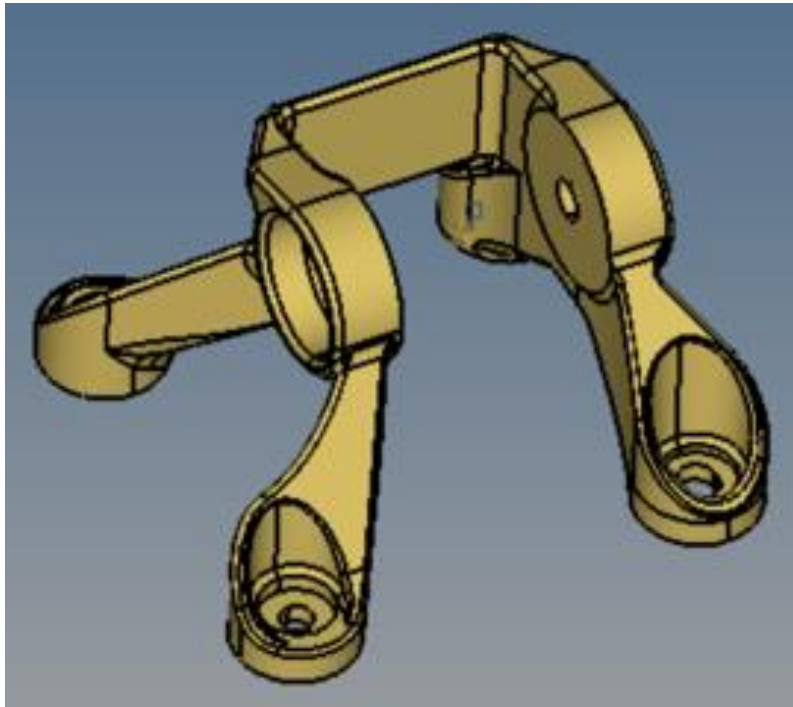


YER DEĞİŞTİRME ANALİZ SONUÇLARI (mm)			
TASARIM	YER DEĞİŞTİRME YÖNLERİ		
	X	Y	Z
TASARIM 1 (YER DEĞİŞTİRME YÜZDE DEĞİŞİMİ)	% +12.7	% +4.8	% +7.5

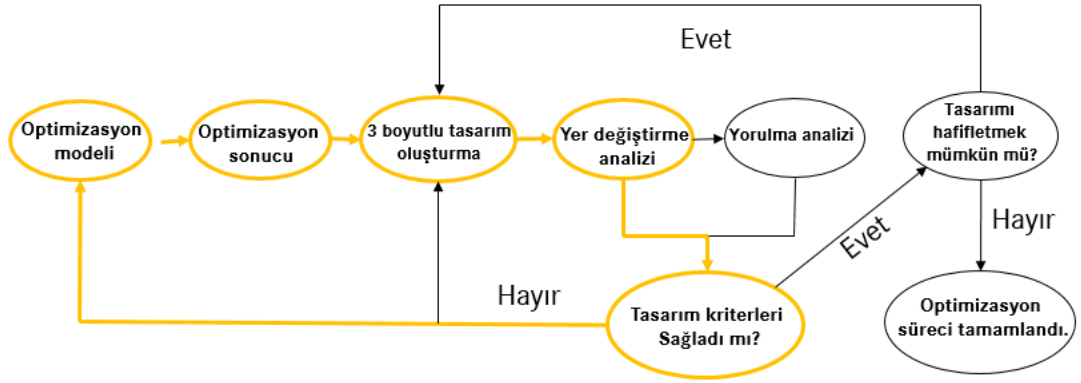
Şekil 5.8 : Tasarım 1 yer değiştirme kıyaslama tablosu.

Tasarım 1 ilk optimizasyon sonrası oluşturulan üç boyutlu tasarımıdır. Tasarım 1 incelendiğinde doğrulama aşamasının ilk adımı olan yer değiştirme analizi kriterini sağlamamaktadır.

Şekil 5.9 da Tasarım 1'in 3D teknik resmi ve Şekil 5.10 da optimizasyon akış şeması gösterilmektedir.



Şekil 5.9 : Tasarım 1



Şekil 5.10 : Tasarım 1 optimizasyon akış şeması.

Optimizasyon sonrası oluşan Tasarım 1 incelendiğinde optimizasyon modeline yer değiştirme kısıtları verilmesi gerekliliği anlaşılmıştır. Optimizasyon modeline yer değiştirme kısıtları verilmesi, optimizasyon çözümünün yakınsaması ve optimizasyon sonrası uygun bir 3 boyutlu tasarım oluşturulması halinde yer değiştirme kriterleri sağlanacaktır.

Yer değiştirme kısıtları için optimizasyon modeline x,y ve z yönlerinde birim yüklerden oluşan ek 3 adet yük adımları eklenmiştir. Mevcut tasarımda, uygulanan birim yüklere karşılık gelen her bir yük doğrultusunda yer değiştirme değerleri okunmuştur. Bu değerler optimizasyon problemine her bir yükleme adımı için ayrı ayrı yer değiştirme kısıtı olarak tanımlanmıştır. Şekil 5.11 de güncellenen tanımlaması gösterilmektedir.

Load Step (9)		
load_x_max	1	
load_y_max	2	
load_z_max	3	
load_x_min	4	
load_y_min	5	
load_z_min	6	
birim_x	7	
birim_y	8	
birim_z	9	

Şekil 5.11 : Güncellenen optimizasyon modeli yükleme adımları.

Optimizasyon modeline yer değiştirme kısıtı verilebilmesi için öncelikle x,y ve z yönleri için ayrı ayrı tasarım yanıtı tanımlanmıştır. Yer değiştirme tasarım yanıtları tanımlandıktan sonra optimizasyon için oluşturulan ilgili birim yükleme adımlarına yer değiştirme kısıtları tanımlanmıştır.

Yer değiştirme kısıtı için tasarım yanıtı tanımlanması ve optimizasyon kısıtı tanımlama adımları sadece x yönü için gösterilecektir. y ve z yönleri için de aynı şekilde tanımlama yapılmıştır. Şekil 5.12 de yapılan bu tanımlamalar verilmiştir.



Yük aktarım noktası seçildi
Deplasman için X yönü seçildi.

a) X yönü için yer değiştirme tasarım yanıtı tanımlanması



Mevcut tasarımda yük aktarım noktasının x yönündeki birim yüke karşılık gelen x yönündeki deplasman değeri

birim x yük adımı seçildi

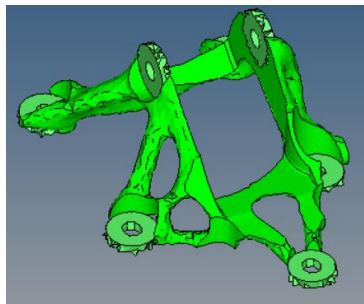
X yönü için deplasman tasarım yanıtı

b) X yönü için optimizasyon yer değiştirme kısıtı tanımlanması

Şekil 5.12 : X yönü için yer değiştirme tasarım yanıtı (a) ve optimizasyon yer değiştirme kısıtı(b) tanımlanması.

5.3.2 Tasarım 2

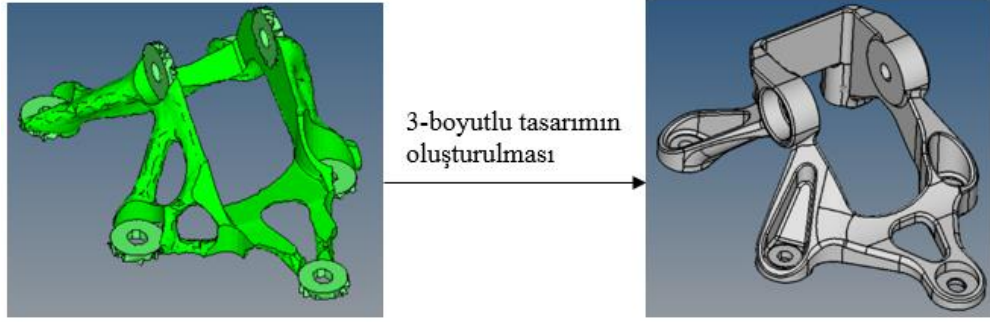
Tasarım 2; üretim kısıtı olarak minimum parça kalınlığı değişkeni 20 mm, döküm türü ayırık serbest model ve simetri koşulu olmaması seçilmiştir. Optimizasyon modelinde yer değiştirme kısıtları tanımlanmıştır. Tasarım 2’de civata bağlantı sayısı mevcut tasarımda olduğu gibi 5 adet görülmektedir. Optimizasyon sonucunda ortaya çıkan Tasarım 2 geometrisi şekil 5.13 de gösterilmektedir.



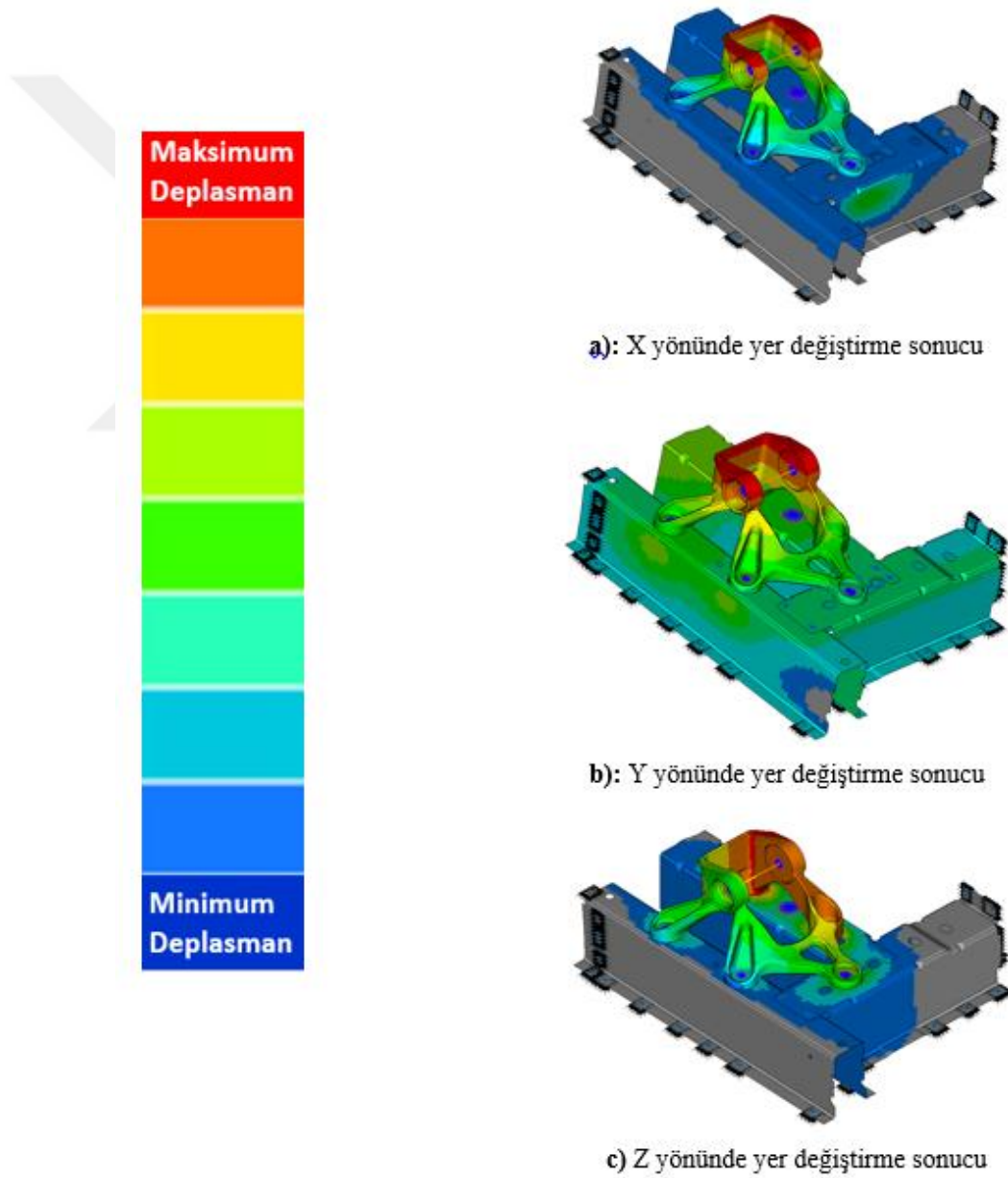
Şekil 5.13 : Yeni makas gözü bağlantı parçası-Tasarım 2.

Yer değiştirme analizinden önce optimizasyon sonucuna istinaden 3 boyutlu tasarım oluşturuldu. Optimizasyon sonucu esas alınarak oluşturulan 3 boyutlu tasarım şekil 5.14 de verilmiştir.

Optimizasyon sonucunda oluşan Tasarım 2’nin yer değiştirme analizi sonuçları şekil 5.15 de görülmektedir.



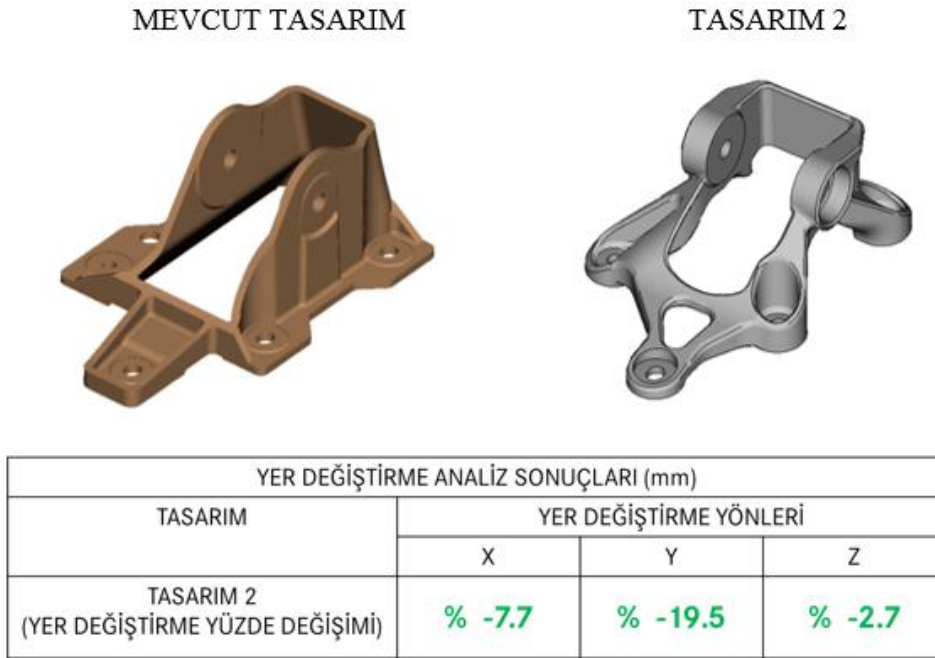
Şekil 5.14 : Tasarım 2-üç boyutlu tasarım.



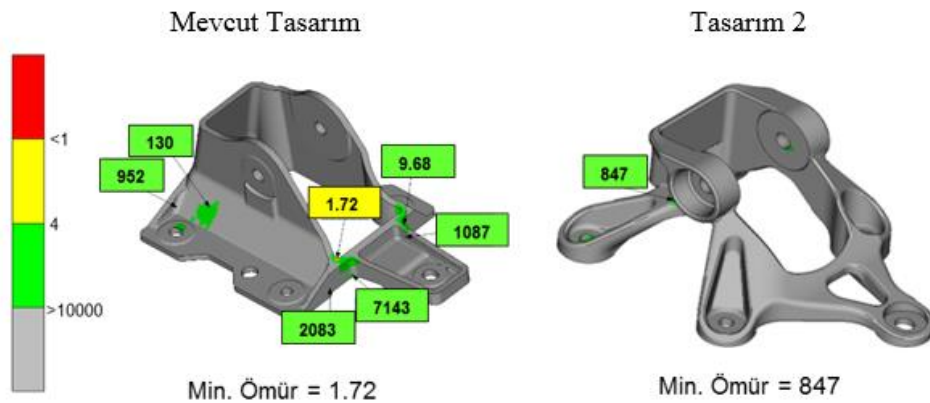
Şekil 5.15 : Tasarım 2 yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı yer değiştirme analizi sonuçları.

Tasarım 2 geometrisi ile oluşan yeni makas gözü ara bağlantı parçası tasarımının yer değiştirme analizi sonuçları mevcut tasarım ile karşılaştırıldığında x,y ve z yönlerinde yer değiştirme sonuçlarında azalma olduğu görülmektedir. Tasarım 2 yer değiştirme analizi kriterlerini sağlamaktadır. Tasarım 2' nin yorulma analizi kriterini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilecektir. Mevcut tasarım ile Tasarım 2'in yüzde değerleri olarak yer değiştirme kıyaslaması şekil 5.16 da verilmektedir.

Tasarım 2'nin yorulma analizi sonucunda makas gözü ara bağlantı parçası üzerinde maksimum ömür değeri 847 olup mevcut tasarım sonucu olan 1.72 değerinden büyüktür. Tasarım 2 yorulma analizi kriterlerini sağlamaktadır. Mevcut tasarım ve Tasarım 2'nin yorulma analizi sonuçları şekil 5.17 de görülmektedir.

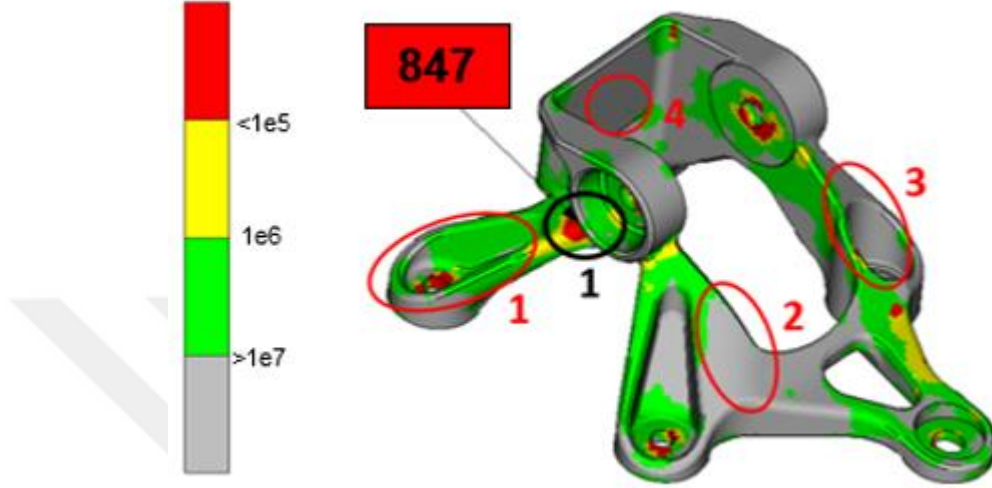


Şekil 5.16 : Tasarım 2 yer değiştirme kıyaslama.



Şekil 5.17 : Mevcut tasarım ve Tasarım 2 yorulma analizi sonuçları.

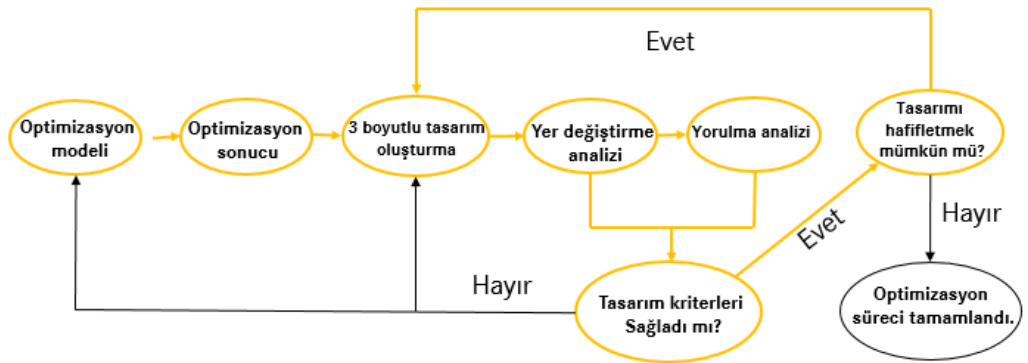
Tasarım 2 'nin kütlesi ile mevcut tasarımın kütlesi kıyaslandığında Tasarım 2 'nin % 8 daha hafif olduğu görülmektedir. Yorulma analizi sonucu Tasarım 2 üzerinde ek hafifletmenin mümkün olduğunu göstermektedir. Şekil 5.18 de yorulma analizi sonucuna göre malzeme çıkartılabilecek ve malzeme eklenecek bölgeler görülmektedir.



Şekil 5.18 : Tasarım 2 yorulma dağılımı.

Yorulma analizi sonucu esas alınarak hafifletilmiş tasarımda kırmızı ile numaralandırılmış bölgeler malzeme çıkarılabilecek bölgeleri göstermektedir. Siyah ile numaralandırılmış alanlar ise yorulma analizinde en kritik bölge olup yerel olarak malzeme eklenmiştir.

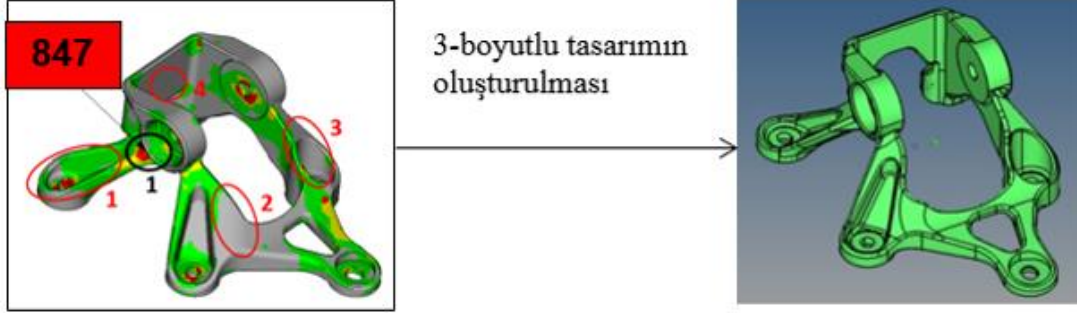
Yorulma analizi sonrası güncellenmiş tasarım Tasarım 3 olarak adlandırılmıştır. Bir sonraki kısımda bu tasarımdan bahsedilecektir. Şekil 5.19 da Tasarım 2'ye ait optimizasyon akış şeması verilmiştir.



Şekil 5.19 : Tasarım 2 optimizasyon akış şeması.

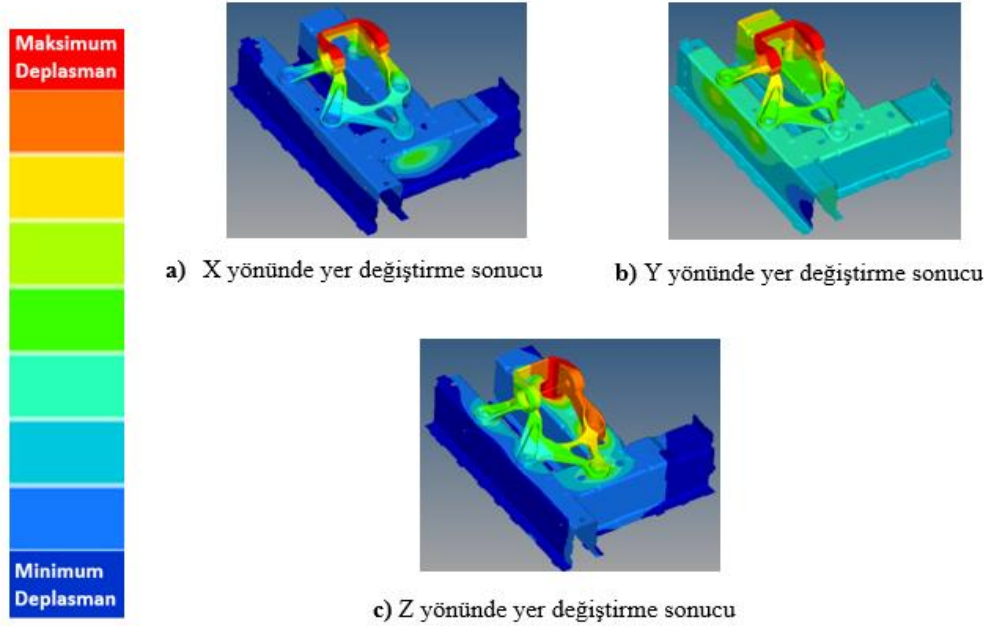
5.3.3 Tasarım 3

Tasarım 3, Tasarım 2'nin yorulma analizi esas alınarak oluşturulmuştur. Şekil 5.20 de Tasarım 2'nin yorulma analizi ve Tasarım 3'ün 3 boyutlu tasarımı gösterilmektedir.



Şekil 5.20 : Tasarım 3-üç boyutlu tasarım.

Tasarım 3 oluşturulduktan sonra yer değiştirme analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım 3'ün yer değiştirme analizi sonuçları şekil 5.21 de verilmiştir.



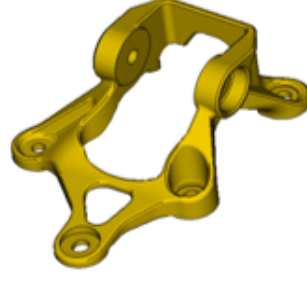
Şekil 5.21 : Tasarım 2 yeni makas gözü bağlantı parçası tasarımı yer değiştirme analizi sonuçları.

Tasarım 3 geometrisi ile oluşan yeni makas gözü ara bağlantı parçası tasarımının yer değiştirme analizi sonuçları mevcut tasarım ile karşılaştırıldığında x,y ve z yönlerinde yer değiştirme sonuçlarında azalma olduğu görülmektedir. Tasarım 3 yer değiştirme analizi kriterlerini sağlamaktadır. Tasarım 3'ün yorulma analizi kriterini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilecektir. Şekil 5.22 de mevcut tasarım ile Tasarım 3'in yüzde değerleri olarak yer değiştirme analizi sonuçlarının kıyaslama tablosu verilmektedir.

MEVCUT TASARIM



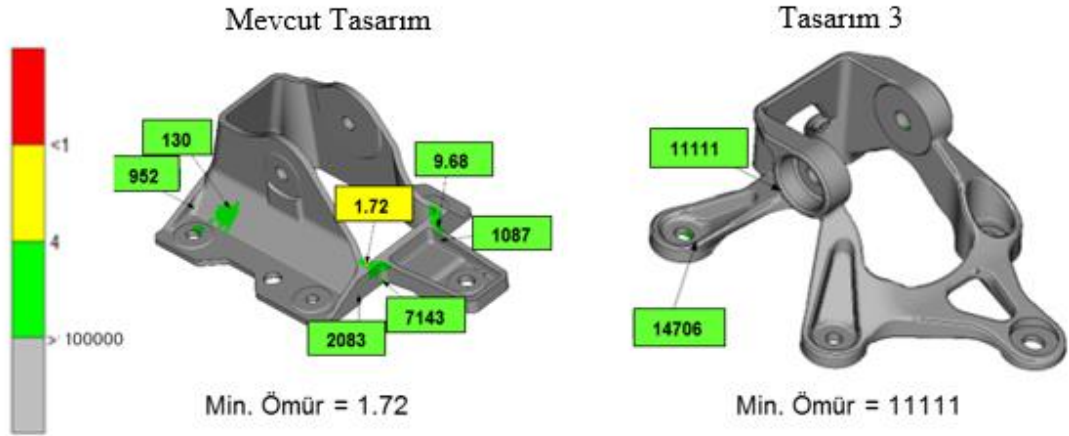
TASARIM 3



YER DEĞİŞTİRME ANALİZ SONUÇLARI (mm)			
TASARIM	YER DEĞİŞTİRME YÖNLERİ		
	X	Y	Z
TASARIM 3 (YER DEĞİŞTİRME YÜZDE DEĞİŞİMİ)	% -5.8	% -14.0	% -0.7

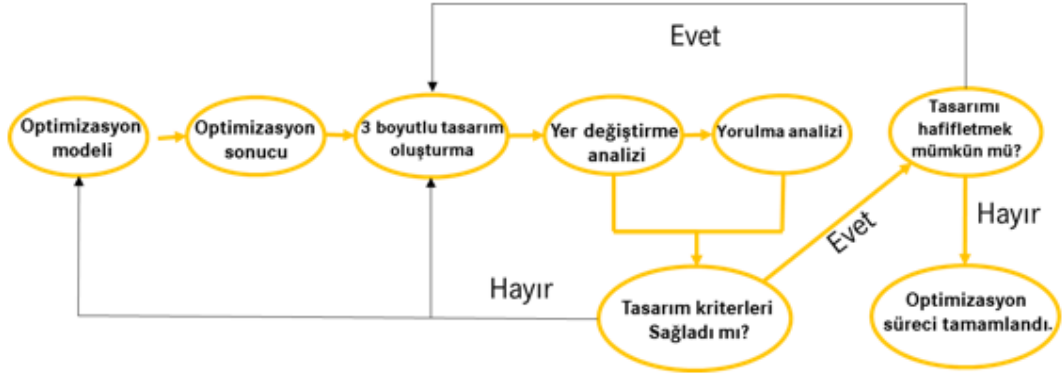
Şekil 5.22 : Tasarım 3 yer değiştirme kıyaslama.

Tasarım 3'ün yorulma analizi sonucunda makas gözü ara bağlantı parçası üzerinde minimum ömür değeri 11111 olup mevcut tasarım sonucu olan 1.72 değerinden büyüktür. Mevcut tasarım ve Tasarım 3'ün yorulma analizi sonuçları şekil 5.23 de görülmektedir..



Şekil 5.23 : Mevcut tasarım ve Tasarım 3 yorulma analizi sonuçları.

Tasarım 3 ile mevcut tasarıma kıyasla %18.25 değerinde bir ağırlık azaltma gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon süreci başarılı bir şekilde tamamlanmıştır. Şekil 5.24 de Tasarım 3'e ait optimizasyon akış şeması verilmiştir.



Şekil 5.23 : Tasarım 3 optimizasyon akış şeması.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Optimizasyon probleminde üretim kısıtlarının iyi belirlenmesi çıkan sonucun kalitesi açısından oldukça önemlidir.

Döküm türünün etkisi döküm türü seçilmeyen, serbest model ve ayırık serbest model türlerinin sonuca etkileri incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde imal edilebilirlik ve tasarımın basitliği açısından ilgili döküm türlerinden ayırık serbest model döküm türü kısıtı seçilmesinin uygun olduğu görülmektedir.

Minimum parça kalınlığı değişkeni 20 mm seçilmiştir. Çünkü 20 mm seçilmesi 10 mm değerine göre tasarım geometrisinin imalat açısından daha basit bir geometri oluşturmuştur ve minimum parça kalınlığı değeri arttırıldığında tasarım geometrisinin değişmediği ancak tasarımın ağırlığının arttığı gözlemlenmiştir.

Simetri kısıtları incelendiğinde makas gözü ara parça bağlantı tipinin simetrik olmamasından dolayı tam simetri sağlanamamıştır. Dolayısı ile optimizasyon probleminde simetri kısıtı tanımlamanın optimizasyon sonucunda oluşacak geometriyi daha karmaşık bir yapıya getirdiğinden dolayı simetri kısıtı verilmemesinin daha uygun olduğu görülmüştür.

Optimizasyon için imalat kısıtlarına karar verildikten sonra optimizasyon sonucu doğrultusunda Tasarım 1, Tasarım 2 ve Tasarım 3 olmak üzere 3 farklı tasarıma çalışılmıştır.

Tasarım 1, geometrisi bakımından en hafif ve en imal edilebilir tasarım olmasına rağmen yer değiştirme analizi sonucunda yer değiştirme kriterini sağlayamadığından dolayı uygun bir tasarım olarak değerlendirilmemiştir.

Tasarım 2, optimizasyon modeline yer değiştirme kısıtı eklendikten sonra oluşan geometri olup hem yer değiştirme hem de yorulma kriterlerini sağlamaktadır.

Ancak, mevcut tasarıma göre %8 daha hafiftir.

Tasarım 3, Tasarım 2'nin yapısal analiz sonuçlarına istinaden ek hafifletme gerçekleştirilmiş tasarımıdır. Yer değiştirme ve yorulma kriterleri açısından da uygun

tasarım olmakla beraber mevcut tasarımdan %18.25 değerinde daha hafiftir. Bu yzden, Tasarım 3 optimizasyon sonucunda en ideal tasarım olarak ortaya çıkmıştır.



7. KAYNAKLAR

- [1] **Rozvany, G.I.N.** (2001). Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer aided topology optimization in structural mechanics. *Structural Multidisciplinary Optimization* 21, 90-108.
- [2] **Lee, K.** (1999). *Principles of CAD / CAM / CAE Systems* (1st Edition). Addison Wesley.
- [3] **Prager, W. & Rozvany, G.I.N.** (1977). Optimal layout of grillages. *J. Struct. Mech.* 5, 1–18.
- [4] **Bendsoe, M. P. & Kikuchi, N.** (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Comput Methods Appl Mech Eng* 71, 197–224.
- [5] **Bendsoe, M.P.** (1989). Optimal shape design as a material distribution problem. *Struct. Optim.* 1, 193–202.
- [6] **Mlejnek, H.P.** (1992). Some aspects of the genesis of structures. *Struct. Optim.* 5, 64–69
- [7] **Zhou, M. & Rozvany, G.I.N.** (1991). The COC algorithm, part II: Topological, geometry and generalized shape optimization. *Comp. Meth. Appl. Mech. Engrng.* 89, 197–224
- [8] **Bendose, M.P. & Sigmund, O.** (2003). *Topology Optimization, Theory, Methods, and Applications* (2nd Edition). Berlin: Springer.
- [9] **Zuo, K.T., Chen, L.P., Zhang, Y.Q., Yang, J.** (2006). Manufacturing and machining based topology optimization. *Int J Adv Manuf Technol* 27, 531–536. [10].
- [10] **Christensen, P. & Klarbring A.** (2008) *An Introduction to Structural Optimization*. Springer.
- [11] **Ponginan, R.** (2015). *Practical Aspects of Structural Optimization A Study Guide*.
- [12] **Jagtap, M. & Dhoke A.** (2017) *Topology Optimization of Exhaust Mounting Bracket, Altair Technology Conference, India.*
- [13] **Shreck, M.** (2014). *Structural Optimization of Components for High Performance Engines* (Master's Thesis).
Retrieved from <http://publications.lib.chalmers.se/>
- [14] **Larsson, R.** (2016). *Methodology for Topology and Shape Optimization: Application to a Rear Lower Control Arm* (Master's Thesis).
Retrieved from <http://publications.lib.chalmers.se/>

- [15] **Nelson, E.A.** (2003). Draw Direction Constraints in Topology Optimization – A Practical Example, SAE2003-01-1306.
- [16] **Rao, S. S.** (2009). Engineering Optimization Theory and Practice. John Wiley & Sons, Inc.
- [17] **Norberg, E. & Lövgren S.** (2011). *Topology Optimization of Vehicle Body Structure for improved Ride & Handling.* (Master's Thesis).
Retrieved from <http://www.diva-portal.org/>

