İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TURBOFAN MOTOR FANININ YAPISAL DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tahir SOYUGÜZEL

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Aralık, 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TURBOFAN MOTOR FANININ YAPISAL DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tahir SOYUGÜZEL

511131139

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU

Aralık, 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511131139 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi Tahir SOYUGÜZEL ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "Bir Turbofan Motor Fanının Yapı Davranışının İncelenmesi ve Optimizasyonu'' başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Şenol ATAOĞLU

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi **:27 Kasım 2015**

Savunma Tarihi **:25 Aralık 2015**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinde, bir turbofan motor fanının yapısal davranışının incelenmesi ve optimizasyonu konusu incelenmiştir.

Yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmalarımdaki destek ve katkılarından dolayı tez danışmanım Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU'na, Enginsoft Türkiye firmasına ve çalışma arkadaşlarıma; beni bütün hayatım boyunca her zaman destekleyen ve sıkıntılarımı paylaşan aileme çok teşekkür ederim.

Aralık, 2015

Tahir SOYUGÜZEL

Uçak Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
SEMBOLLER ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Optimizasyon 2
1.2 Literatür 3
1.3 Turbofan Motor Fanı 7
1.4 Tezin Kapsamı ve Yöntemi 8
2. TEORİ VE ANALİTİK ÇÖZÜMLER **9**
2.1 Mukavemet Hesapları ve Modelleme 9
2.2 Optimizasyon Yöntemleri ve Algoritmaları 17
2.2.1 Pearson korelasyonu 18
2.2.2 Optimizasyon için sınır şartları ve hedef fonksiyonu 19
3. TASARIM VE MODELLEME **21**
4. SONUÇ VE YORUMLAR **31**
4.1 Al 7050-T7651 Malzeme Fan Simplex Metodu 31
4.2 Ti-6Al-4V Malzeme Fan Simplex Metodu 40
4.3 Al 7050-T7651 Malzeme Fan MOGA II Optimizasyonu 46
4.4 Optimum Tasarım Yapısal Uygunluk Analizleri 51
5. DEĞERLENDİRMELER **55**
KAYNAKLAR **57**
ÖZGEÇMİŞ **59**

KISALTMALAR

Al : Alüminyum
DOE : Design of Experiments
MOGA : Multi Objective Generic Algorithm
RSM : Response Surface Modeling
Ti : Titanyum

SEMBOLLER

$\boldsymbol{A}$	: Alan
$\boldsymbol{E}$	: Elastisite Modülü
$\boldsymbol{F}$	: Kuvvet
$\boldsymbol{L}$	: Uzunluk
$\boldsymbol{p}$	: Basınç
$\boldsymbol{P}$	: Güç
$\boldsymbol{T}$	: Tork
$\boldsymbol{t}$	**:** Zaman
$\boldsymbol{V}$	: Hacim
$\boldsymbol{\rho}$	: Yoğunluk
$\vec{\boldsymbol{V}}$	: Vektörel hız
$\boldsymbol{\sigma}$	: Normal gerilme
$\boldsymbol{\varepsilon}$	: Gerinim
$\boldsymbol{\tau}$	: Kayma gerilmesi
$\boldsymbol{\gamma}$	: Kayma gerinimi
$\boldsymbol{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy}}$	**:** İç gerilmeler
$\boldsymbol{\omega}$	: Açısal Hız

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Al 7050-T7651 ile Ti-6Al-4V malzemelerinin mekanik özellikleri **21**
Çizelge 3.2: Fan tasarım parametreleri.....**25**
Çizelge 3.3: Optimizasyon için belirlenen tasarım değişkenleri **29**
Çizelge 4.1: Başlangıç tasarımı ile optimum tasarım boyutları.....……**51**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Turbofan motoru fan çerçevesi sonlu elemanlar yapısı **3**
Şekil 1.2: Von Mises gerilme dağılımı **3**
Şekil 1.3: Fan kanatçığı dönme ile oluşan Von Mises gerilmeleri **4**
Şekil 1.4: Fan kanatçığı kuş çarpması anında oluşan Von Mises gerilmeleri **5**
Şekil 1.5: Optimizasyon hassasiyet analizleri **5**
Şekil 1.6: Fan kuş çarpması gösterimi **6**
Şekil 1.7: Türbin kanatçığı gerilme dağılımı **6**
Şekil 1.8: Türbin kanatçığı deformasyon dağılımı **7**
Şekil 1.9: CFM 56-7 motor fanı ve fan kanatçıkları **7**
Şekil 2.1: CFM56 motorunun fan kanatçığı **9**
Şekil 2.2: Değişken kesitli bir ankastre kiriş **10**
Şekil 2.3: Değişken kesitli kiriş sehim değişimi eğrisi **12**
Şekil 2.4: Değişken kesitli kiriş gerilme değişim eğrisi **13**
Şekil 2.5: Değişken kesitli kiriş sehim **13**
Şekil 2.6: Değişken kesitli kiriş normal gerilme dağılımı **14**
Şekil 2.7: Analitik hesaplar ile sonlu elemanlar analiz sonuçları **14**
Şekil 2.8: Dönen disk parametreleri **15**
Şekil 2.9: Dönen diskin gerilme değişimi **16**
Şekil 2.10: Simplex metodu aşamaları **17**
Şekil 2.11: Pareto sınırlandırma yöntemi **18**
Şekil 3.1: Fan tasarımı parametrik geometri çizimleri **22**
Şekil 3.2: Fan kanatçığı parametrik tasarım profil pozisyonları **22**
Şekil 3.3: Fan kanat ucu profili ve çizim parametreleri **23**
Şekil 3.4: Fan gövdesi Çizim9 boyutsal parametreler **23**
Şekil 3.5: (a) Düzlem 1 Çizim 1 (b) Düzlem 4 Çizim 2 ..... **24**
Şekil 3.6: (a) Düzlem 5 Çizim 6 (b) Düzlem 6 Çizim 7 ..... **24**
Şekil 3.7: Fan sonlu elemanlar ağ yapısı ve sınır şartları **26**
Şekil 3.8: Alüminyum malzeme fan için von Mises gerilme dağılımı **27**
Şekil 3.9: Alüminyum fan kanatçık için von Mises gerilme dağılımı **27**
Şekil 3.10: Optimizasyon için modeFRONTIER akış şeması **28**
Şekil 4.1: Başlangıç tasarımı alüminyum malzeme için von Mises gerilme dağılımı **31**
Şekil 4.2: Fan kanatçığı başlangıç tasarımı için von Mises gerilme dağılımı **32**
Şekil 4.3: Alüminyum fan başlangıç tasarımının deformasyon dağılımı **32**
Şekil 4.4: Alüminyum fan için Simplex metodu kütle değişimi **33**
Şekil 4.5: Gerçek çözüm ve RSM çözümleri için kütle değişimi **34**

Sayfa

Şekil 4.6: Alüminyum fan Simplex algoritması için RSM sonuçları **34**
Şekil 4.7: Maksimum kanat ucu uzaması ile kütle **35**
Şekil 4.8: Simplex optimizasyonu için maksimum Von Mises gerilmeleri ile kütle. **36**
Şekil 4.9: Kütle ve kısıt fonksiyonları değişimi **36**
Şekil 4.10: Pearson korelasyon tablosu **37**
Şekil 4.11: Fan tasarım iterasyonları **37**
Şekil 4.12: Fan kantçıkları tasarım iterasyonları **38**
Şekil 4.13: Simplex optimizasyonu optimum tasarım von Mises gerilme dağılımı .. **38**
Şekil 4.14: Optimum fan tasarımı için kanatçık von Mises gerilme dağılımı **39**
Şekil 4.15: Alüminyum fan optimum tasarımı için deformasyon dağılımı **39**
Şekil 4.16: Ti-6Al-4V malzeme başlangıç tasarımı için gerilme dağılımı **40**
Şekil 4.17: Ti-6Al-4V malzeme başlangıç tasarımı için kanatçık gerilme dağılımı.. **41**
Şekil 4.18: Ti-6Al-4V malzeme başlangıç tasarımı için deformasyon dağılımı **41**
Şekil 4.19: Titanyum fan için Simplex metodu kütle değişimi **42**
Şekil 4.20: Titanyum fan tasarımları maksimum Von Mises gerilmesi ve kütleleri . **42**
Şekil 4.21: Titanyum fan tasarımları maksimum kanat ucu uzaması ile kütle **43**
Şekil 4.22: Titanyum fan Pearson korelasyon tablosu..... **44**
Şekil 4.23: Titanyum fan kanatçık iterasyonu **44**
Şekil 4.24: Titanyum fan optimum model gerilme dağılımı **45**
Şekil 4.25: Optimum fan tasarımı kanatçık gerilme dağılımı..... **45**
Şekil 4.26: Titanyum fan optimum tasarımı deformasyon dağılımı..... **46**
Şekil 4.27: MOGA II optimizasyonu kütle değişimi..... **47**
Şekil 4.28: Alüminyum fan MOGA optimizasyonu RSM ve gerçek analizler kütle değişimi **47**
Şekil 4.29: MOGA optimizasyonu maksimum Von Mises gerilmesi ve kütleleri **48**
Şekil 4.30: MOGA optimizasyonu maksimum kanat ucu uzamaları ve kütleleri **48**
Şekil 4.31: MOGA optimizasyonu Pearson korelasyon tablosu..... **49**
Şekil 4.32: MOGA optimizasyonu optimum tasarım gerilme dağılımı..... **49**
Şekil 4.33: MOGA optimizasyonu optimum tasarım gerilme dağılımı..... **50**
Şekil 4.34: MOGA optimizasyonu optimum tasarım deformasyon dağılımı..... **50**
Şekil 4.35: Optimum model titreşim modları **52**
Şekil 4.36: Optimum tasarım armonik tepki grafiği **52**
Şekil 4.37: Optimum tasarım R=0.5 için ömür dağılımı **53**
Şekil 4.38: Optimum tasarım R=0 için ömür dağılımı **53**
Şekil 4.39: Al 7050-T7651 yorulma eğrileri **54**

BİR TURBOFAN MOTOR FANININ YAPISAL DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Bir turbofan motor fanının yapısal davranışının incelenmesi ve optimizasyonu isimli tezde turbofan motor fanı yapısal optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon en iyi çözümü veya en iyi tasarımı bulmak anlamına gelmektedir.

Turbofan motor fanının optimizasyonunda CFM 56-7motoru örnek alınmıştır. CFM 56 serisi motorları sivil havacılıkta birçok uçak modelinde kullanılmıştır ve günümüzde en yaygın kullanılan motorlardandır. Havacılık sektöründe uçan aracın ağırlığı sistem performansı açısından çok önemlidir. Bu nedenle uçak motorlarının performansını arttırmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır ve hala yapılmaktadır.

Optimizasyon için en az bir hedef gerekmektedir. Bir sistemin ağırlığı, maliyeti, süresi veya performansı gibi etkenler hedef olarak seçilebilmektedir. Bu çalışmada kütlenin azaltılması amaçlandığından hedef fonksiyonu olarak kütle seçilmiştir. Fan çalışma şartı olarak 4200 rpm seçilmiştir ve bu çalışma şartı için fanın yapısal olarak uygun olması gerekmektedir. Fan üzerinde oluşacak gerilmelerin 1.1 emniyet katsayısı ile sınırlı olması şartı istenmiştir. Bunun yanı sıra fan kanat ucu uzamalarının 30 mm'den daha fazla olmaması istenmiştir. Bu nedenle optimizasyonda kütle hedef fonksiyonu ile birlikte gerilme ve kanat ucu uzaması kısıt fonksiyonları oluşturulmuştur.

Optimizasyon sırasında fan malzemesi olarak Al 7050-T7651 veya Ti-6Al-4V malzemeleri kullanılmıştır. Al 7050-T7651 malzemesi alüminyum alaşımlı bir malzemedir. Ti-6Al-4V malzemesi ise titanyum alaşımlı bir malzemedir. Her iki malzeme türü de uçak motorlarında yaygın kullanılmaktadır. Al 7050-T7651 ve Ti-6Al-4V malzemeleri yoğunlukları düşük olmasının yanında dayanımları yüksek olan bir malzemelerdir. Optimizasyon sonunda bu malzemelerden Al 7050-T7651 malzemesinin en iyi sonucu verdiği görülmüştür ve optimum model uygunluk analizlerinde Al 7050-T7651 malzemesi seçilmiştir.

Fan 22 kanatçıktan oluşmaktadır ve 1.55 m çapa sahiptir. Optimizasyon çalışması için fan parametrik tasarlanmış olup fan kanatçık profilleri ve fan gövdesi boyutları değiştirilmiştir. Optimizasyon çalışması sırasında fan statik yapısal analizleri yapılmıştır ve bu analizlerde ANSYS programı kullanılmıştır. Analiz sınır şartı olarak fan, gövde mil deliğinden dönme hareketine izin verilecek şekilde tutulmuştur. Yükleme şartları için 4200 rpm dönüş hızı verilmiş ve fan kanatçıklarının basma yüzeylerine basınç etki ettirilmiştir. Basınç değerleri turbo makine formülleri ile hesaplanmıştır.

Fanın sonlu elemanlar ağ yapısında tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. 230520 eleman kullanılan sistemde eleman kalitesi 0.82 olup ANSYS çözümlerinde iyi seviye kabul edilen bir kalitedir.

Başlangıç tasarımının optimizasyon kısıtlarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Başlangıç tasarımı Al 7050-T7651 malzemesi için gerilme ve kanat ucu uzaması kısıtlarını sağlamaktadır. Ancak fan malzemesinin Ti-6Al-4V olarak seçildiği durumda kanat ucu uzaması 30 mm üzerinde çıkmıştır. Ti-6Al-4V malzeme fanın kanat ucu uzama kısıdını sağlaması gerekmektedir ve bu nedenle fan gövde boyutlarının ve kanatçık profillerinin değiştirilmiştir. Tüm bu değişiklikler modeFRONTIER optimizasyon programı ile otomatik olarak yapılmıştır.

Fan kanatçık profilleri ve fan gövdesi boyutları için 13 parametre belirlenmiştir. Bu parametrelerin 5 tanesi fan kanatçıkları içindir. Diğer 8 parametre ise fan gövdesi üzerinde belirlenmiştir. Belirlenen parametreler için modeFRONTIER içerisinde boyut kısıtları ve değişim adımları tanımlanmıştır. Bu program ANSYS programı içerisinde fan geometrisini otomatik olarak değiştirmektedir. Boyut değişimlerini optimizasyon algoritmaları ile daha uygun tasarımlar oluşturacak şekilde yapmıştır.

Optimizasyon için kullanılan algoritmalar Simplex ve MOGA II algoritmalarıdır. Simplex tek hedef fonksiyonu olan problemlerde kullanılmaktadır. MOGA algoritması ise optimizasyon yaparken Simplex metodu ve Pareto fonksiyonunu kullanan bir algoritmadır. Fan optimizasyonu sırasında hangi algoritmanın daha iyi sonuç verdiği araştırılmıştır. Optimizasyon için DOE (Desing of Experiments) sayısı 32 olarak seçilmiştir. 150 tasarım iterasyonu yapılmıştır.

Başlangıç fan tasarımı kütlesi Al 7050-T7651 malzemesi için 165.5 kg, Ti-4Al-4V malzemesi için ise 276.0 kg çıkmıştır. Simplex optimizasyonu ile Al 7050-T7651 malzeme fan kütlesi 135.5 kg olmuştur. Ti-4Al-4V malzeme fan kütlesi 235.1 kg'a düşürülmüştür. Al 7050-T7651 malzemesinin daha düşük bir kütleye sahip olduğu görülmüştür. Al 7050-T7651 malzeme fan için MOGA II optimizasyonu ile belirlenen tasarım kütlesi 145.7 kg'dır. Sonuç olarak Simplex yöntemi daha iyi sonuç vermiştir.

Bu çalışma ile fan malzemesi olarak Al 7050-T7651 belirlenmiştir. Başlangıç tasarımı kütlesi 165.5 kg fan tasarımı değiştirilmiş ve 135.5 kg kütleye sahip yeni bir tasarım belirlenmiştir. Çalışma ile kütle %18.1 azaltılmıştır. Oluşturulan optimum tasarımın titreşim ve ömür şartlarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Titreşim kontrolü için titreşim modlarının çalışma frekansı olan 70 Hz için sorun oluşturmaması şartı göz önünde bulundurulmuştur.

Sonuç olarak bu optimizasyon çalışmasında fan kütlesini %18.1 azaltacak bir tasarım bulunmuştur. Bu sayede uçuş sırasında yakıt sarfiyatı düşürülmüş olacaktır. Yakıt sarfiyatının düşürülmesi çevreye salınan zararlı gazların miktarını düşüreceğinden dolayı bu çalışmanın doğal yaşamı korumak üzerinde yararlı etkileri olacaktır.

STRUCTURAL BEHAVIOR AND OPTIMIZATION OF A TURBOFAN ENGINE FAN

SUMMARY

Structural behavior investigation of a turbofan engine fan and its optimization named thesis is based on optimization of a turbofan engine fan. Optimization is used for finding the best design of a system or design. The best design is named optimum design and it is founded or calculated by optimization methods.

CFM 56-7 engine fan was been taken as an example for this optimization study. This engine is commonly used for civil aviation industry. Reducing the weight of an aircraft is so important for aviation industry because weight effect on stability, fuel consumption and structure. For this reason, it has been worked to increase the performance of an aircraft for decades and also will be done for decades. Thus, optimization has a big affect in engineering.

It is needed to have an objective for optimization at least. Weight of a system, cost, time and performance can be chosen as an objective for optimization. In this study, mass was been chosen as objective function and it was been minimized. Fan rotates with 4200 rpm and it must be suitable for working condition. Thus, structural behavior of fan investigated for suitability. Fan was designed to have a safety factor of 1.1 and because of this reason stresses were taken as lower than yield stress by 1.1 safety factor. This stress criteria was been chosen as an constrain function for optimization. Another constrain function is blade tip elongation on radial direction and it is limited by a value of 30 mm. Blade tip elongations must be smaller than 30 mm. As a result of this, mass was been identified as objective function. And also stresses and blade tip elongations was been identified as constrain functions.

The fan material was been selected as one of the Al 7050-T7651 and Ti-6Al-4V. Al 7050-T7651 is an aluminum based material. And Ti-6Al-4V is an titanium based material. Both these materials are commonly used in aviation industry. These materials density is low and also their strength is high contrast with their density. It was seen that Al 7050-T7651 material is more suitable than Ti-6Al-4V because it gave the best optimization results. All the structural convenience analysis done for Al 7050-T7651 material fan.

Fan has 22 blades and its diameter is 1.55 m. Fan designed parametrically for optimization. This made because of finding new designs. Blade profiles and fan disk dimensions changed to get new design iterations of optimization.

Static structural analysis of fan was done during optimization and ANSYS was used for this analysis. For the boundary conditions, fan disk hole was fitted by let the rotating motion on mil axis. Fan has a rotating speed of 4200 rpm for loading condition. Also a pressure was given on blades impression surfaces for loading. Pressure calculation was done by turbo machine formulas.

Tetrahedral elements were used for fan mesh. Fan consists of 230520 elements and these elements quality is about 0.82. This is accepted as a good quality for ANSYS static structural analysis.

Before optimization, beginning design was controlled if it ensures the constraints of the optimization. The beginning design ensures the stress and blade tip elongations constraints for Al 7050-T7651 material. However, blade tip elongations were bigger then 30 mm for Ti-6Al-4V material fan. Dimensions of fan disk and fan blade profiles were changed because Ti-6Al-4V material fan must be ensured the blade tip elongation constrain. All these changes were done by modeFRONTIER optimization program automatically.

There are 13 parameters for fans disk and fan blades. 5 parameter for blade profiles and 8 for fans disk dimensions. Blade profiles have 4 section planes that were positioned in radial direction. Top and bottom plane profiles didn't change. Other profiles positions were changed in x and z directions. All parameters were identified by dimension limits and changing step in modeFRONTIER. This program changes the parameters in ANSYS automatically by using step and parameters limits.

For the optimization, Simplex and MOGA II algorithms were used. Simplex algorithm is used for optimizations that have one objective. MOGA II is used for more objective optimization problems. MOGA II consists of Simplex algorithm and Pareto elitism theory. In fan optimization study, it was investigated which algorithm gives better results for optimization. In this study, 32 DOE (Design of Experiments) are identified and 150 iterations were done for optimization. Behavior of Simplex and MOGA II algorithms were also investigated in this study.

Beginning design mass was obtained as 165.5 kg for Al 7050-T7651 material fan and 276.0 kg for Ti-6Al-4V material fan. Al 7050-T7651 material fan mass was reduced to 135.5 with Simplex algorithm optimization. Also with Simplex algorithm, the mass of fan made from Ti-6Al-4V was reduced to 235.1 kg. It was seen that the mass of aluminum fan was lower than the mass of titanium fan. Thus, MOGA II optimization was done for the fan of Al 7050-T7651 material and at the result, the mass of fan was obtained as 145.7 kg. The Simplex algorithm optimization gave better results than MOGA II algorithm optimization. Finally, the mass was obtained as 135.5 kg.

The material of fan was selected as Al 7050-T7651. The mass of preliminary design was 165.5 kg and it was reduced to 135.5 kg by changing the blade profiles and disk dimensions. The mass was reduced %18.1 with this optimization study.

After obtaining the optimum design by the Simplex optimization algorithm, the vibration fatigue analyses of the fan were done by using ANSYS software. The optimum design was controlled for the fatigue life, and vibration characteristics and resonance. The fan rotates with 4200 rpm that has a frequency of nearly 70 Hz. The optimum design is suitable for vibration conditions in the service. The life curves of Al 7050-T7651 were used for confirming the life analyses results. The optimum fan is also suitable for life constraints.

As a result, an optimum design that was %18.14 lighter than preliminary design was obtained by this optimization study. Fuel consumption of aircraft will been reduced in this way. Reducing the fuel consumption will reduce the unhealthy gases from the environment. For this reason, this study will be helpful for protecting the nature of earth.

1. GİRİŞ

20. yüzyılın başından beri havacılık sektöründeki hızlı gelişmeler, uçak motorları alanında da yenilikçi düşüncelerin ortaya çıkmasını sağlamıştır. Tasarım alanındaki bu gelişmeler doğrultusunda daha hızlı, daha güçlü motorlar tasarlanmış; bu motorların kullanıldığı gelişmiş uçaklarla daha uzun mesafelere daha kısa zamanda ulaşmak mümkün olmuştur. Şüphesiz bu durumu ortaya çıkaran en önemli buluş, gaz türbinlerinin icadıdır.

Havacılık sektöründe uçan hava aracının ağırlığının 1 kg bile azaltılması ekonomik açıdan çok büyük bir verim sağlamaktadır. Bu nedenle havacılık tarihi boyunca tüm tasarımlar ve yapılar sürekli bir optimizasyon süreci içerisinde olmuşlardır. İlk yapılan optimizasyon çalışmaları etkili metotlarla yapılamamaktaydı. Ancak ilerleyen yıllarda optimizasyon algoritmalarının ve optimizasyon yöntemlerinin gelişmesi ile optimizasyonlar belirli bir sistem ile yapılmaya başlanmıştır.

Mühendislik problemlerinde tasarlanacak veya tasarlanmış bir sistemin nasıl daha iyi bir seviyeye getirileceği konusu büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle özellikle mühendislik problemlerinde optimizasyon önemli bir yere sahiptir.

Bu çalışmada turbofan motor fanının yapısal optimizasyonu yapılacaktır. Daha sonra belirlenen optimum tasarımın yapısal davranışı incelenecektir. Fan tasarımı için CFM 56-7 motoru örnek alınmıştır. Fan 22 kanatçıktan oluşmaktadır ve 1.55 m çapa sahiptir. Optimizasyon çalışması için fan parametrik tasarlanacak olup fan kanatçık profilleri ve fan gövdesi boyutları değiştirilecektir.

Yapısal analizlerde fan çalışma şartı olarak 4200 RPM hızla döndüğü, yer çekimi ve kanatçık basınç etkileri altındaki durumları göz önünde bulundurulmuştur. Sıcaklık etkileri turbofan uçuş şartları sırasında 0^{o} C civarında olacağı düşünülerek ihmal edilmiştir. Bu sıcaklıklarda malzemenin mekanik özellikleri değişmeyecektir.

Optimizasyon sırasında hedef fonksiyonu olarak kütle belirlenmiştir. Fan kanatçık ucu uzamaları, fan üzerinde oluşan gerilmeler ve geometrik boyutlar optimizasyon kısıtlamalarıdır. Ayrıca Al 7050-T7651 ve Ti-6Al-4V olmak üzere iki farklı malzeme için ayrı ayrı optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyon analizleri ve yapısal uygunluk analizleri sırasında ANSYS ve modeFRONTIER paket programları kullanılacaktır.

Bu çalışma sırasında optimizasyon için Simplex ve MOGA II algoritmaları kullanılacaktır. Simplex algoritması tek hedef fonksiyonu bulunan problemler için kullanılmaktadır. MOGA II ise tek hedef fonksiyonlu problemlerin yanı sıra çok hedef fonksiyonu olan problemler için de kullanılabilmektedir. MOGA II algoritması için Simplex algoritmasını barındıran bir algoritma olduğu için bu iki algoritmanın çözüm sonuçları ve optimizasyon davranışları incelenecektir.

1.1 Optimizasyon

İnsanların yaşamları boyunca karşılaştıkları sorunları çözüm arayışları zamanla bu çözümleri modeller üzerinde arama yaklaşımını doğurmuştur. Matematik ve bilgisayardaki gelişmeleri dış dünyanın problemlerini matematiksel olarak modelleyip çözerek bu çözümleri gerçek hayata yansıtma olanağı vermiştir. Optimizasyon bu ihtiyaçtan dolayı ortaya çıkmış bir kavramdır.

Optimizasyonun temel tanımları hedef fonksiyon, değişken parametreler ve optimizasyon kısıtları olmak üzere üç gruba ayrılabilir.

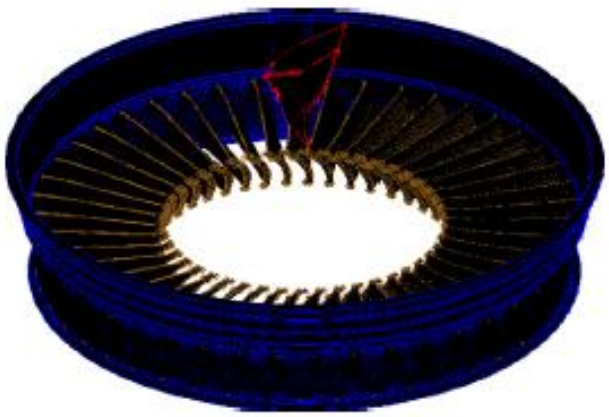
Değişken parametreler ise hedef fonksiyonunu oluşturan etkenlerdir. Bir parçanın uzunluğu, bir sistemin ağırlığı, bir ürünün her bir çeşidi değişken parametrelere örnek gösterilebilir.

Tasarımı kısıtlayan, tasarım değişkenlerinin alacağı değerlere limit koyan fonksiyonlar kısıt fonksiyonlarıdır. Örneğin tasarlanan bir parçanın üzerine gelen yükleri herhangi bir hasara uğramadan taşıyabilmesi bir kısıtlayıcı etkendir. Bir parçanın geometrik ölçüleri değişken olarak tanımlanabilmesinin yanı sıra bir kısıtlayıcı olarak da tanımlanabilir. Üretilecek parça veya sistemin geometrik kısıtlamaları, ağırlık kısıtlamaları veya yapısal kısıtlamaları bulunabilir.

1.2 Literatür

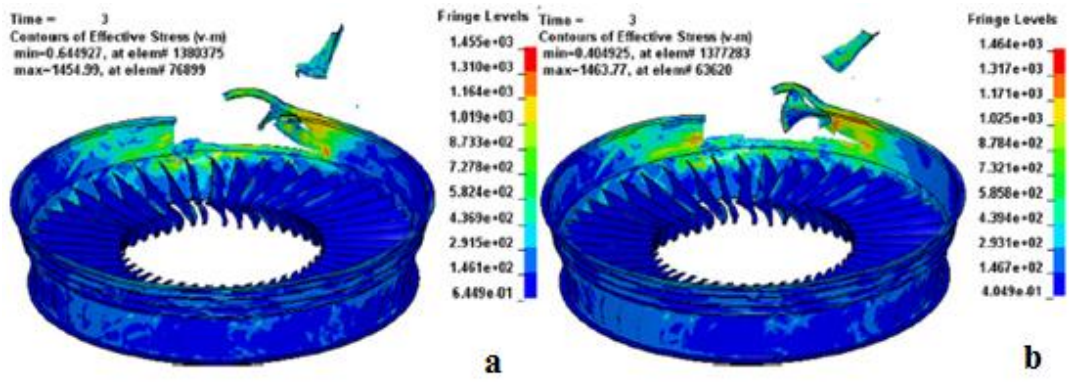
Turbofan motorları havacılık sektöründe önemli bir yere sahiptirler. Özellikle turbofan motorlarının fanı ile ilgili literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Bu bölümde bu çalışmalar içinden birkaç örnek verilmiştir.

He ve arkadaşlarının turbofan motoru fan kasası için yaptığı çalışma Şekil 1.1'de gösterilmiştir [1]. Şekil 1.1'de turbofan motorunun fan çerçevesi sonlu elemanlar yapısı gösterilmiştir. Fan kanatçıkları koptuklarında fan çerçevesi ve diğer parçalar üzerinde büyük hasarlar oluşturmaktadır. Bu çalışmada fan kanatçığının kopması durumunda fan çerçevesinde meydana getireceği hasarların simülasyonu ve analizi yapılmıştır [1].



Şekil 1.1: Turbofan motoru fan çerçevesi sonlu elemanlar yapısı [1]

Fan çerçevesi sonlu elemanlar ağ yapısı 996231 eleman ve 1394253 düğüm noktasından oluşmaktadır. Analizler fan dönüş hızının 8072 rpm olduğu durum için yapılmıştır [1].

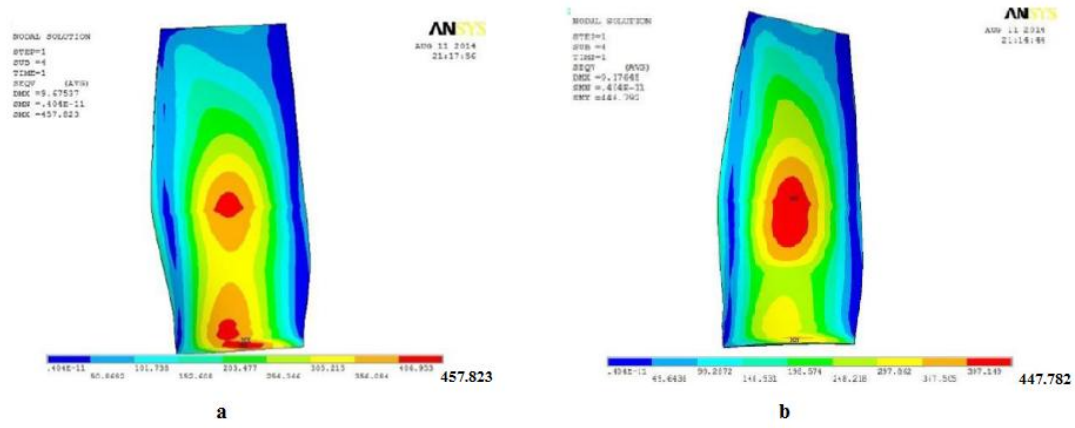


Şekil 1.2: Von Mises gerilme dağılımı [1]

Şekil 1.2'de fan kanatçığı koptuktan 3 ms sonraki durum analiz edilmiştir. Şekilde (a) başlangıç gerilmelerinin etki ettirildiği durumu, (b) başlangıç gerilmelerinin ihmal edildiği durumu göstermektedir.

Turbofan motoru kuş çarpması davranışı fan tasarımı için çok önemli bir etkendir. Bu nedenle fan kuş çarpması analizleri, testleri ve simülasyonları yapılmaktadır.

Chuan ve arkadaşları fan kanatçığı için kuş çarpması çalışması yapmışlarıdır [2]. Şekil 1.3'te fan kanatçığında dönme ile meydana gelen Von Mises gerilmeleri gösterilmiştir. Analiz için belirlenen yapının sonlu elamanlar ağ yapısı 38400 elemandan oluşmaktadır. Fan 9000 rpm ile dönmektedir [2].

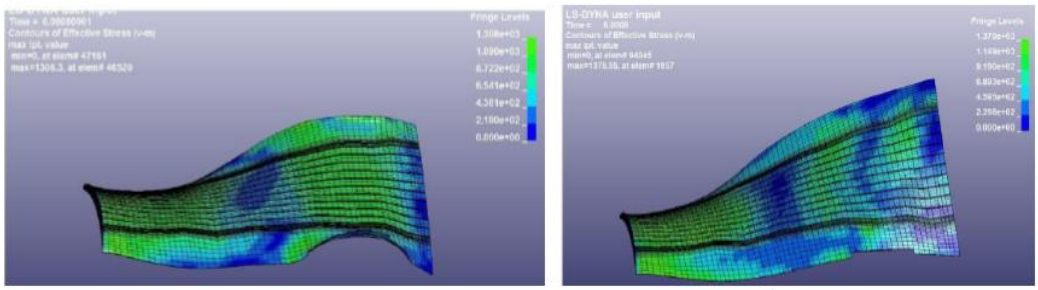


Şekil 1.3: Fan kanatçığı dönme ile oluşan Von Mises gerilmeleri [2]

Şekil 1.3'te (a) içi dolu tasarlanmış kanatçık gösterilmiştir ve (b) kabuk şeklinde tasarlanan palin gerilme dağılımını göstermektedir.

Kuş çarpma süresi olarak 0.8 ms belirlenmiştir. Kuşun 100 m/s ile çarptığı durum için hesapları yapılmış. Kanatçığın %67'sine çarpan bir kuş için analizler yapılmıştır.

Şekil 1.4 ile (a) içi dolu kanatçık ve (b) kabuk kanatçık için kuş çarpması anında oluşmuş Von Mises gerilmeleri gösterilmiştir.

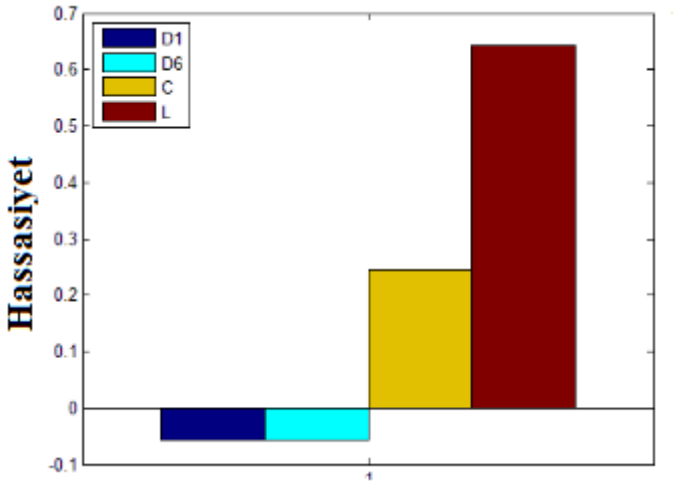


a b

Şekil 1.4: Fan kanatçığı kuş çarpması anında oluşan Von Mises gerilmeleri [2]

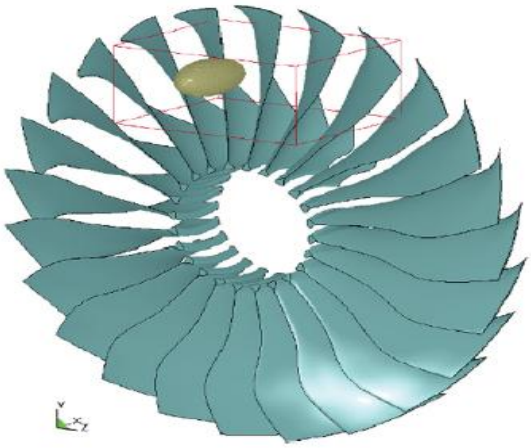
Fan kanatçığı kuş çarpması çalışmasında geometrik parametreler belirlenmiştir. Belirlenen parametrelerin değişimi ile optimizasyon yapılmıştır.

Şekil 1.5'te optimizasyon parametreleri hassasiyet katsayıları gösterilmiştir. Katsayıların büyük olması sonuç değerlerini çok etkileyecek bir değişken olduğunu göstermektedir. Şekilden görüleceği gibi hassasiyet katsayısı en büyük olan parametre içi dolu kanatçık için L parametresidir. Bu hassasiyetlik parametrelerin gerilmeye olan etkileri için gösterilmiştir.



Şekil 1.5: Optimizasyon hassasiyet analizleri [2]

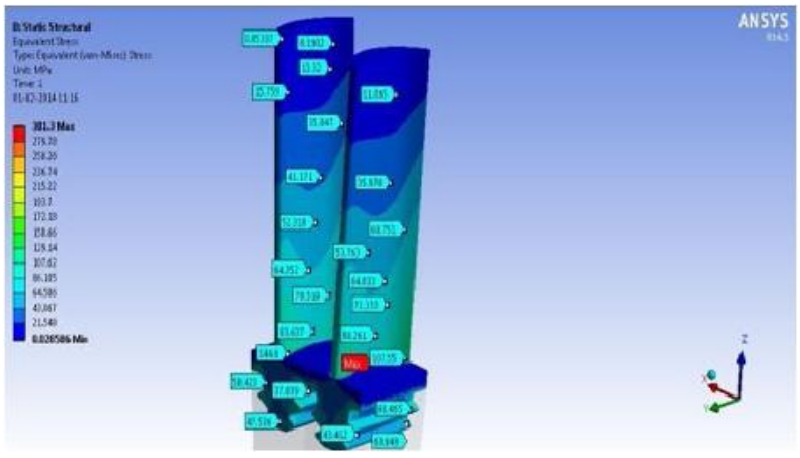
Amoo yine fanın komple modellemiş ve kuş çapması çalışmasını yapmıştır [3]. Şekil 1.6'da kuş çarpması örnek gösterimi bulunmaktadır. Kuş çarpması simülasyonu tüm fan için yapılabilmektedir. Bunun için tasarlanan fanın bir yüzeyine kuşu modelleyecek bir kütle fırlatılır. Bu kütlenin hızı ve çarpış süresi bilinmekle birlikte analizler bu değerler kullanılarak yapılır.



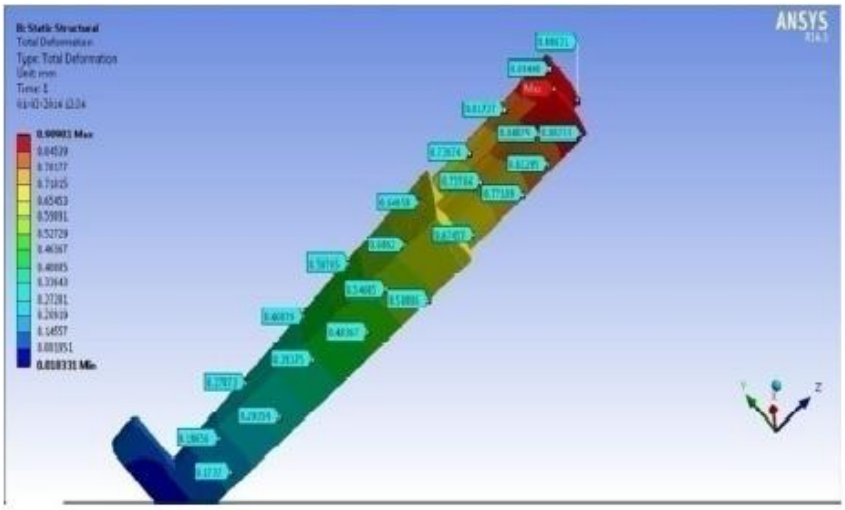
Şekil 1.6: Fan kuş çarpması gösterimi [3]

Theju ve arkadaşları türbin kanatçığı yapısal davranışı ile ilgili çalışma yapmışlardır [4]. Bir başka çalışmada türbin kanatçık tasarımı yapılmış en iyi soğuma davranışına sahip olan tasarım belirlenmeye çalışılmıştır. Türbin 10800 rpm hızı ile dönmektedir ve türbin sıcaklığı 619^{o} C'ye kadar çıkmaktadır [4].

Şekil 1.7'de titanyum T6 malzemesi için yapılan gerilme analizi sonuçları gösterilmiştir. Bu çalışmada titanyum T6 ve İnconel 718 malzemelerinin yapısal ve termal davranışları incelenmiştir.



Şekil 1.7: Türbin kanatçığı gerilme dağılımı [4]

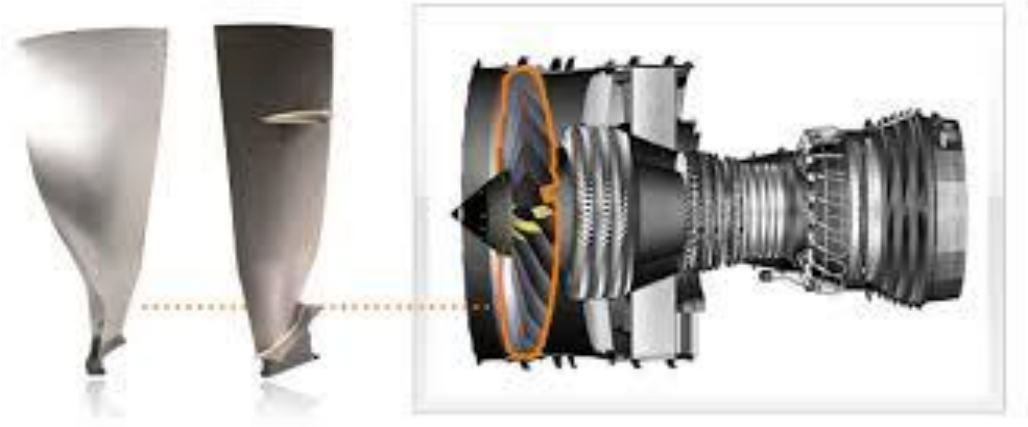


Şekil 1.8: Türbin kanatçığı deformasyon dağılımı [4]

Şekil 1.8'de titanyum malzeme türbin kanatçığının gerilme dağılımı gösterilmiştir. Böylece çalışma sonunda titanyum malzeme türbin kanatçığının daha az deformasyona uğradığı görülmüştür. Malzeme olarak titanyum malzemesi tercih edilmiş ve malzeme yapısal uygunlukları sağlamış.

1.3 Turbofan Motor Fanı

Turbofan motor fanı düşük ve yüksek hızlarda akışı düzenlemek, motora gelen havanın basıncını artırmak gibi görevleri yapmaktadır. Baypas işlevinin doğru şekilde sürdürülebilmesi için fana ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 1.9: CFM 56-7 motor fanı ve fan kanatçıkları

Şekil 1.9'da görülen motor CFM 56-7 motorudur. Bu turbofan motoru özellikle Boeing 737 seri uçaklarında kullanılan motordur. Motor fanı çapı yaklaşık 1.55 metredir. Bu çalışmada tasarlanan fan üzerinde 22 kanatçık bulunmaktadır.

1.4 Tezin Kapsamı ve Yöntemi

Bu tez çalışmasında bir turbofan motorunun fanının yapısal tasarımı ve optimizasyonu sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon yapılmadan önce bir tasarım yapılmıştır. Tasarım için yapısal uygunluk analizleri yapılmıştır.

Optimizasyon sırasında hedef fonksiyonu olarak kütle belirlenmiştir. Fan kanatçık ucu uzamaları, fan üzerinde oluşan gerilmeler ve geometrik boyutlar optimizasyon kısıtlamalarıdır. Ayrıca Al 7050-T7651 ve Ti-6Al-4V olmak üzere iki farklı malzeme için ayrı ayrı optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyon analizleri ve yapısal uygunluk analizleri sırasında ANSYS ve modeFRONTIER yazılımları kullanılmıştır.

Optimizasyon için Simplex ve MOGA II algoritmaları kullanılmıştır. Simplex algoritması tek hedef fonksiyonu bulunan problemler için kullanılmaktadır. MOGA II ise tek hedef fonksiyonlu problemlerin yanı sıra çok hedef fonksiyonu olan problemler için de kullanılabilmektedir.

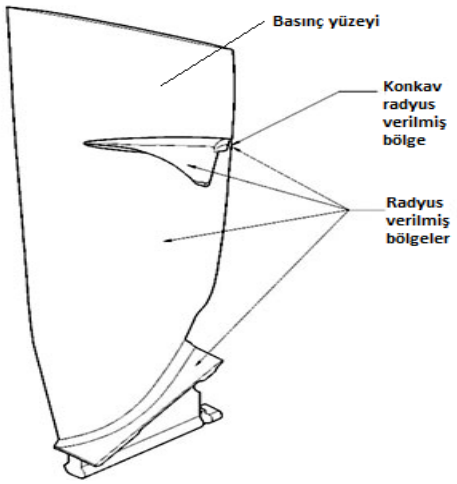
ModeFRONTIER optimizasyon algoritmalarından Simplex ve MOGA II algoritmalarının kullanıldığı bu çalışma sonunda başlangıç tasarımından daha hafif bir fan tasarımı belirlenmiştir. Simplex algoritması MOGA II ile algoritmasının yakınsama ve en iyi tasarımı bulabilme davranışları incelenmiştir.

2. TEORİ VE ANALİTİK ÇÖZÜMLER

Bu bölümde fan palasının ve diskinin basit matematiksel modelleri ifade edilerek çözümleri yapılmıştır. Elde edilen çözümler sonlu elemanlar çözümleri ile karşılaştırılmış ve uyumlulukları değerlendirilmiştir

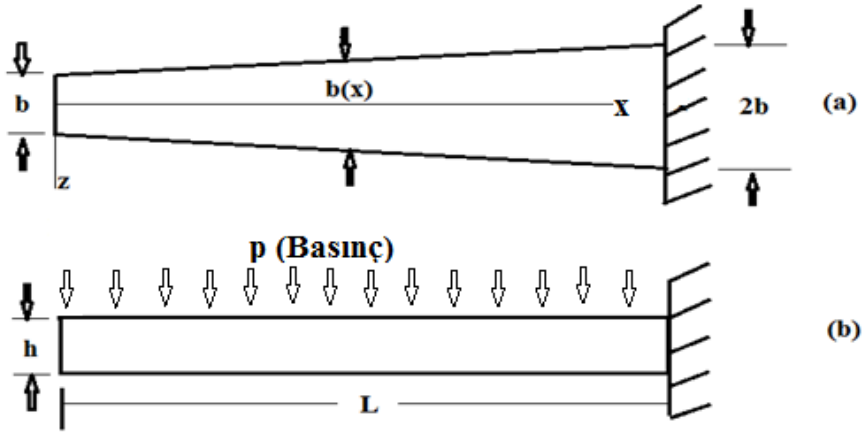
2.1 Mukavemet Hesapları ve Modelleme

Şekil 2.1'de tipik bir CFM-56 motorunun fan kanatçığı gösterilmiştir. Fan kanatçığı üzerinde akışın daha düzgün akması için bir akış düzenleyici mevcuttur. Kanatçık yüzeyleri arasında basınç farkı oluşacaktır ve bu basınç farkı kanatçık dipleri ve fan gövdesi üzerinde gerilmeler oluşturacaktır.



Şekil 2.1: CFM56 motorunun fan kanatçığı

Motor fan kanatçıkları sürekli bir basınç eğilmesine maruz kalmaktadır. Değişen kesitli kiriş için sabit basınç yükü altındaki deformasyon ve gerilme hesapları şu şekilde yapılmaktadır.



Şekil 2.2: Değişken kesitli bir ankastre kiriş

Şekil 2.2'de daralan bir kesite sahip ankastre bir kirişin üstten (a) ve yandan (b) görünüşleri verilmiştir. Bu sistemdeki sehim eğilme denkleminin çözülmesi ile belirlenir. Eğilme denklemi,

$$EI_{zz}\left(\frac{d^2w}{dx^2}\right) = M(x) \tag{2.1}$$

ile ifade edilmektedir. Denklem (2.1) ile atalet momenti

$$I_{zz} = \frac{b(x)h^3}{12} \tag{2.2}$$

hesaplanabilir. Denklem (2.2)'de b(x) değişen kesit genişliğidir ve

$$b(x) = b + 2\left(\frac{b}{2L}x\right) = b\left(1 + \frac{x}{L}\right) \tag{2.2a}$$

ile hesaplanır.

$$I_{zz} = \frac{bh^3}{12}\left(1 + \frac{x}{L}\right) \tag{2.3}$$

$$M(x) = F\left(\frac{\frac{1}{3}\left(2b + b(x)\right)}{b + b(x)}x\right) \tag{2.4}$$

$$F = pA = \frac{p\left(b + b(x)\right)}{2}x \tag{2.4a}$$

$$M(x) = \left[\frac{p\left(b + b(x)\right)}{2}x\right]\left(\frac{\frac{1}{3}\left(2b + b(x)\right)}{b + b(x)}x\right) = p\frac{b}{6}\left(3x^2 + \frac{x^3}{L}\right) \tag{2.5}$$

olacaktır. I_{zz} z eksenindeki atalet momentidir. Böylece eğilme denklemi

$$\frac{Ed^2w}{dx^2} = \frac{\left(-\frac{2p}{h^3}\right)(3Lx^2 + x^3)}{L + x} \tag{2.6}$$

halini alır. Denklem (2.6)'da her iki tarafın x'e göre integrali alınırsa ve $-\frac{2p}{h^3}$ sabit olduğundan $A = -\frac{2p}{h^3}$ olarak seçilirse eğim

$$\frac{Edw}{dx} = A\left[2L^3 \ln(|x + L|) + \frac{x^3 + 3Lx^2 - 6L^2x}{3} + c_1\right] \tag{2.7}$$

olacaktır. Denklem (2.10)'un x'e göre tekrar integrali alınırsa yer değiştirme

$$\frac{E}{A}w = \int (\frac{x^3 + 3Lx^2 - 6L^2x}{3})dx - 2L^3 \int \ln(|L + x|)\, dx + c_1x + c_2 \tag{2.8}$$

olur. Denklem (2.8) de $t = L + x$ dönüşümü yapılıp; $u = lnt$,$dt = dx$,$du = \frac{dt}{t}$ seçilecektir. Bu değişkenlere göre Denklem (2.8)'in integrali alınıp değişken değerleri yerine yazılırsa Denklem (2.8)

$$\frac{E}{A}w = \frac{(24L^3x + 24L^4)\ln(x + L) + x^4 + 4Lx^3 - 12L^2x^2 + (-24L^3x)}{12}$$

$$+c_1x + c_2 \tag{2.9}$$

halini alacaktır.

Kiriş için sınır şartları $x = L$ de

$$w = 0, \frac{dw}{dx} = 0$$

Bu durumda

$$c_1 = -2L^3\left(\ln(2L) - \frac{1}{3}\right) \tag{2.9a}$$

$$c_2 = -L^4\left(2\ln(2L) - \frac{23}{12}\right) \tag{2.9b}$$

olur. Böylece yer değiştirme denkleminin son hali

$$\frac{E}{A}w = \frac{(24L^3x + 24L^4)\ln(x+L) + x^4 + 4Lx^3 - 12L^2x^2 + (-24L^3x)}{12}$$

$$-2L^3\left(\ln(2L) - \frac{1}{3}\right)x - L^4\left(6\ln(2L) - \frac{35}{12}\right) \qquad (2.10)$$

olur. Denklem (2.10) ile kirişteki yer değiştirme bulunacaktır. Burada E malzeme elastisite modülünü, L kiriş uzunluğunu ifade etmektedir.

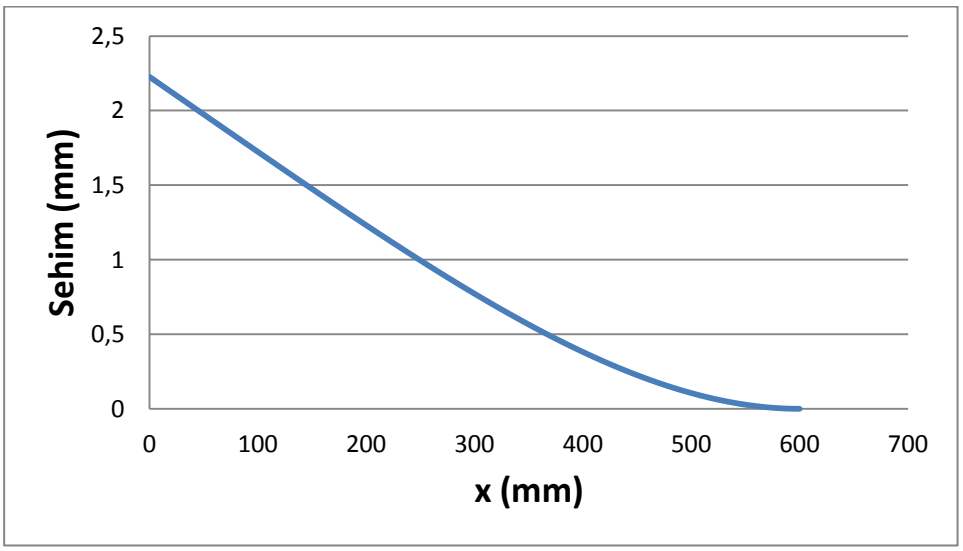
Kiriş üzerinde oluşacak normal gerilmeler

$$\sigma_x = \frac{M_x z}{I_{zz}} \qquad (2.11)$$

denklemi ile hesaplanır. $z = \frac{h}{2}$ için Denklem (2.5) yardımıyla Denklem (2.11)

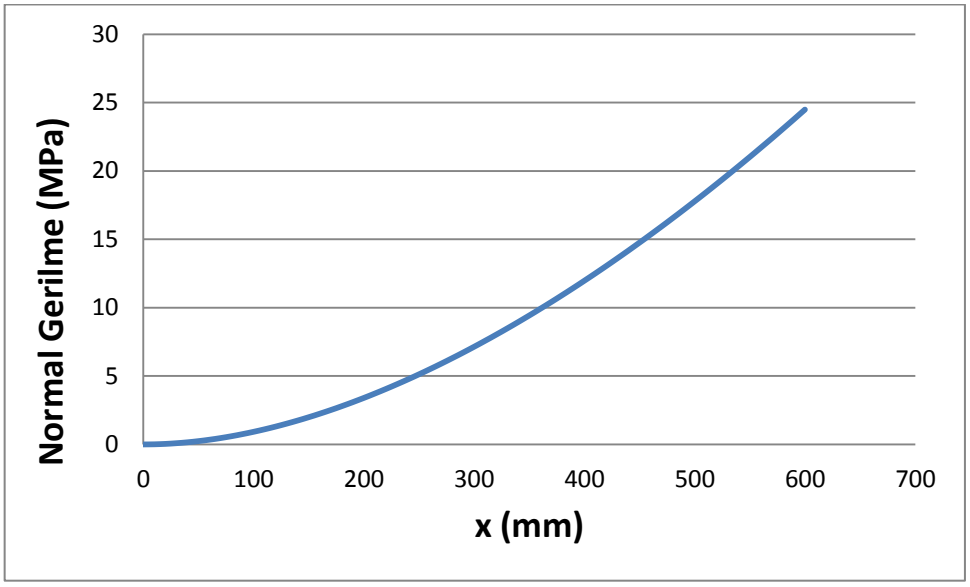
$$\sigma_x(x) = \frac{p\frac{bh}{12}\left(3x^2 + \frac{x^3}{L}\right)}{\frac{bh^3}{12}\left(1 + \frac{x}{L}\right)} = \frac{p(3Lx^2 + x^3)}{h^2(L+x)} \qquad (2.12)$$

son halini alacaktır. Denklem (2.12)'de p kiriş yüzeyine etki eden basıncı göstermektedir. 3.4 kPa basınç etkiyen ,uzunluğu 600 mm, b=150 mm, h=50 mm olan çelik malzemeli bir kiriş için Denklem (2.10) ile sehim miktarı w=2.23 mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 2.3: Değişken kesitli kiriş sehim değişimi eğrisi

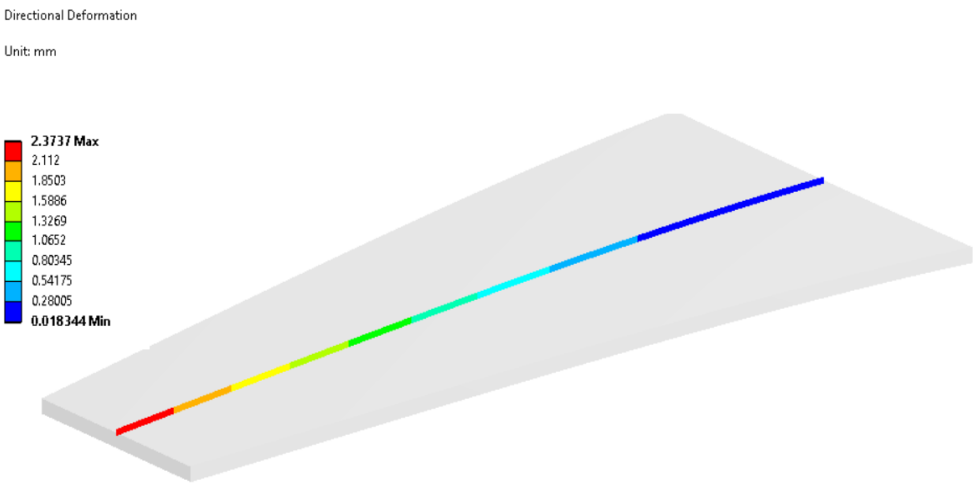
Şekil 2.2'teki değişen kesitli kirişte 3.4 kPa basınç yükü ile meydana gelen sehim değişimi Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi x=0 için sehim 2.23 mm olacaktır.



Şekil 2.4: Değişken kesitli kiriş gerilme değişim eğrisi

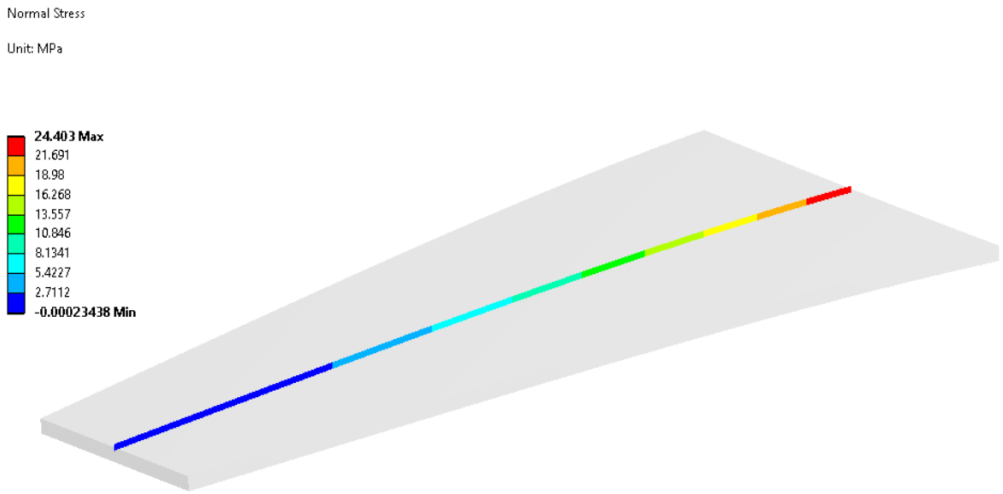
Şekil 2.4'te uzunluk boyunca maksimum gerilmelerin değişimi gösterilmiştir. Gerilmeler Denklem (2.12) ile hesaplanmıştır.

Sonlu elemanlar analizleri ile w=2.37 bulunmuştur ve Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Sonlu elemanlar analizinde kesme kuvvetlerinin oluşturacağı gerilmelerin fazladan eğilmeye neden olacağı bellidir. Analizler ile analitik hesaplar arasında %6.3 hata payı vardır.



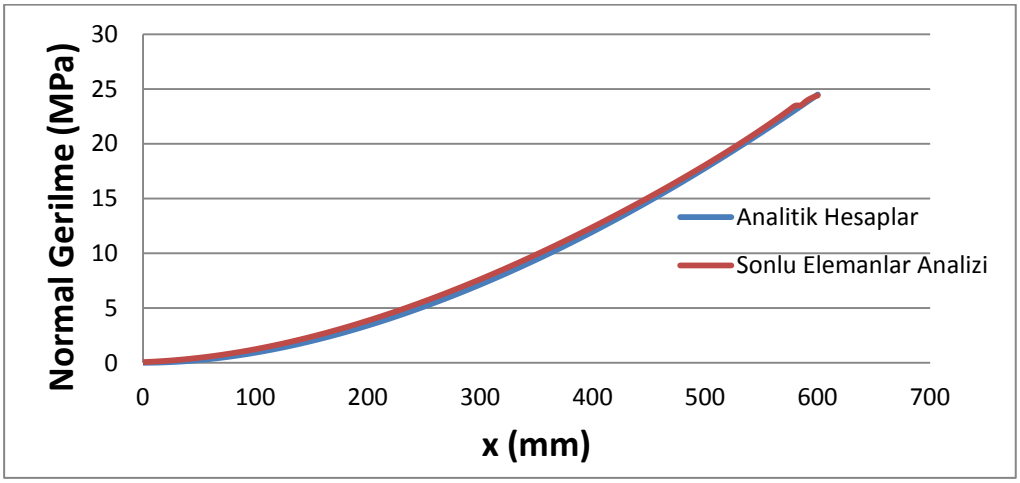
Şekil 2.5: Değişken kesitli kiriş sehim

Denklem (2.12) ile gerilme hesabı yapılırsa kirişin orta kesitinde meydana gelecek maksimum normal gerilme 24.48 MPa çıkmaktadır. Şekil 2.6'da kiriş için yapılan sonlu elamanlar analizinin gerilme dağılımı gösterilmiştir. Tekil noktaları ihmal edersek normal gerilmeler analitik hesaplara yakın çıkmaktadır. Analiz sonucunda maksimum gerilme 24.40 MPa çıkmaktadır. Analitik hesaplar ile sonlu elemanlar çözümü arasında %0.3 hata vardır.



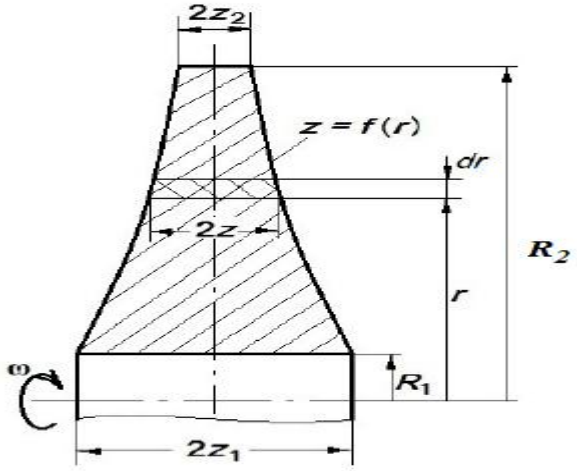
Şekil 2.6: Değişken kesitli kiriş normal gerilme dağılımı

Şekil 2.7'de analitik hesaplar ile sonlu elemanlar analiz sonuçlarının karşılaştırması yapılmıştır. Gerilme analizleri ile analitik hesaplamaların sonuçları birbirlerine yakındır. Sonlu elamanlar çözüm sonuçlarının analitik hesaplara yakın çıkması sonlu elemanlar modelinin doğrulanması açısından önem kazanmaktadır.



Şekil 2.7: Analitik hesaplar ile sonlu elemanlar analiz sonuçların karşılaştırılması

Ayrıca diğer bir örnek olarak dönen disk alınmıştır. Atalet momentleri yüksek olan parçaların yüksek hızlarda dönmeleri aerodinamik ve yapısal sorunlar yaratmaktadır. Dönen disk yapıların yapısal deformasyon ve gerilmelerine etki eden parametreler Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8: Dönen disk parametreleri [5]

Şekil 2.8'de görüldüğü gibi diskin yan taraflarındaki eğri $f(r) = z$ ile ifade edilmiştir [5]. R_1 diskin göbek boşluğu olup, R_2 ise diskin üst noktasını ifade etmektedir. Dönüş hızı ω, ve diskin her kesitinin kalınlığı z ile gösterilmiştir. Bütün bunlar bilindikten sonra Hooke kanununa göre eksenel yer değiştirme ihmal edilirse, göbekten r kadar uzaklıktaki uzama

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{z}\frac{dz}{dr}\right)\frac{du}{dr} + \frac{1}{r}\left(\frac{v}{z}\frac{dz}{dr} - \frac{1}{r}\right)u + \frac{1-v^2}{E}\rho\omega^2.r = 0 \qquad (2.13)$$

formülü ile hesaplanabilir. [5] Denklem (2.13) z boyutunun r ile değişmediği durum için tekrar düzenlenirse

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{1}{r^2}u + \frac{1-v^2}{E}\rho\omega^2 r = 0 \qquad (2.14)$$

halini alacaktır. Denklem (2.14) ikinci dereceden lineer adi diferansiyel denklemdir. Bu denklem çözülürse

$$u(r) = -\frac{1-v^2}{8E}\rho\omega^2 r^3 + \frac{c_1(r^2+1)}{r} + \frac{ic_2(r^2-1)}{2r} \qquad (2.15)$$

denklemi elde edilir.

Mil deliği olan bir disk için, P_1 ve P_2 basınçlarına maruz kalan bir diskin teğetsel ve radyal gerilmeleri

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2(R_2^2 - R_1^2)[(3+u).(R_1^2R_2^2 + (R_1^2 + R_2^2)r^2) - (1+3u)r^4]}{8(R_2^2 - R_1^2)r^2}$$

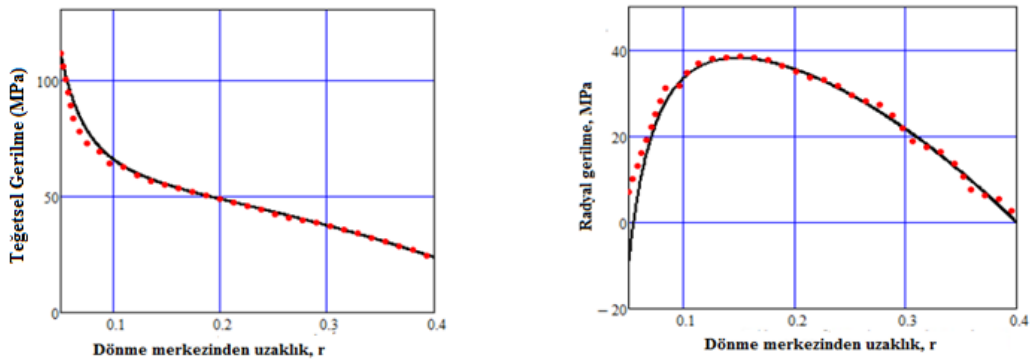
$$+\frac{P_1.R_1^2.(r^2 + R_2^2)P_2.R_2^2(r^2 + R_1^2)}{R_2^2 - R_1^2}.r^2 \qquad (2.16)$$

$$\sigma_r = 8P_1R_1^2\frac{(R_2^2 - r^2)}{8r^2(R_1^2 - R_2^2)}$$

$$-\frac{(r^2 - R_1^2)\left(8P_2R_2^2 + (3+u)\rho\omega^2(r^2 - R_2^2)(R_1^2 - R_2^2)\right)}{8r^2(R_1^2 - R_2^2)} \qquad (2.17)$$

ile hesaplanır. Denklem (2.15) ve Denklem (2.16)'da P_1 mil deliğine etkiyen basıncı, P_2disk yüzeyine etkiyen basıncı göstermektedir. R_1 ve R_2 sırasıyla disk mil yarıçapı ve disk dış çapıdır. Disk dönü hızı ω ile gösterilmiştir ve ρ disk malzemesi yoğunluğunu ifade etmektedir.

Şekil 2.9'da Şekil 2.8'deki gibi dönen bir disk için gerilmeler gösterilmiştir. Burada örnek olarak çizilen grafiklerde $P_1 = 10MPa$, $P_2 = 0$, $\omega = 315\ s^{-1}$, $R_1 = 0.05\ m$, $R_2 = 0.4\ m$, Poisson oranı $v = 0.3$, $\rho = 7800\ kg/m^3$ ve $E = 200\ GPa$ olarak belirlenmiştir[5].



Şekil 2.9: Dönen diskin gerilme değişimi [5]

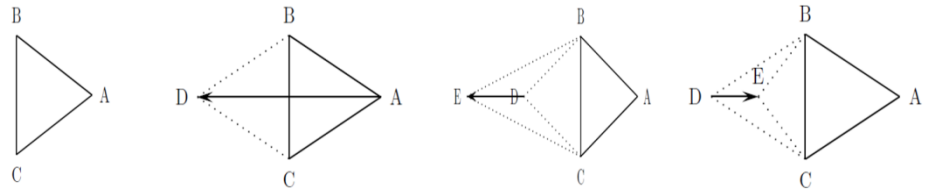
Şekil 2.9'da gösterilen grafikte sürekli çizgi analitik hesaplar ile elde edilen sonuçları göstermektedir. Noktasal değerler ise Autodesk programı ile elde edilen gerilme değerlerini göstermektedir. Görüldüğü gibi analitik sonuçlar ile sonlu elemanlar sonuçları birbirine çok yakın çıkmaktadır.

2.2 Optimizasyon Yöntemleri ve Algoritmaları

Optimizasyon analizleri sırasında modeFRONTIER programı kullanılmıştır. ModeFRONTIER optimizasyon algoritmalarından Simplex ve MOGA II algoritmalarının çözüm metotları karşılaştırılmıştır.

Simplex metodunun yansıma aşamasında yansıma değerleri oluşturulur. Örneğin A,B,C noktalarını düşünelim. Bu yöntemde bu noktalardan hedef için en kötü olan nokta yansıma denilen yöntem ile ötelenir. Bu öteleme o noktanın hep tersi yönünde olduğundan yansıma ile oluşacak değer daha uygun bir değer olacaktır.

Şekil 2.10'da Simplex metodunun aşamaları gösterilmiştir. Burada A noktası hedef için kötü bir nokta olduğundan yansıma ile yeni bir D noktası oluşturulmuştur. Oluşan D noktası daha iyi bir değerdir. Matematiksel olarak bu işlem $D = (1+\alpha)H - \alpha A$ şeklinde ifade edilir [6]. Burada α yansıma katsayı ve sıfırdan büyük bir sayı, H ise A noktası dışındaki B,C noktalarının orta noktasıdır.



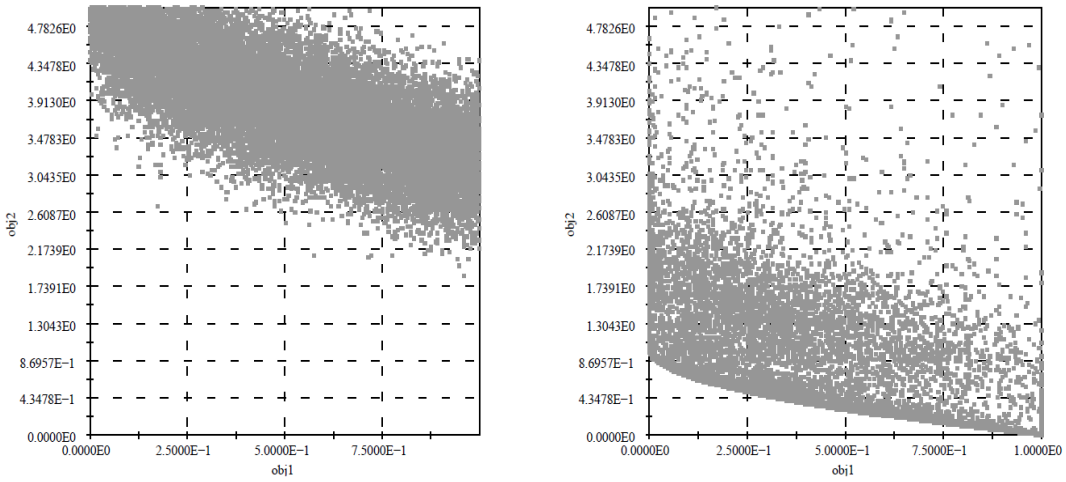
Şekil 2.10: Simplex metodu aşamaları [6]

Genişleme aşamasında yeni bir E noktası oluşturulur. E noktası D noktası kullanılarak bulunur. Matematiksel olarak bu E noktası $E = \beta D - (1-\beta)H$ şeklinde ifade edilir. Burada β genişleme katsayısıdır ve $\beta > 1$ olarak tanımlanır. Bu aşamadan sonra oluşan E noktası daha iyi bir nokta değilse çözüm sırasında optimum değerden uzaklaşılmış olunacaktır. Dolayısıyla daralma aşamasına geçilecektir. Daralma aşamasında oluşturulacak E noktası genişlemede kullanılacak $E = \beta D - (1-\beta)H$ formülü ile aynıdır. Ancak β, $0 < \beta < 1$ şeklinde tanımlanmaktadır [6].

Çok boyutlu algoritmaların hepsinde sonlandırma kriterleri hassastır. Simplex algoritmasında türev kullanılmadığı için, hedef fonksiyonu gradyanına dayalı bir sonlandırma kriteri yoktur. Bu nedenle Simplex metodu belirli bir toleransın altındaki bir değere ulaşınca çözüm sonlanacaktır.

Pareto teorisi en uygun çözümü bulabilmek için değişkenler içerisinden yeni seçkin kümeler oluşturur. Pareto teorisinde tek bir amaç söz konusu olduğunda, hedef belirlemede her aşamada en iyi sonuca en uygun olacak şekilde seçkin kümeler oluşturulur.

Şekil 2.10'da 25000 dizayn noktasının arasından MOGA II algoritması ile bir test fonksiyonu kullanılarak oluşturulan yeni dizayn noktaları gösterilmiştir [7]. Şekildeki yöntemde konveks bir Pareto fonksiyonu kullanılarak sağda bulunan dizayn noktası topluluğu oluşturulmuştur.



Şekil 2.11: Pareto sınırlandırma yöntemi [7]

2.2.1 Pearson korelasyonu

Pearson teorisi birbiri ile lineer bağlantılı olan iki değişkenin korelasyon faktörlerini bulmak için uygun bir yöntemdir. Bu korelasyon değerleri +1 ile -1 arasında değişmekle beraber değişkenlerin eşdeğerliliğinin değişkenlerin standart sapmalarına bölümü ile elde edilir[8].

$$\rho_{X,Y} = \frac{eşd(X,Y)}{\sigma_X \sigma_Y} \tag{2.18}$$

ile gösterilir.

$$eşd(X,Y) = E[(X-\mu_X)(Y-\mu_Y)] \tag{2.19}$$

σ_X Standart sapma, μ_X X sayılarının ortalamasıdır. E ise varsayım olarak ifade edilir.

2.2.2 Optimizasyon için sınır şartları ve hedef fonksiyonu

Optimizasyon için en az bir hedef fonksiyonu gerekmektedir. Bu çalışmada hedef kütlenin minimize edilmesi olacağından kütle ifadesi

$$m = \rho V$$

ile ifade edilir. Burada ρ değişmediğinden, V hacim değişimi kütleyi değiştirecektir. Hacim ise boyutsal bir büyüklük olduğundan tasarım boyutlarının tümü kütleyi etkileyecektir. Burada asıl belirlenmesi gereken girdi parametrelerinin kütleye olan etkileridir. Bazı girdi parametreleri hedef fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları üzerinde çok büyük değişimler oluşturmaktadır. Bu tür parametrelerin korelasyon katsayıları yüksek çıkacaktır.

Bir tarafından ankastre sınır şartı bulunan değişen kesitli bir kiriş için sehim Denklem (2.10) ile hesaplanmaktaydı. Girdi parametreleri olarak b,h ve L boyutlarının değişken olduğunu kabul edersek kütle

$$m_{kiriş} = \frac{\rho\big(b+b(x)\big)hL}{2} \tag{2.20}$$

olacaktır. Hedef fonksiyonu

$$f(b,h,L) = \frac{\rho\big(b+b(x)\big)hL}{2} \tag{2.21}$$

olur. Kiriş için sehim ve gerilmeler kısıt olarak kabul edilirse Denklem (2.10) ile sehim kısıt fonksiyonu

$$g_1(b,h,L) = A\frac{(24L^3x+24L^4)\ln(x+L)+x^4+4Lx^3-12L^2x^2+(-24L^3x)}{12E}$$

$$-\frac{A}{E}2L^3\left(\ln(2L)-\frac{1}{3}\right)x-\frac{A}{E}L^4\left(6\ln(2L)-\frac{35}{12}\right)\leq B \tag{2.22}$$

olacaktır. B değeri kiriş sisteminde kısıt değeri olabilir. Gerilme için kısıt fonksiyonu Denklem (2.12) kullanılarak

$$g_2(b,h,L) = \frac{p(3Lx^2 + x^3)}{h^2(L+x)} \leq \sigma_{Akma} \tag{2.23}$$

şeklinde belirlenecektir.

Kütlenin minimize edilmesi isteniyorsa değişen b, h ve L değerleri için Denklem (2.22) ve Denklem (2.23)'ü sağlayan $f(b,h,L) = f_{minimum}$ değeri bulunmaya çalışılacaktır.

Bu optimizasyon çalışmasında örnek gösterilen kirişin hedef ve kısıt fonksiyonlarına benzer bir sistem vardır. Ancak denklemler analitik olarak fan geometrisi için ifade edilmemiştir. Bunun yerine ANSYS sonlu elemanlar yazılımı içerisinde geometri boyutları girdi parametreleri olarak belirlenmiştir. Kısıt fonksiyonlarından uzama için fan kanatçıkları ile motor gövdesi arasında bulunan açıklık miktarı belirlenmiştir. Diğer bir kısıt fonksiyonu olarak fan üzerinde oluşacak maksimum gerilmenin 1.1 emniyet katsayısı ile oluşması istenmektedir.

3. TASARIM VE MODELLEME

Bu çalışmada optimizasyonu yapılacak olan fanın çapı 1.55 m olarak belirlenmiştir. Fan kanatçıkları ile turbofan motoru dış gövdesi arasındaki kanat ucu boşluğunun maksimum 0.03 m olabileceği bir tasarım düşünülmektedir. Bu nedenle fanın çalışma şartları içerisinde kanat ucu uzamalarının bu değerin altında olması amaçlanmaktadır.

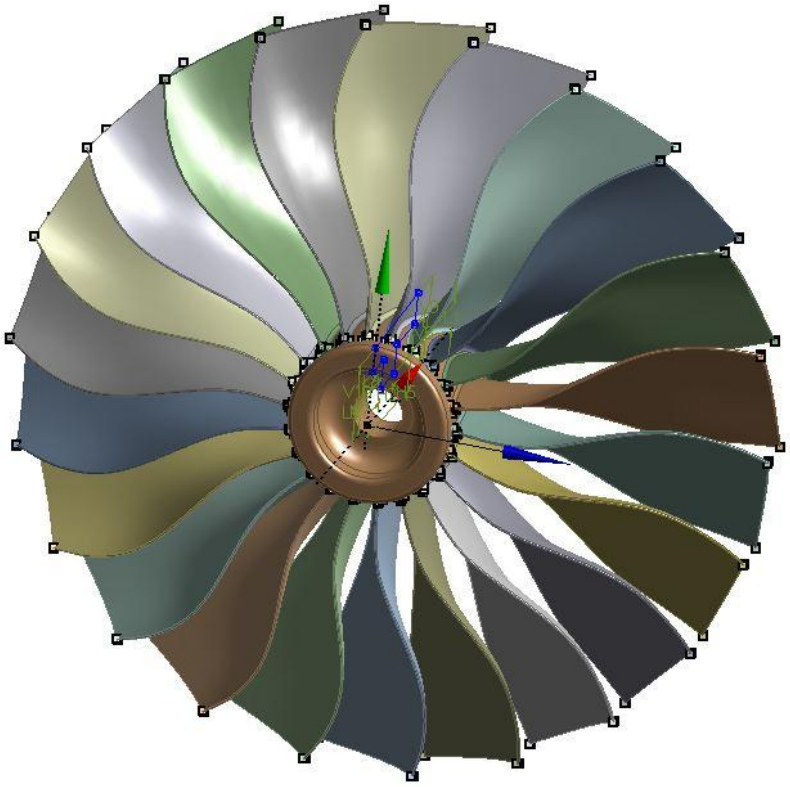
Optimizasyon sırasında fan malzemesi olarak Al 7050-T7651 ile Ti-6Al-4V malzemeleri denenecektir. Yapının çalışma şartlarında yapısal sınırlar içerisinde kalacak şekilde ağırlığının azaltılması amaçlanmaktadır.

Al 7050-T7651 ve Ti-6Al-4V malzemelerinin mekanik özellikleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1: Al 7050-T7651 ile Ti-6Al-4V malzemelerinin mekanik özellikleri

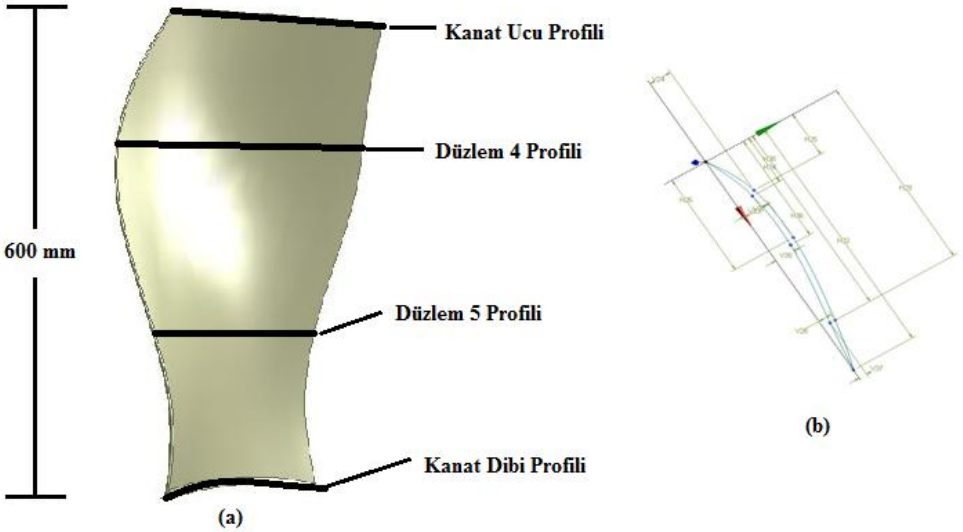
	Al 7050-T7651	**Ti-6Al-4V**
Yoğunluk	2830 kg/m^3	4430 kg/m^3
Elastisite Modülü	71.7 GPa	113.8 GPa
Poisson oranı	0.33	0.342
Nihai Dayanım	552 MPa	950 MPa
Akma Dayanımı	490 MPa	880 MPa
Sertlik (Rockwell)	53	36
Kayma Modülü	26.9 GPa	44 GPa

Yapısal dayanımların belirlenmesi sırasında sistem yapısal emniyet katsayısı 1.1 olarak belirlenmiştir. Küçük bir emniyet katsayısı seçilmiş olması ile sistem dayanım sınırlarına çok yakın bir model bulunacaktır ve en iyi modelin bulunması sırasında bu sınır önemli bir etkendir.



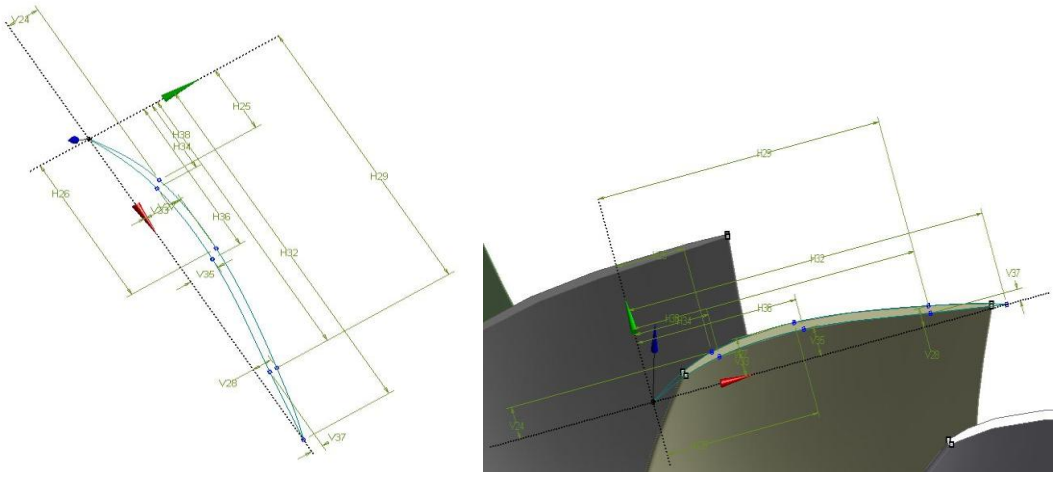
Şekil 3.1: Fan tasarımı parametrik geometri çizimleri

Şekil 3.1'de başlangıç fan tasarımı gösterilmektedir. Tasarlanan modelde 22 kanatçık bulunmaktadır. Kanatçıklar 2^{o} hücum açısı ile konumlandırılmıştır. Kanat profilleri 4 kademe halinde modellenmiş ve profil pozisyonları optimizasyon analizleri için girdi olarak kullanılacaktır.



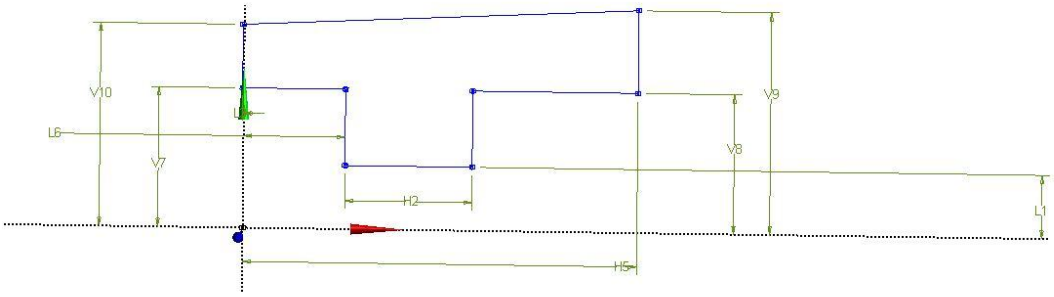
Şekil 3.2: Fan kanatçığı parametrik tasarım profil pozisyonları

Şekil 3.2'de fan kanatçığı parametrik tasarım profil pozisyonları gösterilmiştir. Kanatçık boyu 600 mm'dir. Kanatçık boyları 600 mm olarak sabit tutulmuştur. Düzlem 4 ve Düzlem 5 pozisyonları üç eksende yer değiştirebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu düzlemlerin yer değiştirmesi ile yeni kanatçık tasarımları oluşturulacaktır.



Şekil 3.3: Fan kanat ucu profili ve çizim parametreleri

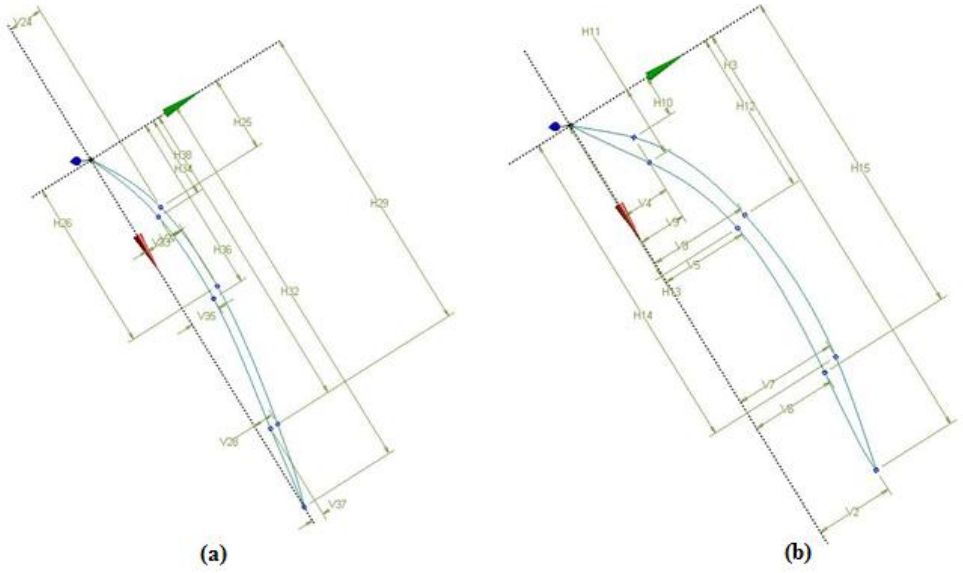
Şekil 3.3'te görüldüğü gibi fan gövdesi ve fan kanat profilleri belirli çizim düzlemleri üzerinde çizilmiştir. Bu düzlemlerin konumları ve fan gövdesi çizim boyutları parametrik tasarlanmıştır. Bu parametreler daha sonra modeFRONTIER programında yapılacak optimizasyon analizleri için kullanılacak parametrelerden bazılarıdır.



Şekil 3.4: Fan gövdesi Çizim9 boyutsal parametreler

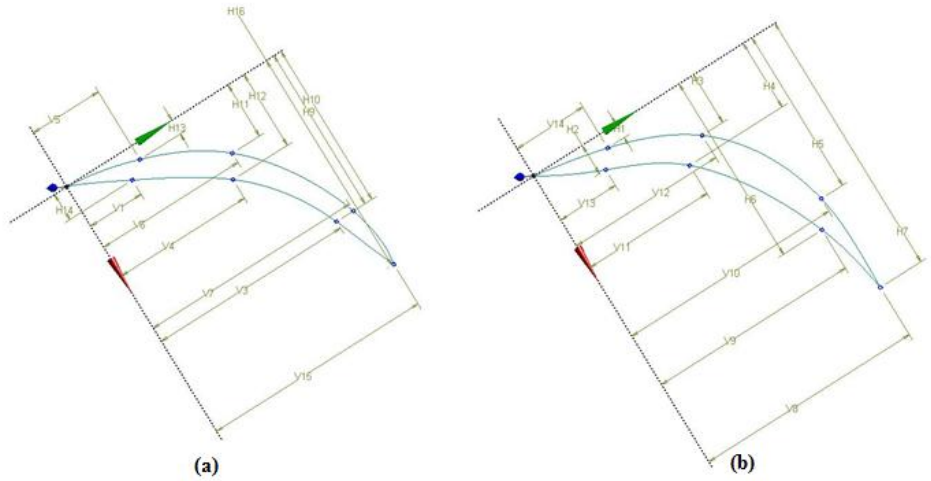
Fan gövdesi için belirlenen çizim Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Optimizasyon sırasında bu değişkenlerin belirlenen sınırlarda yine daha önceden belirlenmiş değişim adımları ile yeni değerler oluşturulması sağlanacaktır.

Optimizasyon sırasında fan gövdesi parametreleri Çizim 9. Olarak adlandırılmıştır.



Şekil 3.5: (a) Düzlem 1 Çizim 1 (b) Düzlem 4 Çizim 2

Şekil 3.5'te Düzlem 1 ve Düzlem 4'te çizilmiş kanat profilleri gösterilmiştir. Düzlem 1 kanat ucu düzlemidir ve referans düzlem kabul edilmiştir. Bu profillerin x,y ve z eksenlerindeki konumları değiştirilerek farklı kanat formları elde edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 3.6: (a) Düzlem 5 Çizim 6 (b) Düzlem 6 Çizim 7

Şekil 3.6'da Düzlem 5'te ve Düzlem 6'da çizilmiş kanat profilleri gösterilmiştir. Düzlem 1 kanat ucu düzlemidir ve referans düzlem kabul edilmiştir. Bu profillerin x,y ve z eksenlerindeki konumları değiştirilerek farklı kanat formları elde edilmeye çalışılmıştır.

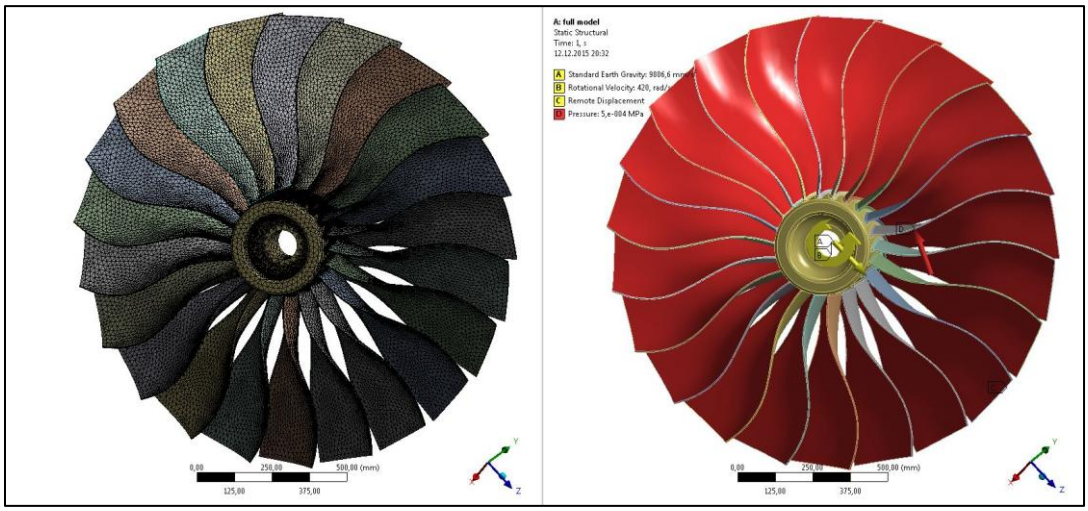
Çizelge 3.2: Fan tasarım parametreleri

Tasarım Parametresi	Başlangıç Değeri (mm)
Düzlem 4 Ofset x	40
Düzlem 4 Ofset y	55
Düzlem 5 Ofset x	50
Düzlem 5 Ofset z	500
Çizim9_h2	100
Çizim9_h5	310
Çizim9_l3	1
Çizim9_l6	80
Çizim9_v7	110
Çizim9_v8	110
Çizim9_v9	175
İç_radyus	40
Dip_radyusları	8

Çizelge 3.2'de fan tasarım parametreleri gösterilmiştir. Bu değerler başlangıç tasarımı için verilmiştir. Optimizasyon sırasında her parametre için alt ve üst sınır değerleri verilecektir. Parametreler alt ve üst sınırlar arasında belirlenen adım aralıkları ile değişecektir. İç radüs fan gövdesi iç radüsüdür. Dip radüsleri ise kanatçıkların fan gövdesi ile birleştiği bölgelerde tasarım sırasında belirlenen radüsleridir.

Şekil 3.7'de fanın sonlu elemanlar ağ yapısı ve sınır şartları gösterilmektedir. Optimizasyon analizleri için 230520 elemana sahip bir sonlu elemanlar ağ yapısı mevcuttur. Bu sonlu elemanlar ağ yapısı birkaç deneme ile analiz sonuçlarında tekil bir nokta oluşmamasının yanında gerilme ve deformasyon değerlerinin artık neredeyse hiç değişmediği ağ yapısıdır. Ortalama eleman kalitesi 0,82 olarak belirlenmiştir. ANSYS eleman kalitesi ile elemanların şekilsel olarak uygunluğunu göstermektedir. Bu kalite ANSYS çözümleri için iyi sonuç verecek bir eleman kalitesidir.

Fan sınır şartı olarak fan gövdesi mil deliği yüzeyinden tutulmuştur. Yükleme şartı olarak 4200 RPM dönüş hızı, yer çekimi kuvveti ve basınç yükü etki ettirilmiştir. Basınç yükü hesapları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3. 7: Fan sonlu elemanlar ağ yapısı ve sınır şartları

Optimizasyon çözümleri sırasında sistem optimizasyonunun yanında çözüm süresinin de kısa olabilmesi amaçlanmıştır.

Fan kanatçıklarına etkiyen basınç değerleri için basit bit turbo makine hesabı yapılmıştır. CFM 56-7 motorunun itkisi 86.7 kN'dur.

$$F = PV \tag{3.1}$$

Denklem (3.1)'de F=86.7 kN, V=900 km/saat olarak belirlenmiştir. Buradan değerler yerine koyulursa motor gücü

$$P = 2.1675x10^{6}\ N.m/saniye$$

bulunur.

$$P = T\omega \tag{3.2}$$

ile tork bulunur. Buradan $\omega = 420\ rad/sn$ için

$$T = 5160.7\ N.m$$

bulunur. Fan torkunun kanatçıklara etkiyen basınç yüklerinin oluşturacağı tork ile aynı olacağı varsayılırsa

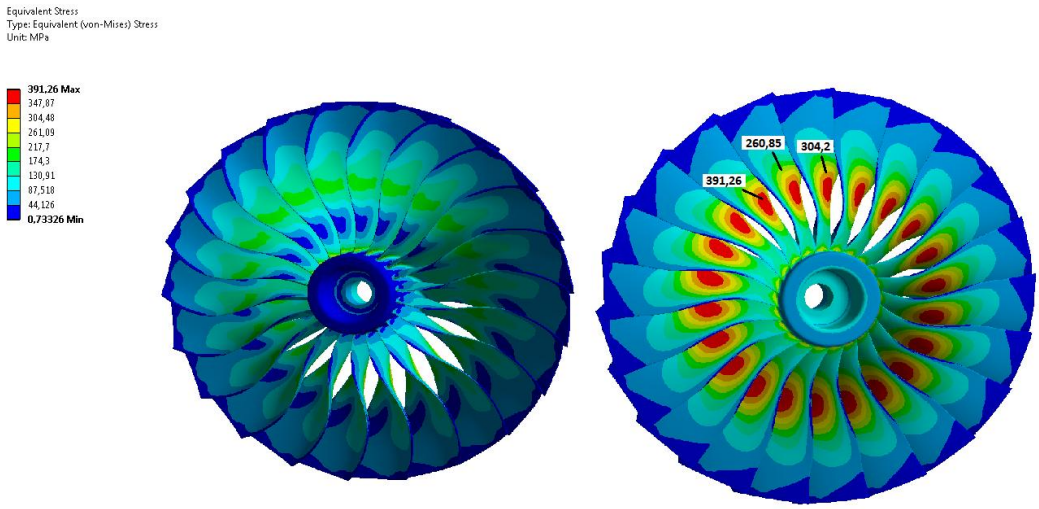
$$T = PN_{kanatçık}R_{etkin}A_{kanatçık} \tag{3.3}$$

denklemi ile A=1.66x10^5 mm^2, $R_{etkin} = 450\ mm$, $N_{kanatçık} = 22$ için

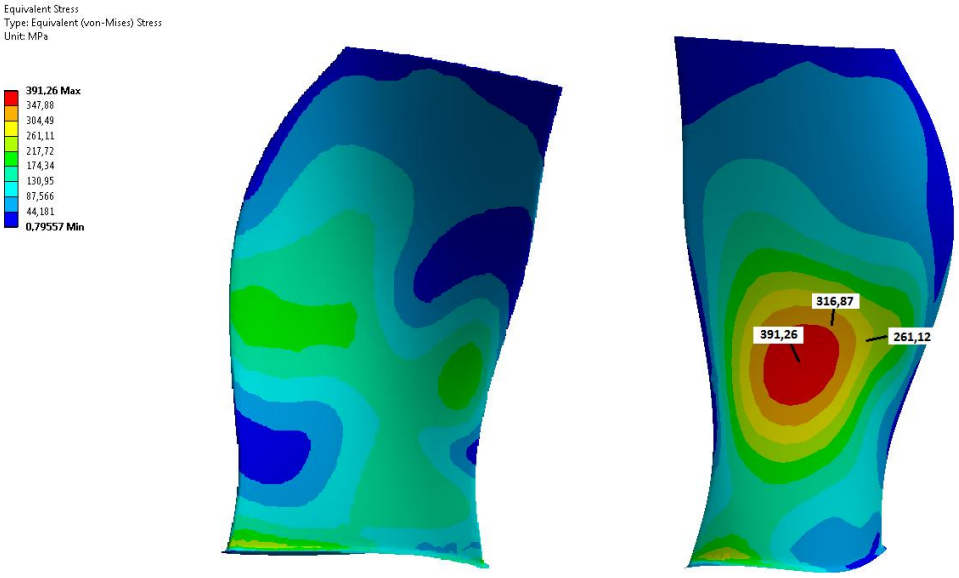
$$p = 3.14\ kPa$$

bulunur.

Başlangıç tasarımı için, fan malzemesi AL 7050-T7651 olarak seçilirse fan kütlesi 165.5 kg olacaktır. Malzeme olarak Ti-6Al-4V seçilirse malzeme kütlesi 276.0 kg olmaktadır. Optimizasyon ile amaç bu kütleyi düşürmektir.

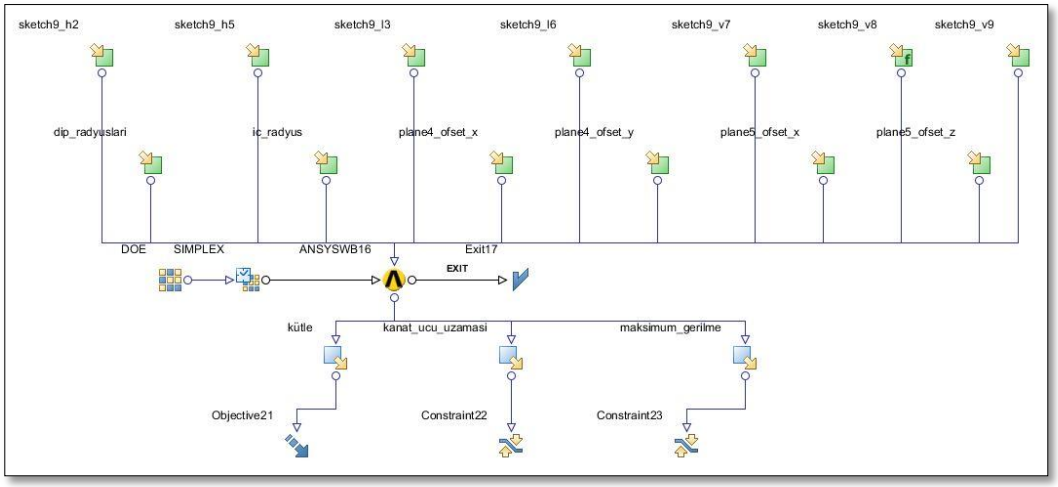


Şekil 3.8: Alüminyum malzeme fan için gerilme dağılımı



Şekil 3.9: Alüminyum fan için kanatçık gerilme dağılımı

Şekil 3.8'de ve Şekil 3.9'da optimizasyon aşamasında modeFRONTIER programının ANSYS ile çözüm yaptıktan sonra alacağı gerilme sonuçları gösterilmiştir. Optimizasyon sırasında belirlenen her yeni tasarım çözücü program ile çözüldükten sonra maksimum kanat ucu uzaması, maksimum Von Mises gerilmesi ve fan kütlesi değerleri çıktı olarak alınacaktır.



Şekil 3.10: Optimizasyon için modeFRONTIER akış şeması

Şekil 3.10'da modeFRONTIER akış şeması gösterilmiştir. Akış şemasında görüleceği gibi program optimizasyon için değişken girdiler istemektedir. Bu çalışmadaki optimizasyon sırasında 13 fraklı değişken girdi tanımlanmıştır. Bu değişkenlerden 2 tanesi birbiri ile bağımlı değişken olup diğer tüm değişkenler bağımsız değişkenlerdir.

DOE (Design of Experiment) ile görünen kısım optimizasyon için başlangıç değerlerini bulundurmaktadır. Herhangi bir optimizasyon için en az 3 başlangıç noktası gerekmektedir. Bu çalışmada toplam 30 başlangıç noktası tanımlanmıştır.

ModeFRONTIER akış şemasında maktıksal bir sonlandırma operatörü bulunmaktadır.

Çizelge 3.3'te modeFRONTIER optimizasyonu sırasında kullanılan başlangıç tasarım değişkenleri gösterilmiştir. Tasarım değişkenleri için başlangıç değerleri atanmıştır. Bu değerler rastgele verilebilmekle beraber belirli algoritmalar ile de verilmiştir. Daha önce bahsettiğimiz SOBOL algoritması ile 20 farklı optimizasyon tasarımı belirlenmiştir. Bu tasarımlar ilk tasarımlar olup optimizasyon algoritmalarının en iyi tasarımı bulmasındaki önemli etkenlerdendir. Tasarım uzayının büyüklüğü ve parametrelerin değişim adımları optimizasyon sonucunu büyük ölçüde etkilemektedir.

Çizelge 3. 3: Optimizasyon için belirlenen tasarım değişkenleri tablosu

	M	CATEGORY	dip_rady...	ic_radyus	plane4_...	plane4_...	plane5_...	plane5_...	sketch9...	sketch9...	sketch9...	sketch9...	sketch9...	sketch9...	sketch9...
0		SOBOL	8.0000E0	4.0000E1	-4.0000E1	-5.5000E1	5.0000E1	-5.0000E2	1.0000E2	3.1000E2	1.0000E0	8.0000E1	1.1000E2	1.1000E2	1.7500E2
1		SOBOL	8.0000E0	4.0000E1	-4.0000E1	-5.5000E1	0.0000E0	-5.0000E2	1.0000E2	3.1000E2	1.0000E0	8.0000E1	1.1000E2	1.1000E2	1.7500E2
2		SOBOL	8.0000E0	4.0000E1	-4.0000E1	-5.5000E1	5.0000E1	-5.5000E2	1.0000E2	3.1000E2	1.0000E0	8.0000E1	1.1000E2	1.1000E2	1.7500E2
3		SOBOL	1.0000E1	5.6000E1	-6.0000E1	-3.0000E1	4.4000E1	-4.9000E2	9.5000E1	3.2000E2	5.7500E0	6.5000E1	1.2312E2	1.2312E2	1.8300E2
4		SOBOL	7.0000E0	3.6000E1	-3.0000E1	5.0000E0	1.1000E1	-5.4000E2	7.0000E1	3.5000E2	2.0000E1	1.0000E2	1.4062E2	1.4062E2	1.7300E2
5		SOBOL	5.0000E0	4.4000E1	-4.0000E1	-5.0000E1	-4.0000E0	-5.1000E2	8.0000E1	3.3000E2	1.5250E1	1.1500E2	1.3188E2	1.3188E2	1.6700E2
6		SOBOL	8.0000E0	2.4000E1	-1.0000E1	-1.5000E1	2.9000E1	-4.6000E2	5.5000E1	3.0000E2	1.0000E0	8.0000E1	1.1438E2	1.1438E2	1.7700E2
7		SOBOL	9.0000E0	5.2000E1	-4.0000E1	1.0000E1	-7.0000E0	-4.7000E2	1.0000E2	3.2000E2	1.0500E1	1.1000E2	1.1656E2	1.1656E2	1.7700E2
8		SOBOL	6.0000E0	3.2000E1	-1.0000E1	-2.5000E1	2.3000E1	-5.2000E2	7.0000E1	3.5000E2	2.0000E1	8.0000E1	1.3406E2	1.3406E2	1.6500E2
9		SOBOL	7.0000E0	4.4000E1	-5.0000E1	-1.0000E1	4.1000E1	-5.5000E2	8.5000E1	3.4000E2	1.5250E1	6.0000E1	1.4281E2	1.4281E2	1.7100E2
10		SOBOL	1.0000E1	2.0000E1	-2.0000E1	-4.5000E1	8.0000E0	-4.9000E2	6.0000E1	3.1000E2	1.0000E0	9.5000E1	1.2531E2	1.2531E2	1.8100E2
11		SOBOL	9.0000E0	4.8000E1	-2.0000E1	-5.5000E1	1.7000E1	-4.5000E2	8.0000E1	3.3000E2	1.0500E1	8.5000E1	1.3844E2	1.3844E2	1.8500E2
12		SOBOL	6.0000E0	2.8000E1	-5.0000E1	-2.0000E1	4.7000E1	-5.1000E2	5.0000E1	3.0000E2	1.0000E0	1.2000E2	1.2094E2	1.2094E2	1.7300E2
13		SOBOL	5.0000E0	6.0000E1	-3.0000E1	-3.5000E1	3.2000E1	-5.3000E2	9.0000E1	3.1000E2	5.7500E0	1.0000E2	1.1219E2	1.1219E2	1.6900E2
14		SOBOL	8.0000E0	3.6000E1	-6.0000E1	0.0000E0	-1.0000E0	-4.8000E2	6.5000E1	3.4000E2	2.0000E1	7.0000E1	1.2969E2	1.2969E2	1.7900E2
15		SOBOL	8.0000E0	6.0000E1	-1.0000E1	-4.5000E1	3.8000E1	-5.0000E2	5.0000E1	3.2000E2	2.0000E1	1.0000E2	1.3078E2	1.3078E2	1.8300E2
16		SOBOL	5.0000E0	4.0000E1	-4.0000E1	-1.0000E1	5.0000E0	-4.5000E2	7.5000E1	3.5000E2	1.0500E1	7.0000E1	1.1328E2	1.1328E2	1.7300E2
17		SOBOL	7.0000E0	4.8000E1	-2.0000E1	-3.0000E1	-1.0000E1	-4.8000E2	6.5000E1	3.3000E2	5.7500E0	8.5000E1	1.2203E2	1.2203E2	1.6700E2
18		SOBOL	1.0000E1	2.8000E1	-5.0000E1	5.0000E0	2.3000E1	-5.3000E2	9.0000E1	3.0000E2	1.5250E1	1.1500E2	1.3953E2	1.3953E2	1.7900E2
19		SOBOL	1.0000E1	4.4000E1	-4.0000E1	-5.0000E0	2.9000E1	-5.2000E2	7.0000E1	3.4000E2	1.0000E0	6.0000E1	1.2641E2	1.2641E2	1.7500E2
20		RNDDOE	9.0000E0	3.6000E1	-5.0000E1	-3.5000E1	5.0000E1	-5.5000E2	1.0000E2	3.5000E2	2.0000E1	1.2000E2	1.2390E2	1.2390E2	1.7100E2
21		RNDDOE	6.0000E0	4.0000E1	-6.0000E1	-5.0000E0	2.9000E1	-5.4000E2	7.0000E1	3.0000E2	1.5250E1	1.1000E2	1.1018E2	1.1018E2	1.7500E2
22		RNDDOE	9.0000E0	2.4000E1	-4.0000E1	-2.0000E1	2.6000E1	-5.3000E2	8.0000E1	3.1000E2	1.0000E0	7.0000E1	1.1623E2	1.1623E2	1.7500E2
23		RNDDOE	1.0000E1	2.8000E1	-4.0000E1	-4.0000E1	1.7000E1	-5.3000E2	9.5000E1	3.0000E2	1.0500E1	1.0000E2	1.1419E2	1.1419E2	1.7900E2
24		RNDDOE	1.0000E1	2.8000E1	-4.0000E1	-2.5000E1	1.1000E1	-5.1000E2	7.5000E1	3.5000E2	1.5250E1	1.1500E2	1.2777E2	1.2777E2	1.7500E2
25		RNDDOE	7.0000E0	3.2000E1	-2.0000E1	1.0000E1	2.0000E0	-5.4000E2	8.0000E1	3.3000E2	1.0500E1	1.1000E2	1.3447E2	1.3447E2	1.6900E2
26		RNDDOE	6.0000E0	5.2000E1	-5.0000E1	1.0000E1	3.8000E1	-4.6000E2	5.5000E1	3.3000E2	1.0000E0	1.0000E2	1.1728E2	1.1728E2	1.8300E2
27		RNDDOE	9.0000E0	4.8000E1	-3.0000E1	1.0000E1	-1.0000E0	-4.8000E2	9.5000E1	3.0000E2	1.5250E1	9.0000E1	1.1349E2	1.1349E2	1.7700E2
28		RNDDOE	5.0000E0	4.4000E1	-6.0000E1	-5.0000E1	3.2000E1	-5.2000E2	8.0000E1	3.5000E2	5.7500E0	9.5000E1	1.2022E2	1.2022E2	1.8300E2
29		RNDDOE	9.0000E0	3.6000E1	-4.0000E1	-4.0000E1	3.5000E1	-4.6000E2	5.0000E1	3.2000E2	2.0000E1	1.1500E2	1.1219E2	1.1219E2	1.8100E2

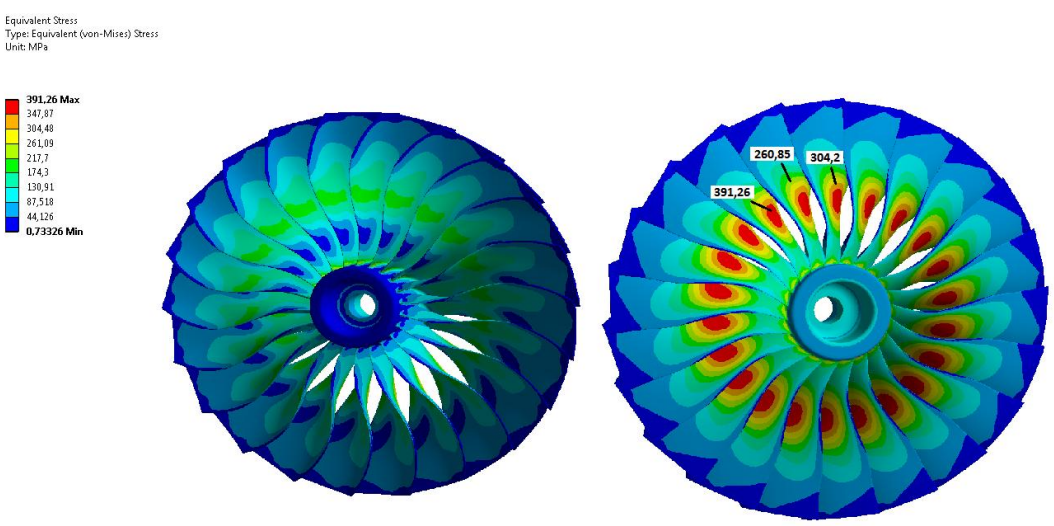
Optimizasyon şemasında çözücü programı olarak Ansys programının seçildiği görülmektedir. Ansys çözücü programı çıkışında 3 tane çıktı alınmaktadır. Bunlar tasarlanan fanın ağırlığı, maksimum kanat ucu uzaması ve fan üzerinde oluşacak maksimum Von Mises gerilmeleridir.

Optimizasyon kendi içinde hedef fonksiyonu bulundurmaktadır. Bu çalışmada hedef olarak fan ağırlığının azaltılması amaçlanmaktadır. Fan üzerinde oluşacak gerilmeler ve kanat ucu uzamaları ise sistemin doğru çalışması için belirlenen kısıtlardır.

4. SONUÇ VE YORUMLAR

Bu bölümde öncelikle başlangıç tasarımı analiz sonuçları gösterilecektir. Daha sonra bu tasarımların belirlenen parametreler ile optimizasyonu yapılacaktır. Optimizasyon sırasında kullanılan Simplex ve MOGA II algoritmalarının karşılaştırılması yapılacaktır.

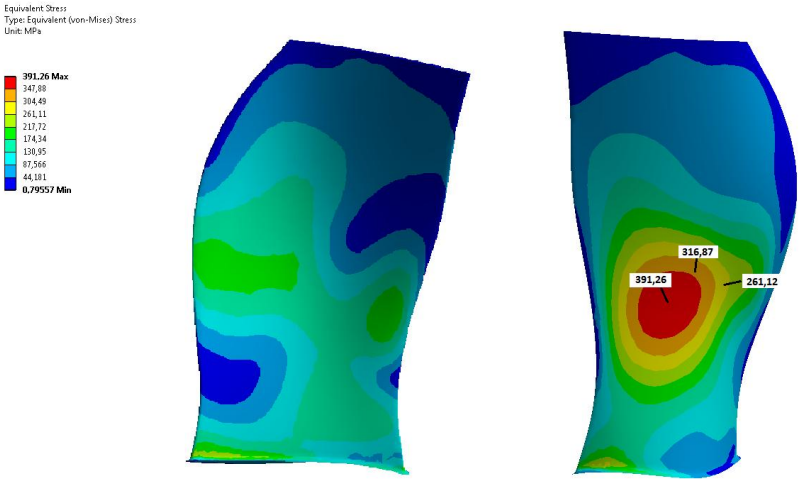
4.1 Al 7050-T7651 Malzeme Fan Simplex Metodu



Şekil 4.1: Başlangıç tasarımı von Mises gerilme dağılımı

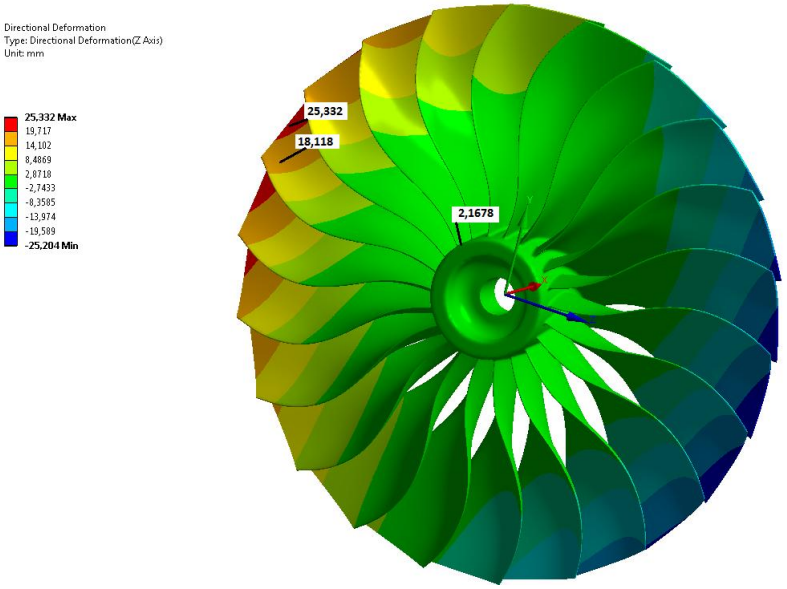
Fan malzemesinin Al 7050-T7651 olması durumunda fan üzerinde oluşan von Mises gerilmeleri Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Başlangıç tasarımı için oluşan maksimum gerilmeler kanat firar kenarlarına yakın ve kanat boyu ortalarına yakın noktalarda oluşmaktadır. Oluşan maksimum gerilme değeri 391.3 MPa'dır. Bu değer Alüminyum malzemesi için belirlenen 440 MPa gerilmesinden daha düşük bir değerdir. Başlangıç tasarımı en az 1.1 emniyet katsayısı ile yapısal sınırları içerisinde bulunmaktadır.

Şekil 4.2'de fan kanatçıklarında oluşan von Mises gerilmesi dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Fan kanatçığı başlangıç tasarımı von Mises gerilme dağılımı

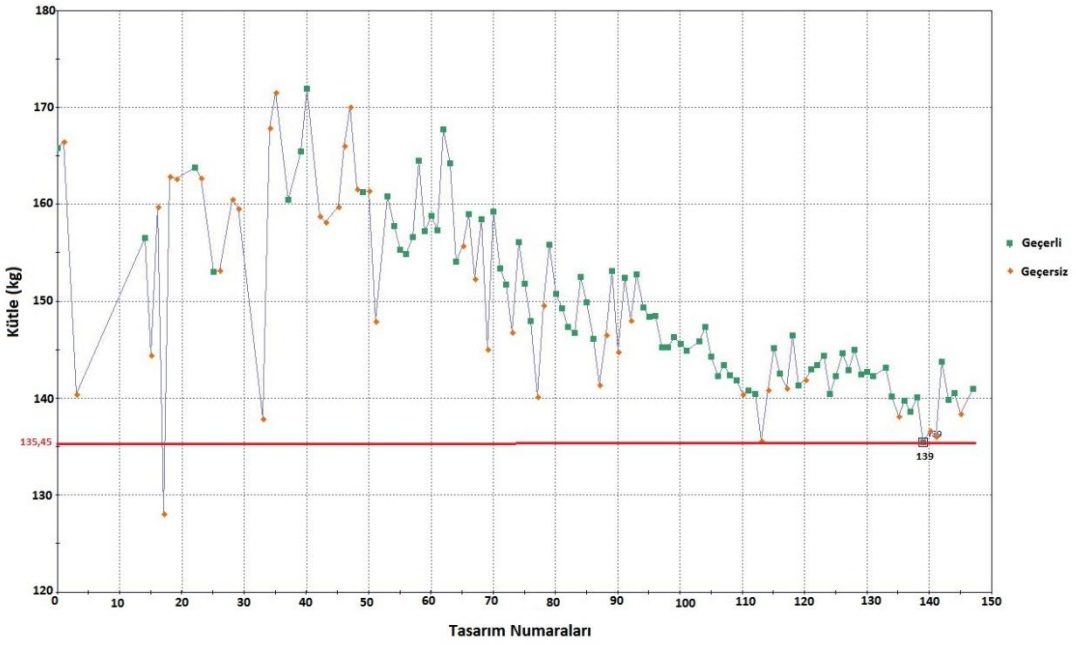
Alüminyum malzeme fanın çalışma şartlarında, maksimum kanat ucu uzaması başlangıç tasarımı için 25.3 mm çıkmış olup sistem sınırı olan 30 mm altında bir uzama olmuştur. Şekil 4.3'te fan malzemesinin Alüminyum olduğu durum için kanat ucu uzama dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.3: Alüminyum fan başlangıç tasarımının deformasyon dağılımı

Başlangıç tasarımı daha önce 165.5 kg olarak belirlenmişti. Simplex metodu ile yapılan optimizasyon ile elde edilen kütle değişim grafiği Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Kütle değişim grafiğinde ilk 32 tasarım optimizasyon başlangıcında belirlenen DOE(Design of Experiments) grubudur. Simplex algoritması bu başlangıç tasarımları çözdükten sonra iyi olan tasarımların girdi parametrelerini kullanarak daha iyi tasarımlar bulmaya çalışmıştır. Alüminyum malzeme için

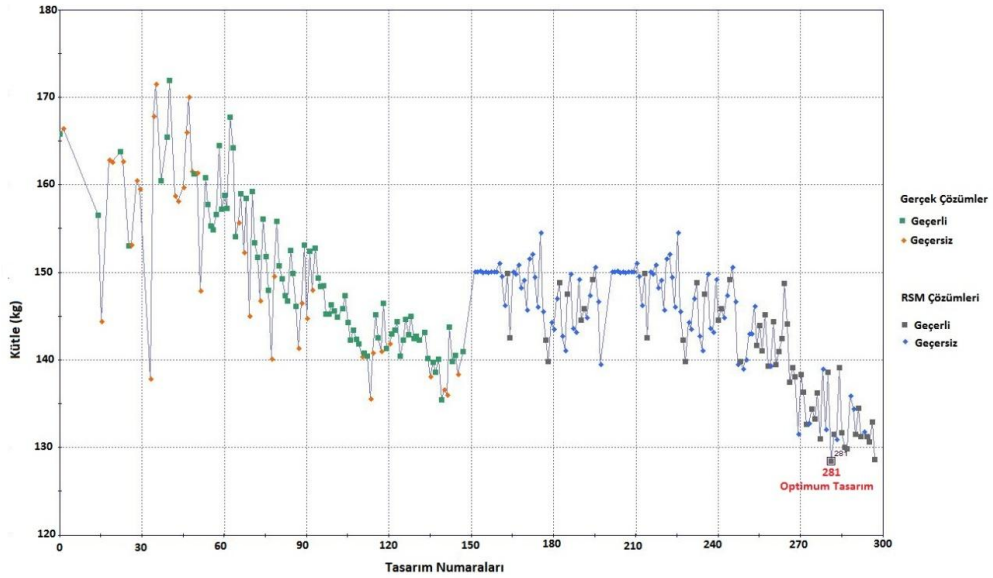
Simplex algoritması ile yapılan optimizasyon için 150 iterasyon yapılmıştır. İlk çözümlerde kısıtları sağlamayan birkaç tasarım bulunmuş, daha sonra algoritma ile daha çok uygun tasarım bulunmuştur.



Şekil 4.4: Alüminyum fan için Simplex metodu ile kütle değişimi

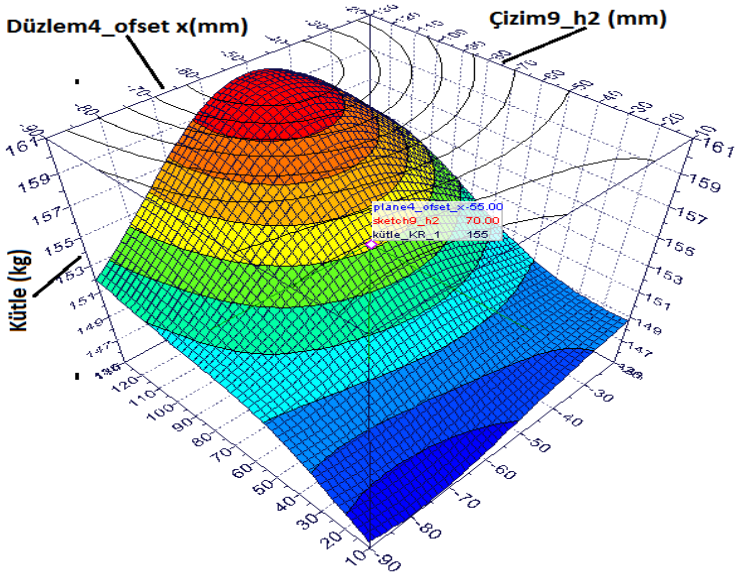
Hedef fonksiyonumuz ağırlık olarak belirlenmişti. Ağırlığın minimize edildiği bir sistemde ağırlık için bir kısıt verilmemiştir. Bu tasarımlarda ağırlığın 128.2 kg ile 172.8 kg arasında değiştiği görülmektedir. Ancak belirlenen tasarımlardan bir kısmı analiz kısıtlarını sağlamadığı için geçersiz kabul edilmiştir. Belirlenen 150 tasarım içinden çalışma şartlarını sağlayacak en iyi tasarım 139 numaralı tasarımdır. 139 numaralı tasarımın kütlesi 135.5 kg olmuştur.

Şekil 4.4'te görüldüğü gibi simplex metodu bağlangıçta 165.5 kg olan kütleyi tasarım değişkenlerini değiştirerek belirlenen sınırlar içerisinde kalmaya çalışarak azaltmaya çalışmaktadır. Bazı tasarım noktalarında sıçramalar olduğu görülmektedir. Simplex algoritması her sıçramada sıçramayı oluşturan kötü değerleri yansıma gibi metotlar ile daha iyi değerlere dönüştürmektedir. Grafiğin yakınsaması için daha çok çözüm alınması gerekmektedir. Ancak her bir çözümün uzun bir zaman alacağı ve analiz sonuçlarının çok alan kaplayacağı düşünülmüş bu nedenle 150 iterasyon yapılmıştır. Girdi parametreleri için belirlenen sınırlar içinde daha iyi bir tasarımın olabileceği düşünülmüş ve RSM (Response Surface Modeling) yöntemi ile sanal bir optimizasyon yapılmıştır.



Şekil 4.5: Gerçek çözüm ve RSM çözümleri için kütle değişimi

Şekil 4.5'te gerçek ve sanal çözümler için kütle değişimi gösterilmiştir. Gerçek çözümler dışında 150 sanal çözüm yapılmıştır. Sanal çözüm ANSYS programı ile çözüm yapılmaması demektir. RSM yöntemi daha önceden belirlenmiş olan noktaların oluşturacağı yüzey tanımının yapılmasıdır. Bu yöntemle oluşturulan yüzey içerisindeki tüm noktalar için gerçek analiz yapmadan sonuç tahmini yapılabilir. Ancak RSM ile elde edilen sonuçların gerçek analizler yapılarak uygun olup olmadıkları belirlenmelidir.



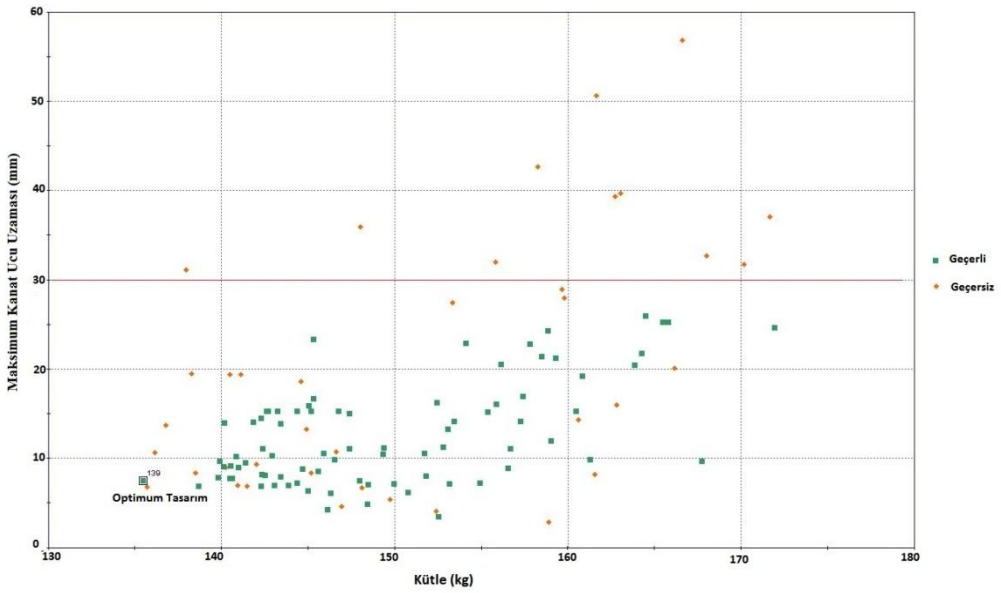
Şekil 4.6: Alüminyum fan için Simplex algoritması RSM sonuçları

Şekil 4.6'da alüminyum fan için Simplex algoritması ile yapılan RSM çalışması sonuçları gösterilmiştir. Burada 'Düzlem4_ofset x' ve 'Çizim9_h2' parametreleri ve kütle için RSM sonucu çizdirilmiştir.

RSM ile elde edilen tasarımlar için çözücü program ile gerçek çözümler alınmıştır. RSM ile belirlenen tasarımların gerçekte uygun olmadıkları belirlenmiştir. Sonlu elemanlar ile analiz yapan çözüm programlarında RSM ile elde edilecek çözümlerin gerçekte aynı değerleri verip vermediği kontrol edilmiştir.

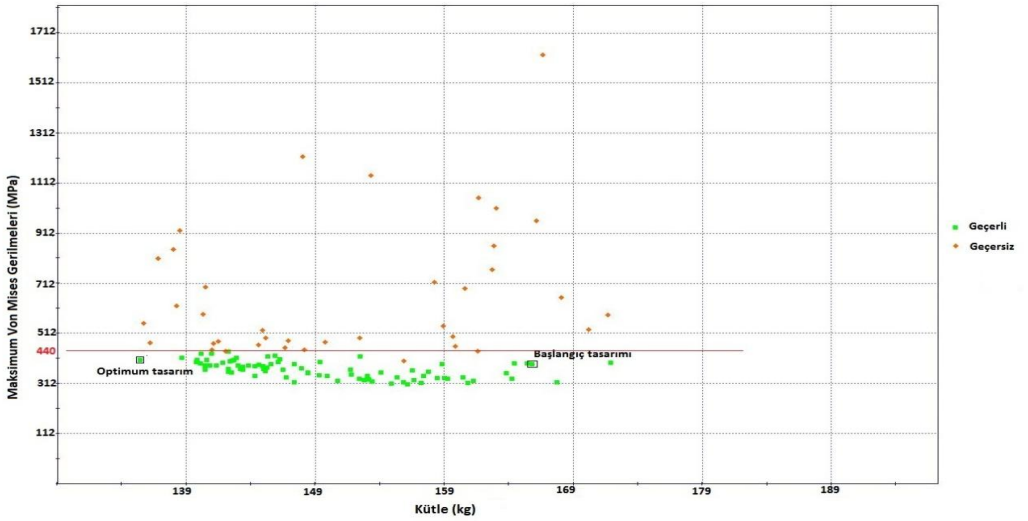
RSM ile elde edilen 281 numaralı tasarım 128.2 kg'dır. Ancak bu tasarım için gerçek ANSYS analizleri yapıldığı zaman bu tasarımın maksimum von Mises gerilme kısıdını sağlamadığı görülmüştür.

Alüminyum malzeme fan için Simplex algoritması ile yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen en iyi tasarım 135.5 kg'dır.



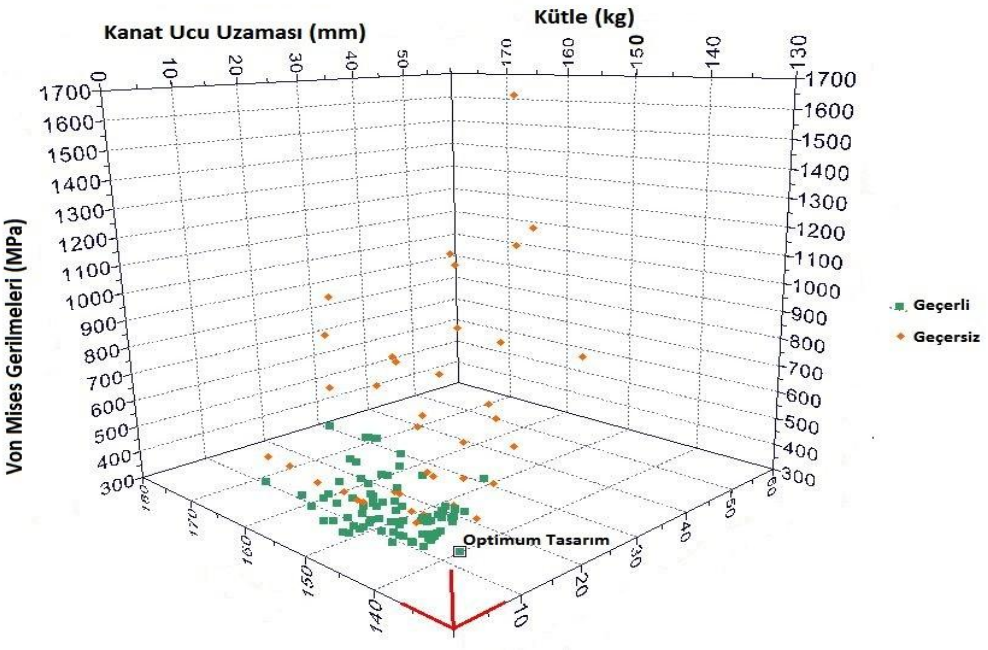
Şekil 4.7: Maksimum kanat ucu uzaması ile kütle

Şekil 4.7'de alüminyum malzeme fan için Simplex algoritması ile oluşturulan gerçek çözümlerin maksimum kanat ucu uzamaları ile kütleleri gösterilmiştir. Maksimum kanat ucu uzaması 30 mm olarak kısıtlanmıştır. 30 mm kısıdının altında kaldığı halde geçersiz olan tasarımlar maksimum von Mises gerilmeleri kısıdını sağlamayan tasarımlardır.



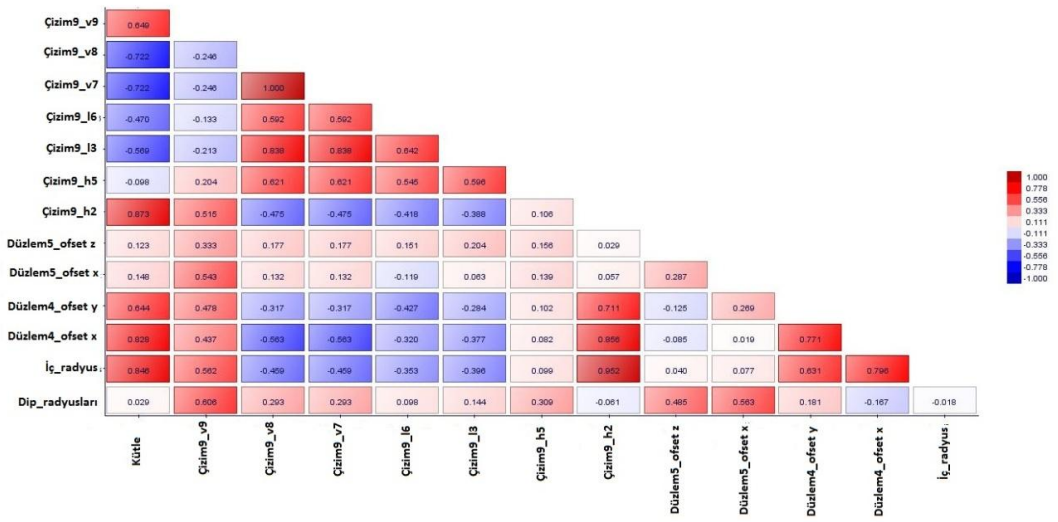
Şekil 4.8: Simplex optimizasyonu tasarım iterasyonları maksimum Von Mises gerilmeleri ile kütle

Şekil 4.9'da Simplex optimizasyonunda belirlenen kısıt fonksiyonları değerleri ile hedef fonksiyonu değerleri gösterilmiştir.



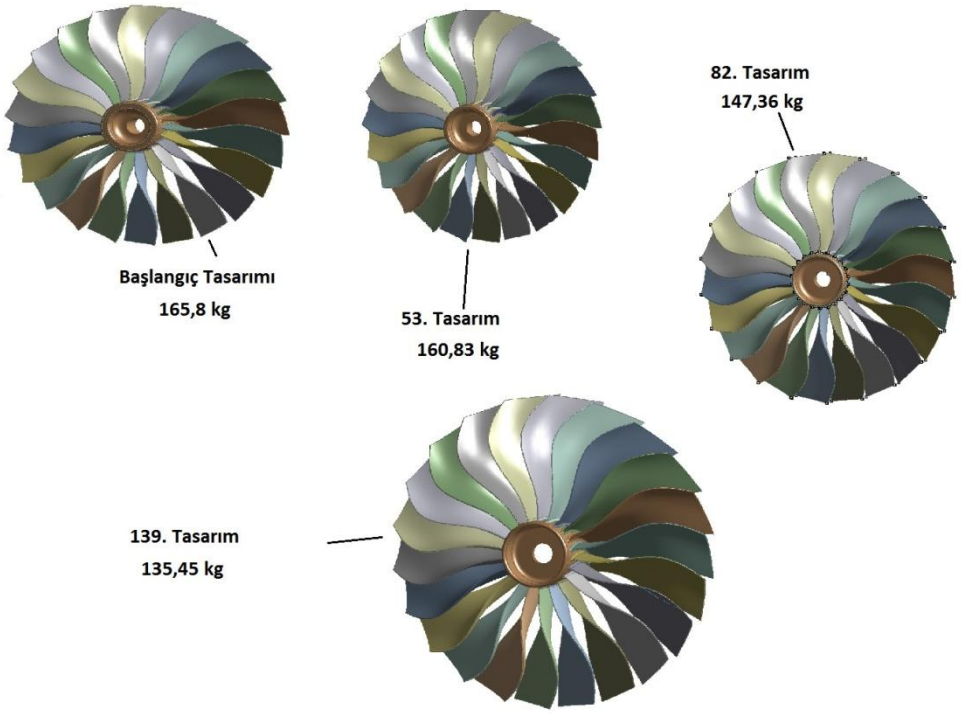
Şekil 4.9: Kütle ve kısıt fonksiyonları değişimi

Şekil 4.10'da görüleceği gibi kırmızı renkle gösterilen korelasyon katsayıları pozitif değerler almaktadır. Mavi renkle gösterilen değerler negatif korelasyon katsayılarını göstermektedir. Bu tablolar sayesinde hedef fonksiyonu için belirlenen parametrelerden hangilerinin önemli olabileceğini görebilmekteyiz. Alüminyum fan için Simplex algoritması ile yapılan optimizasyonda kütleye en çok etki eden değişken Çizim9_h2 değişkenidir.

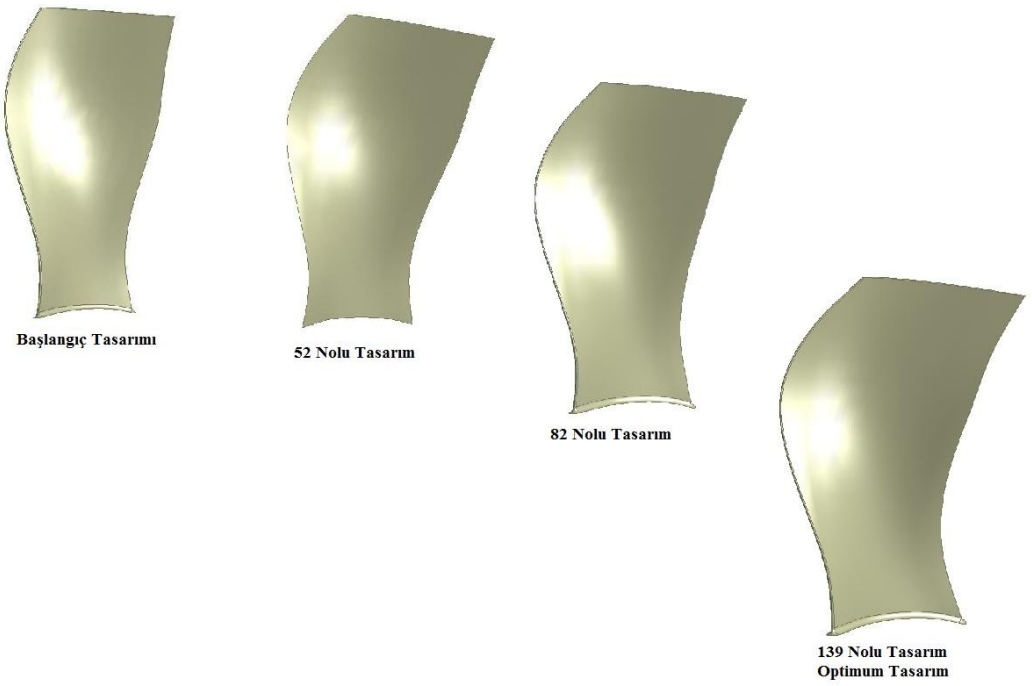


Şekil 4.10: Pearson korelasyon tablosu

Şekil 4.11'de optimizasyon ile oluşturulan uygun tasarımlardan dört tanesi gösterilmiştir. Tasarım değişikliklerinde en fazla kütle azaltılacak bölgenin fan gövdesi olduğu görülmektedir.

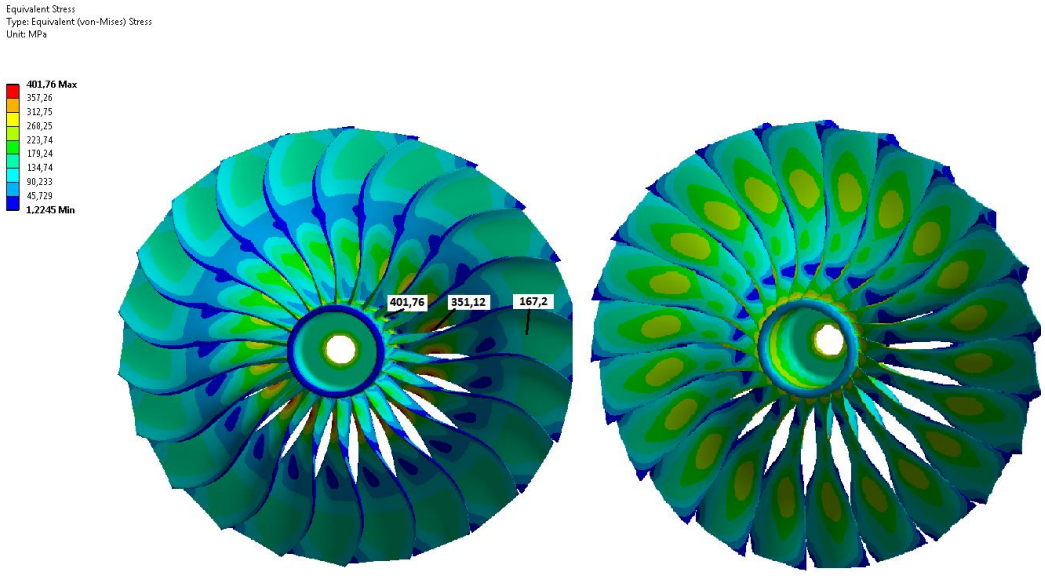


Şekil 4.11: Fan tasarım iterasyonları

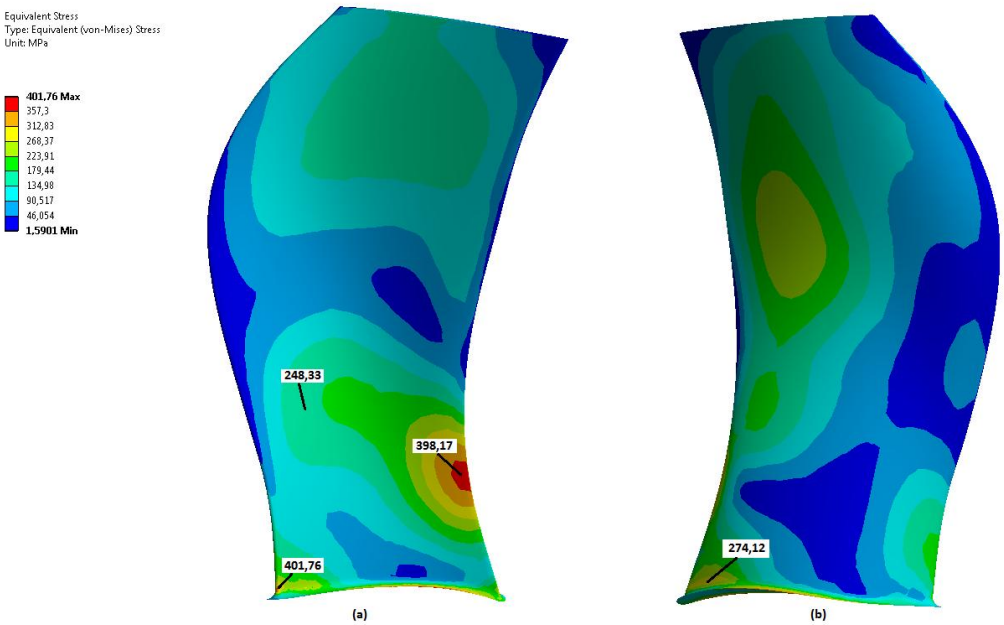


Şekil 4.12: Fan kantçıkları tasarım iterasyonları

Simplex algoritması ile belirlenen optimum modelin von Mises gerilme dağılımı Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Fan üzerinde oluşan gerilme maksimum 401.8 MPa çıkmıştır.

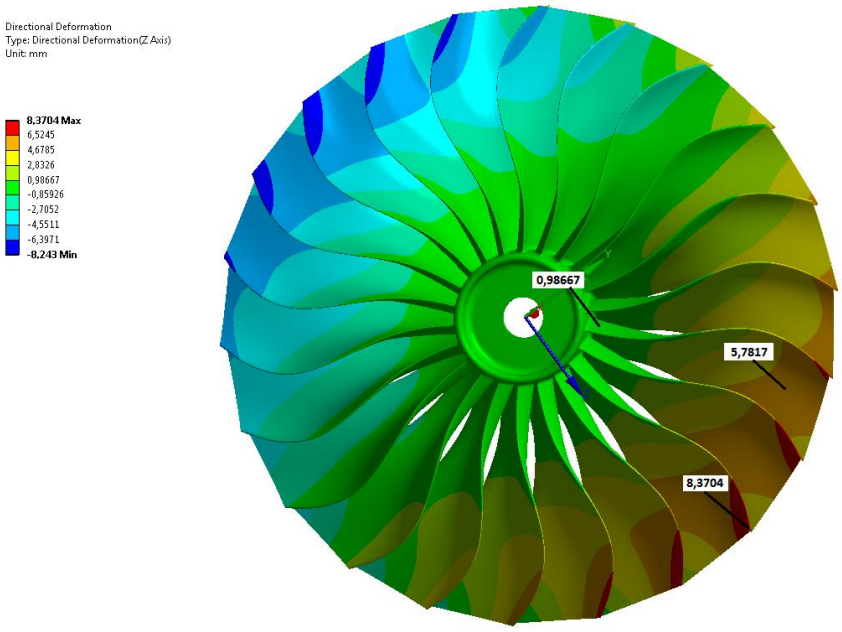


Şekil 4.13: Simplex optimizasyonu optimum model von Mises gerilme dağılımı



Şekil 4.14: Optimum fan kanatçık tasarımı von Mises gerilme dağılımı

Şekil 4.14'te optimum fan kanatçıklarının von Mises gerilmeleri gösterilmiştir. Fan üzerinde maksimum gerilme kanatçık dibinde oluşmuştur. Ancak kanatçık diplerinde tekil gerilmeler oluşmaktadır. Optimum tasarımda gerçek maksimum gerilme önden (a) bakıldığında firar kenarında oluşmaktadır.



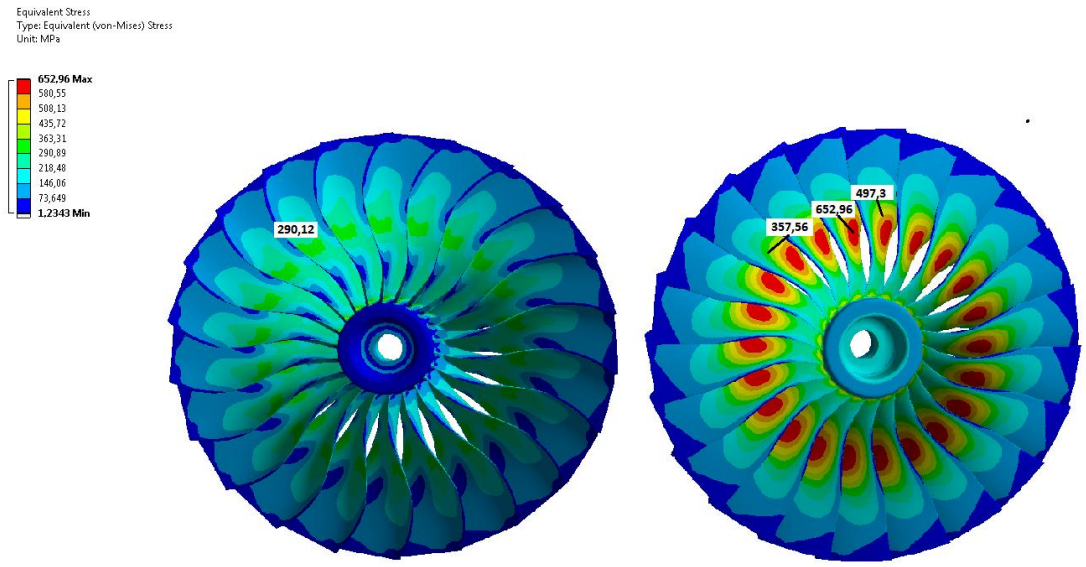
Şekil 4.15: Alüminyum fan optimum tasarımı için deformasyon dağılımı

Simplex algoritması ile elde edilen optimum alüminyum fan deformasyon dağılımı Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Maksimum kanat ucu uzaması 8.4 mm çıkmıştır.

Yeni oluşan alüminyum fanın kütlesi 135.5 kg olarak belirlenmiştir. Başlangıçta tasarlanan fanın kütlesi 165.5 kg olarak belirlenmişti. Bu çalışma ile alüminyum malzeme için Simplex algoritması ile 30 kg kütle azaltılmıştır.

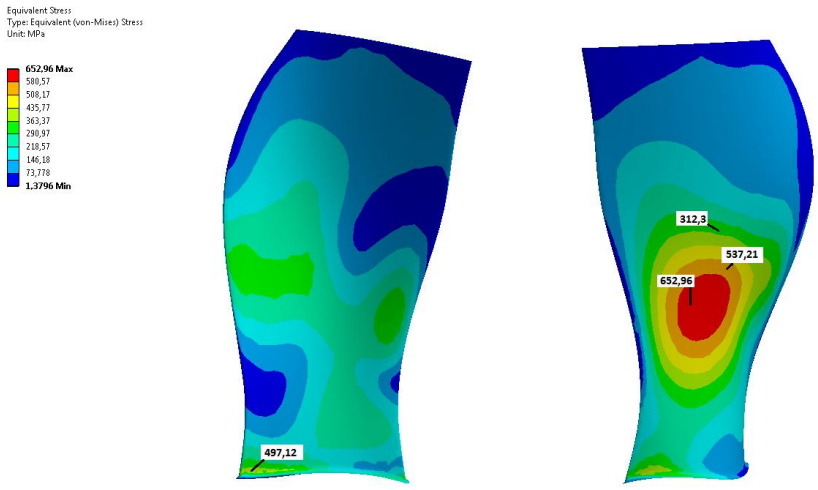
4.2 Ti-6Al-4V Malzemeli Fan İçin Simplex Metodu

Titanyum malzeme için yine Simplex algoritması ile yapılacak çözümler bu kısımda incelenecektir. Şekil 4.16'da başlangıç tasarımının gerilme dağılımı gösterilmiştir. Titanyum malzeme için maksimum gerilme 653.0 MPa çıkmıştır. Titanyum alaşımı malzeme için 890 MPa gerilme kısıtı belirlenmişti. Bu değer malzeme için belirlenen malzeme dayanım sınırları içerisindedir.



Şekil 4.16: Ti-6Al-4V malzemeli fanın başlangıç tasarımı için Von Mises gerilme dağılımı

Şekil 4.17'de titanyum fan kanatçıklarının von Mises gerilme dağılımı gösterilmiştir. Maksimum gerilmeler kanat açıklıklarının yaklaşık ortalarında ve veterin ortasına yakın kısımlarda ortaya çıkmaktadır.



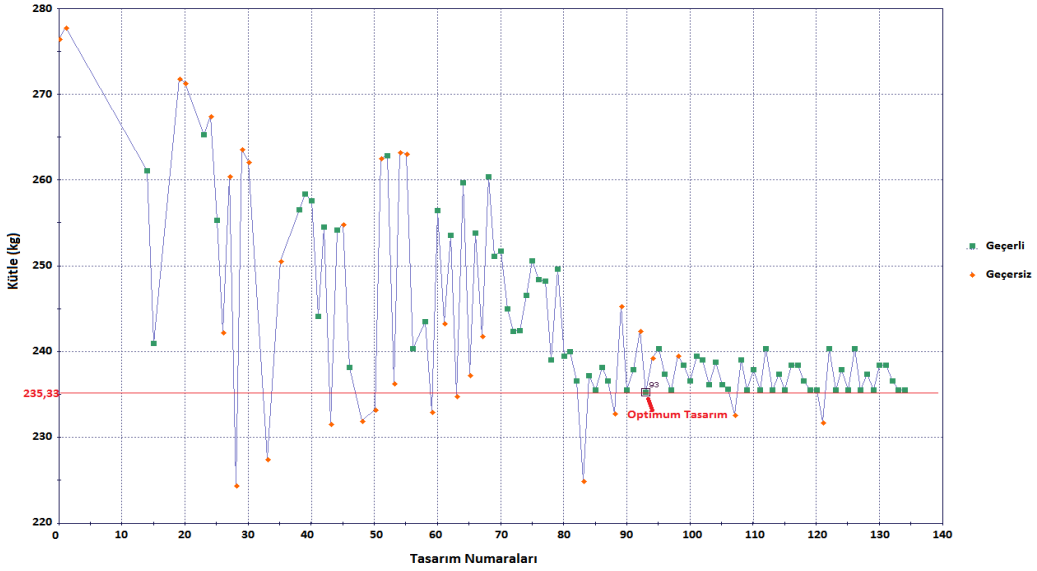
Şekil 4.17: Ti-6Al-4V malzemeli fanın başlangıç tasarımı kanatçık gerilme dağılımı

Şekil 4.18'de titanyum malzeme fanın başlangıç tasarımında oluşan deformasyonlar gösterilmiştir. Kanat ucu uzamaları 31.8 mm çıkmıştır. Bu değer çalışma şartları için belirlenen kanat ucu uzama sınırından daha büyüktür. Başlangıç tasarımı titanyum malzeme için kanat ucu uzama sınır şartını sağlamamaktadır. Optimizasyon ile titanyum malzeme için fanın çalışma şartı sınırları içerisinde olması amaçlanacaktır. Titanyum malzeme için başlangıç tasarımının ağırlığı 276.0 kg'dır.

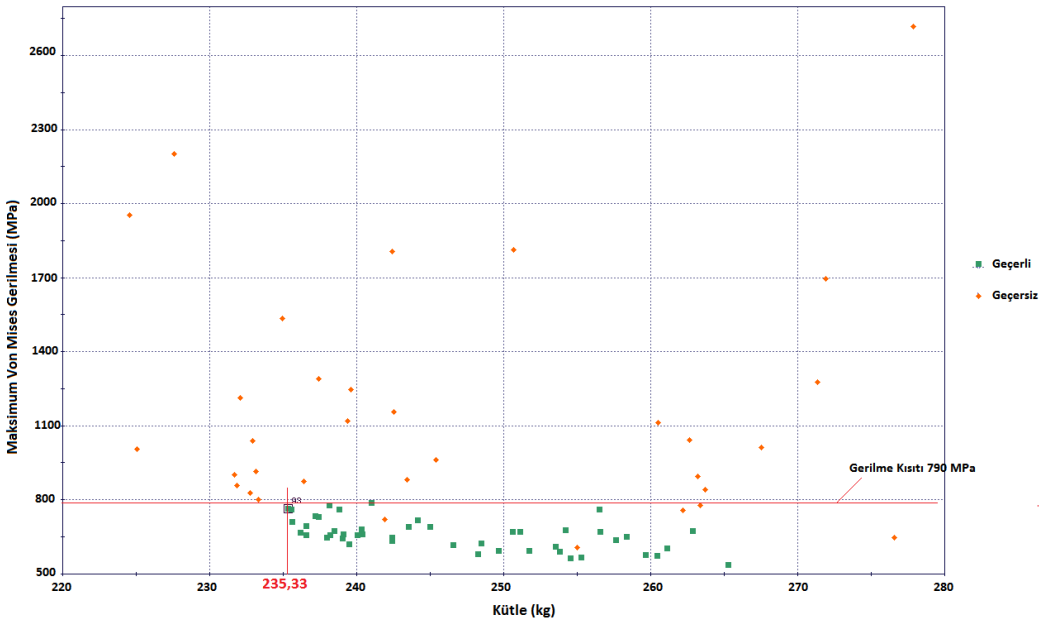


Şekil 4.18: Ti-6Al-4V malzemeli fanın başlangıç tasarımı deformasyon dağılımı

Titanyum malzeme için yapılan optimizasyon çözümleri sonucunda oluşturulan tasarımların kütle değişim grafiği Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Optimum tasarım 93 numaralı tasarım olup, kütlesi 235.1 kg'dır. Titanyum malzeme için Simplex algoritması ile yapılan optimizasyonda 134 iterasyon sonunda optimizasyon bitmiştir. Bu nedenle RSM yapılmasına gerek duyulmamıştır.



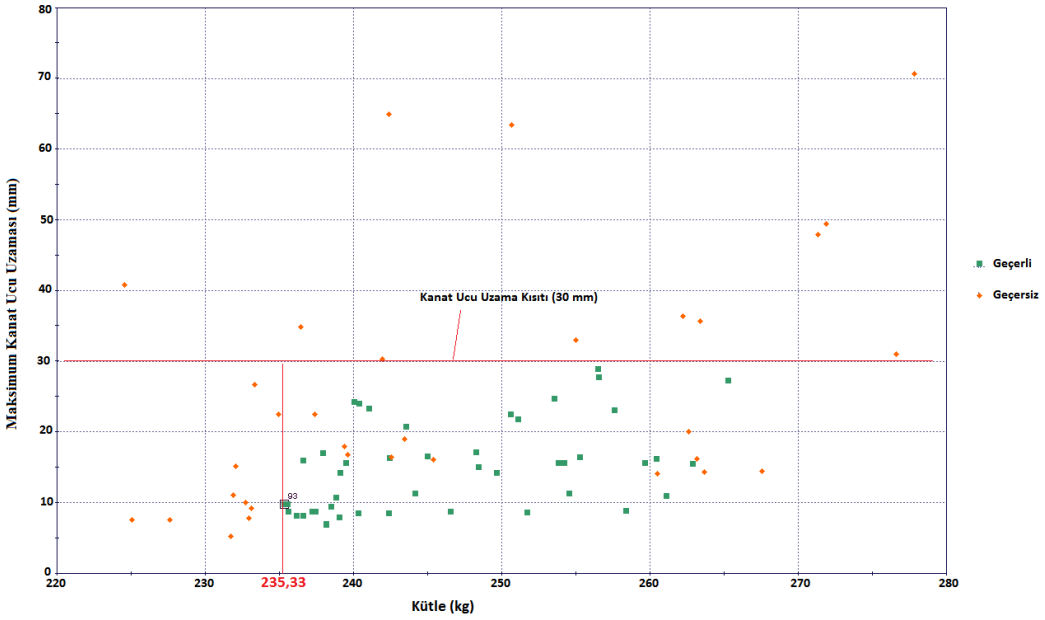
Şekil 4.19: Titanyum fanın Simplex metodu için kütle değişimi



Şekil 4.20: Titanyum fan tasarımları için maksimum von Mises gerilmeleri ile kütle

Şekil 4.20'de oluşturulan yeni tasarımların maksimum von Mises gerilmeleri ve kütleleri gösterilmiştir. Kısıt olarak kullanılan gerilme değeri 890 MPa olduğundan bu değerin üstünde olan tasarımlar geçersiz tasarımlardır. Kısıt çizgisinin altında olan bazı tasarımlar geçersiz olarak işaretlenmiştir. Bu tasarımlar gerilme şartını sağladığı halde kanat ucu uzaması kısıdını sağlamamaktadır.

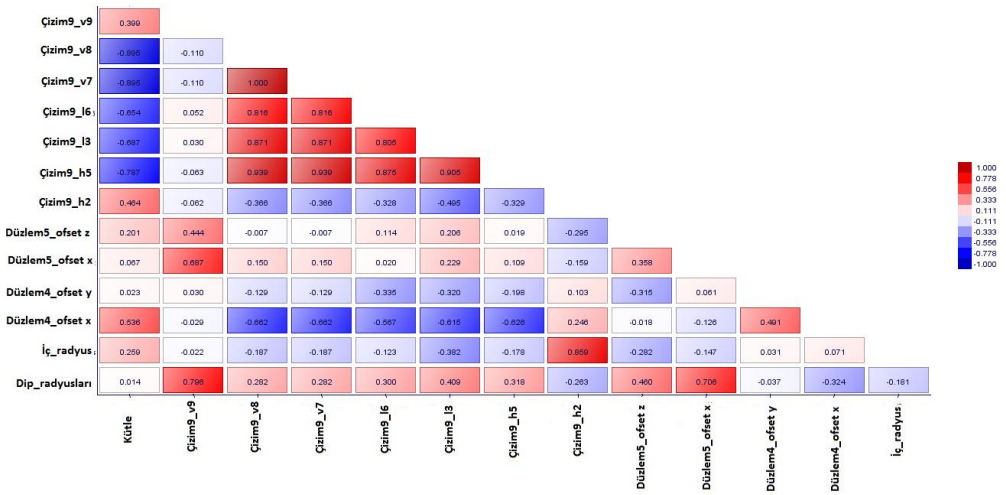
Şekil 4.21'de titanyum malzeme fan için Simplex algoritması ile oluşturulan gerçek çözümlerin maksimum kanat ucu uzamaları ile kütleleri gösterilmiştir. Maksimum kanat ucu uzaması 30 mm olarak kısıtlanmıştır. 30 mm kısıdının altında kaldığı halde geçersiz olan tasarımlar maksimum von Mises gerilmeleri kısıdını sağlamayan tasarımlardır.



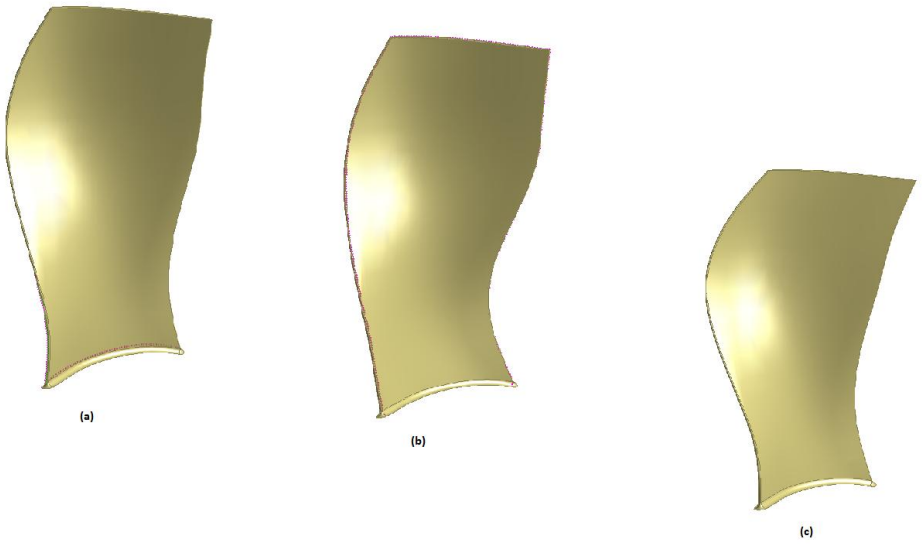
Şekil 4.21: Titanyum fan tasarımları için maksimum kanat ucu uzaması ile kütle

Şekil 4.22'de Pearson korelasyon katsayıları gösterilmiştir. Titanyum fan için Simplex algoritması ile yapılan optimizasyonda kütleye en çok etki eden değişkenler Çizim9_v7 ve Çizim9_v8 değişkenleridir.

Çizim9_v7 ve Çizim9_v8 parametreleri aynı değerleri alacak şekilde fonksiyonel olarak belirlenmiştir. Bu parametre değerlerinin artması kütleyi azaltacak şekilde etkilemektedir.



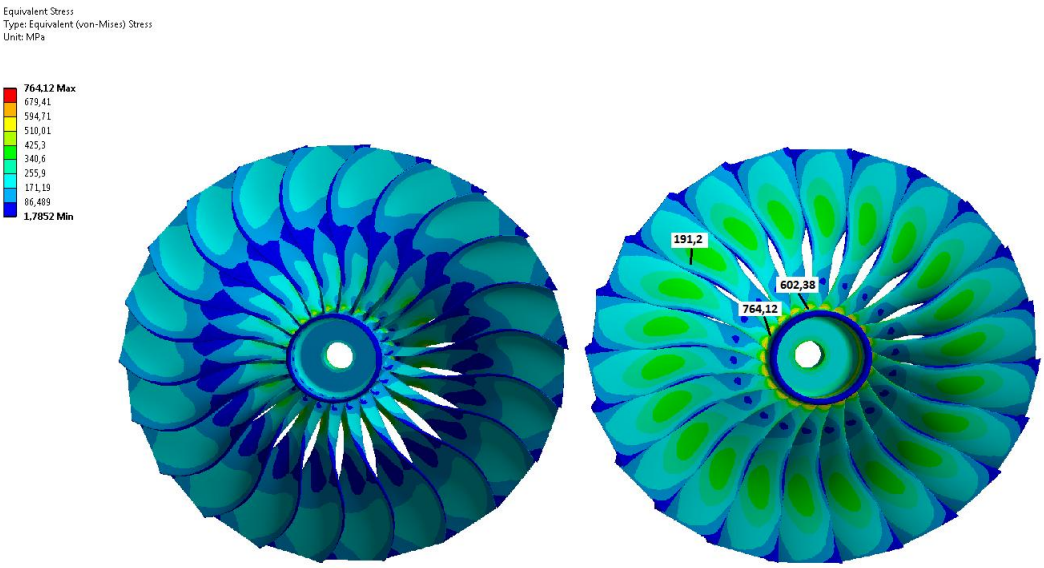
Şekil 4.22: Titanyum fanın Pearson korelasyon tablosu



Şekil 4.23: Titanyum fanın kanatçık iterasyonu

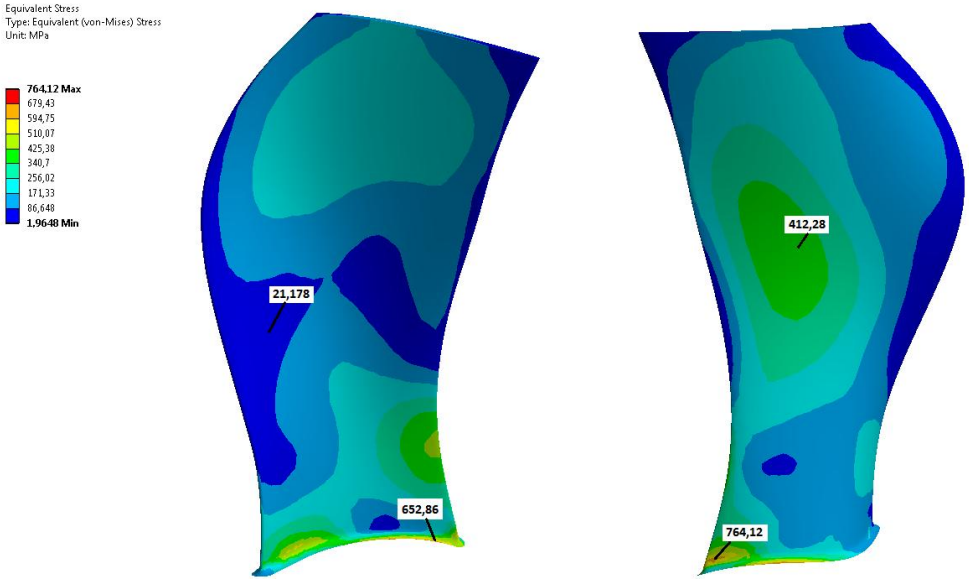
Şekil 4.23'te titanyum alaşımı fan için birkaç kanatçık tasarımı gösterilmiştir. (a) başlangıç tasarımı, (b) 78 numaralı tasarımı, (c) ise optimum tasarımı göstermektedir. Kanatçık formlarında değişikliklerin olduğu görülmektedir.

Simplex algoritması ile belirlenen optimum modelin von Mises gerilme dağılımı Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Fan üzerinde oluşan gerilme maksimum 764.1 MPa çıkmıştır.



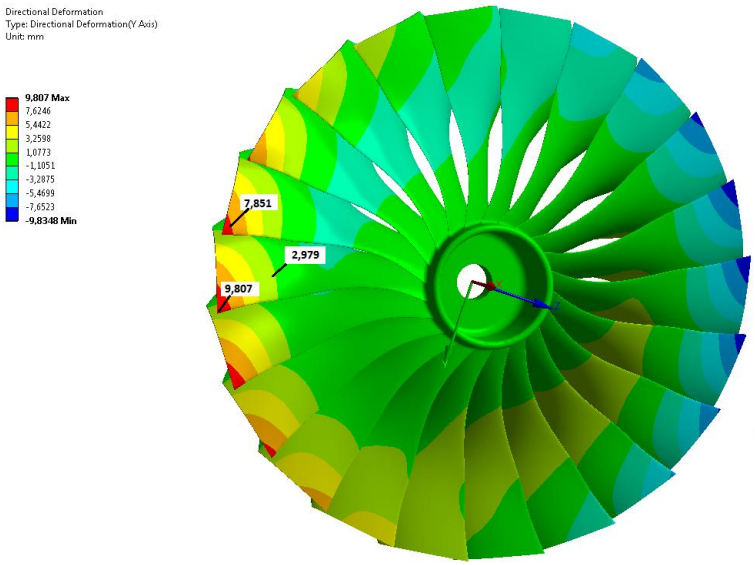
Şekil 4.24: Titanyum fanın optimum model von Mises gerilme dağılımı

Şekil 4.25'te optimum fan kanatçıklarının von Mises gerilmeleri gösterilmiştir. Fan üzerinde maksimum gerilme kanatçık dibinde oluşmuştur.



Şekil 4.25: Optimum fan tasarımı kanatçık von Mises gerilme dağılımı

Simplex algoritması ile elde edilen optimum titanyum fan deformasyon dağılımı Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Maksimum kanat ucu uzaması 9.8 mm çıkmıştır.



Şekil 4.26: Titanyum fanın optimum tasarımı deformasyon dağılımı

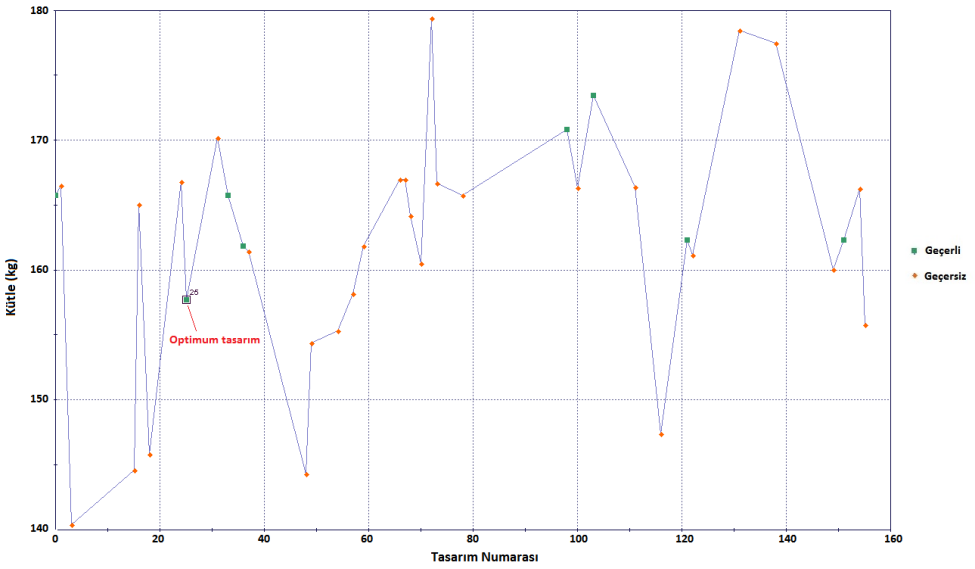
Yeni oluşan titanyum fanın kütlesi 235.1 kg olarak belirlenmiştir. Başlangıçta tasarlanan fanın kütlesi 276.0 kg olarak belirlenmişti. Bu çalışma ile titanyum alaşımı malzeme için Simplex algoritması ile 40.9 kg kütle azaltılmıştır.

4.3 Al 7050-T7651 Malzeme Fan İçin MOGA II Optimizasyonu

Bu bölümde Simplex algoritması ile MOGA II algoritmaları karşılaştırılacaktır. Daha önce bahsettiğimiz gibi MOGA algoritması içinde Simplex metodu ile Pareto seçim teorilerini beraber kullanan bir algoritmadır. Simplex metodundan farklı olarak çoklu hedeflerde daha iyi sonuç vermektedir. Doğrusal olan olmayan tüm problemlerde kullanılabilir.

Şekil 4.27'de alüminyum fan için MOGA algoritması ile yapılan optimizasyondan elde edilen tasarımların kütleleri gösterilmiştir. MOGA algoritması çözüm sırasında iyi tasarımlar bulmakta zorlanmıştır.

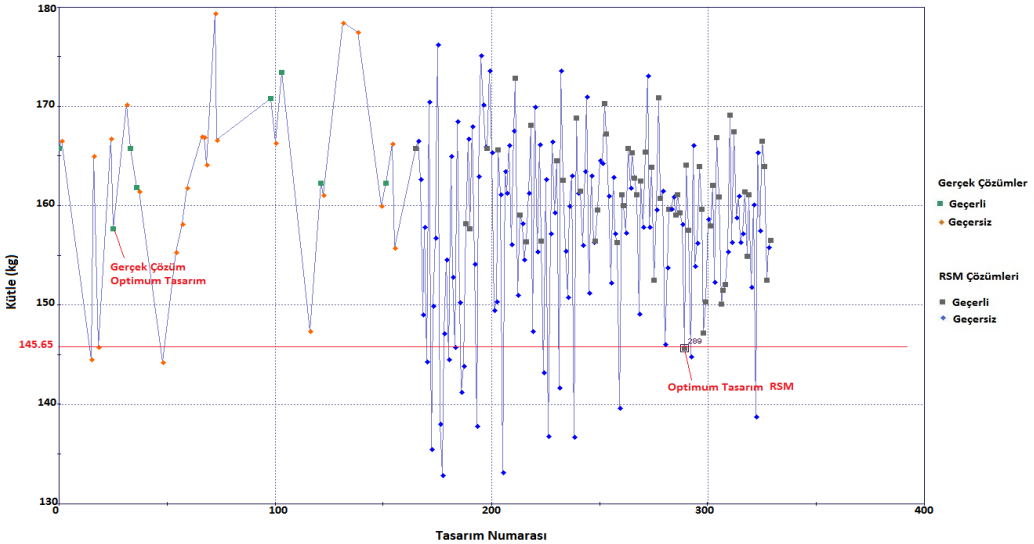
MOGA ile elde edilen optimum tasarım 25 numaralı tasarımdır. Bu tasarım aynı zamanda DOE içerisinde tanımlanmıştır. MOGA gerçek çözümlerde daha iyi tasarımlar oluşturamamıştır. Optimum tasarım kütlesi 157.7 kg'dır.



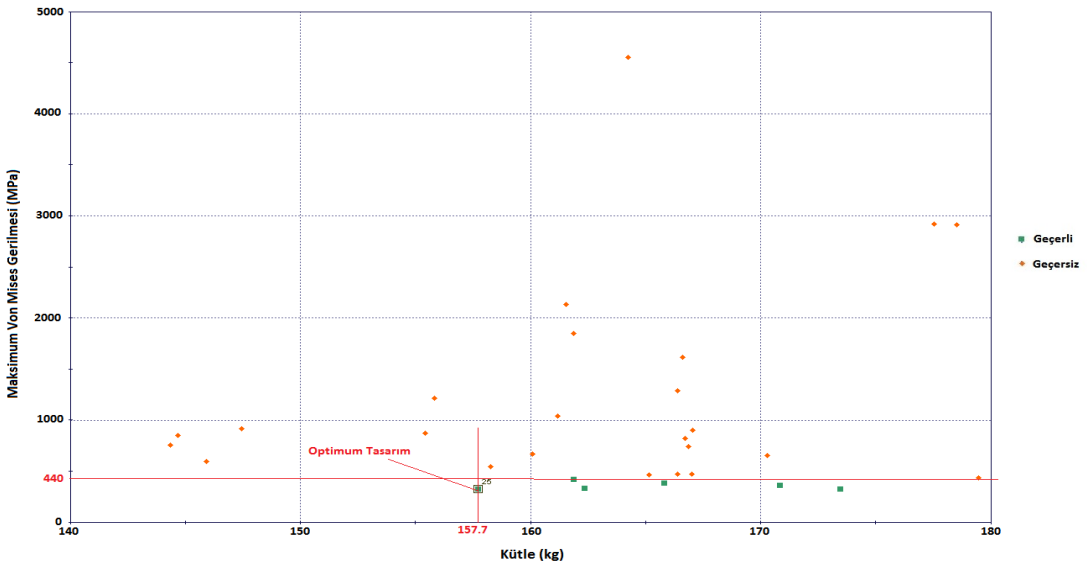
Şekil 4.27: MOGA II optimizasyonu kütle değişimi

MOGA algoritması ile yapılan optimizasyon sırasında bir çok tasarım noktasında çözüm alınamamıştır. MOGA çözüm yaparken iyi tasarımları kullanmak ister. Simplex optimizasyonunda ise kötü olan tasarım noktalarını iyileştirme eğilimi vardır.

Şekil 4.28'de RSM optimizasyonu ve gerçek optimizasyon ile oluşturulan tasarımların kütlelerinin değişimi gösterilmiştir. RSM ile gerçek optimum değerinden daha iyi birkaç geçerli sanal tasarım oluşturulmuştur. Ancak bu tasarımlar ANSYS ile analiz edildiğinde bu sanal tasarımların aslında kısıtları sağlamadığı görülmüştür.



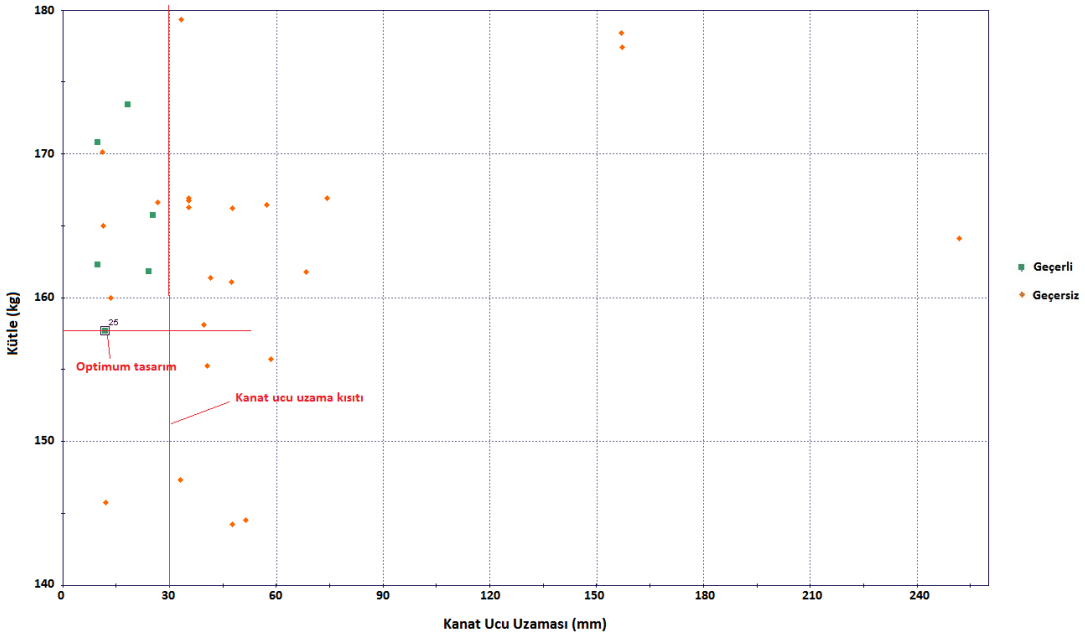
Şekil 4.28: Alüminyum fanın MOGA optimizasyonunda RSM ve gerçek analizler için kütle değişimi



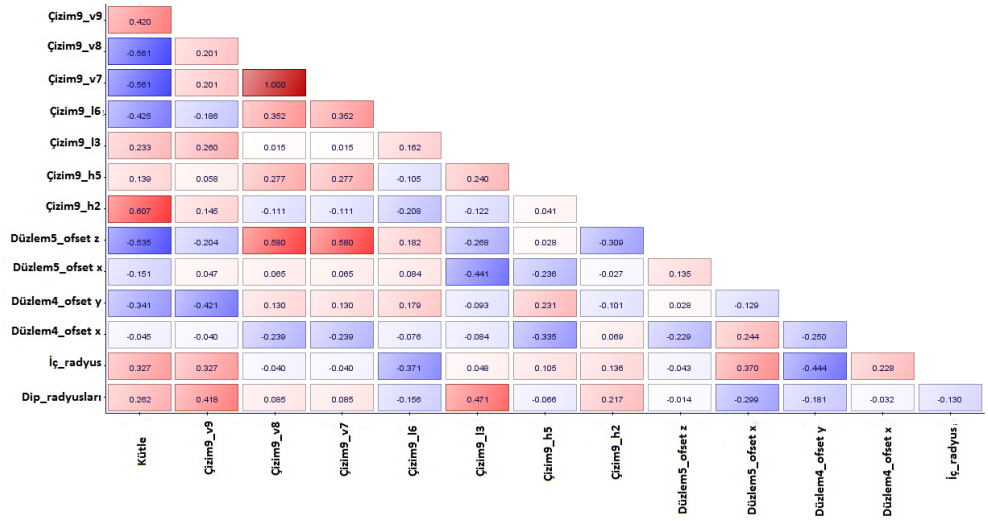
Şekil 4.29: MOGA optimizasyonu için maksimum Von Mises gerilmesi ve kütleleri

Şekil 4.29'da MOGA optimizasyonu ile oluşturulan tasarımların maksimum von Mises gerilmeleri ile kütleleri gösterilmiştir. 440 MPa kısıdının altında olan tasarımların hepsi geçerli tasarımdır.

Şekil 4.30'da MOGA optimizasyonu ile oluşturulan tasarımların maksimum kanat ucu uzamaları ile kütleleri gösterilmiştir. Bazı tasarımların 30 mm kısıdının altında olduğu halde geçersiz olduğu görülmektedir. Bu tasarımlar gerilme kısıdını sağlamamaktadır.

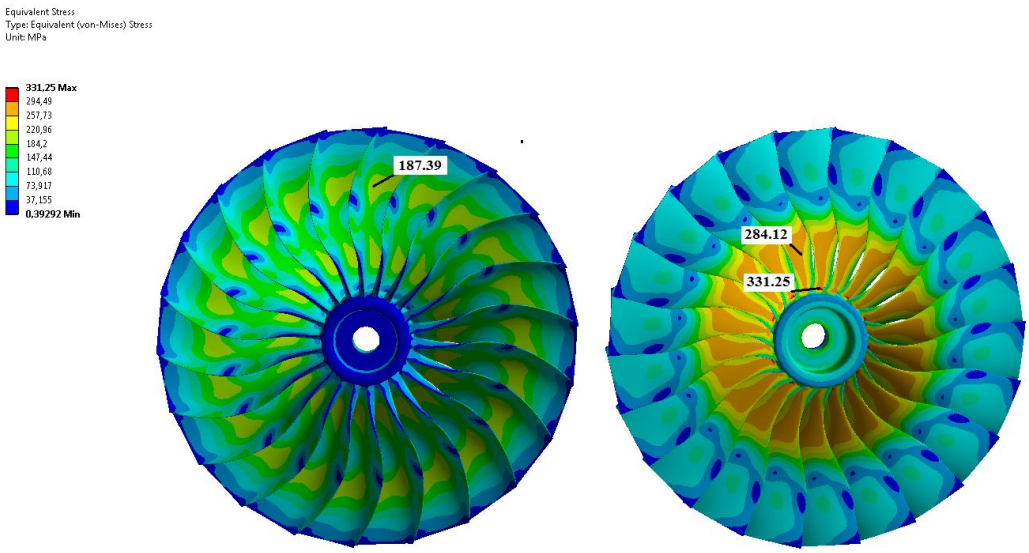


Şekil 4.30: MOGA optimizasyonu için maksimum kanat ucu uzamaları ve kütleleri



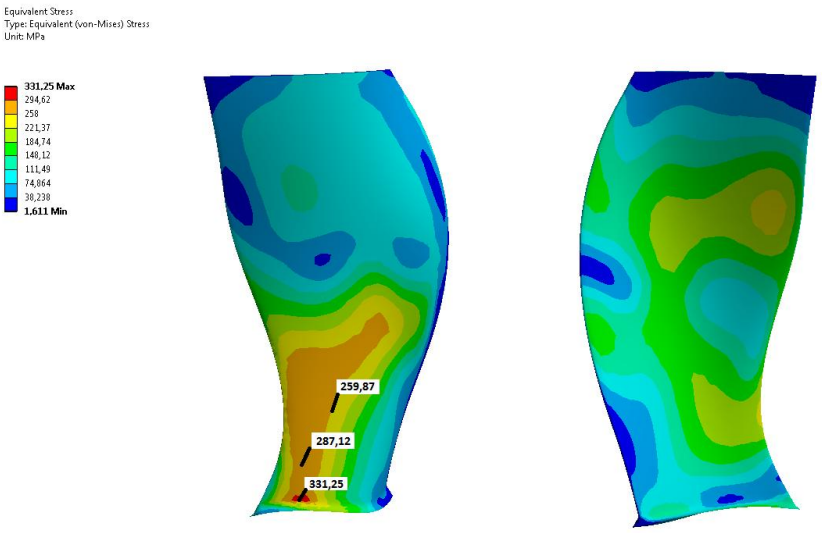
Şekil 4.31: MOGA optimizasyonu için Pearson korelasyon tablosu

MOGA ile belirlenen optimum tasarımın gerilme dağılımı Şekil 4.32'de gösterilmiştir. Maksimum gerilme kanatçıkların firar kenarlarına yakın bölgelerde yoğunlaşmaktadır. Kanatçık diplerinde gerilme yoğunlaşmaları vardır. Maksimum gerilme 331.3 MPa çıkmıştır. Bu değer malzeme dayanım sınırları içerisinde bulunmaktadır.



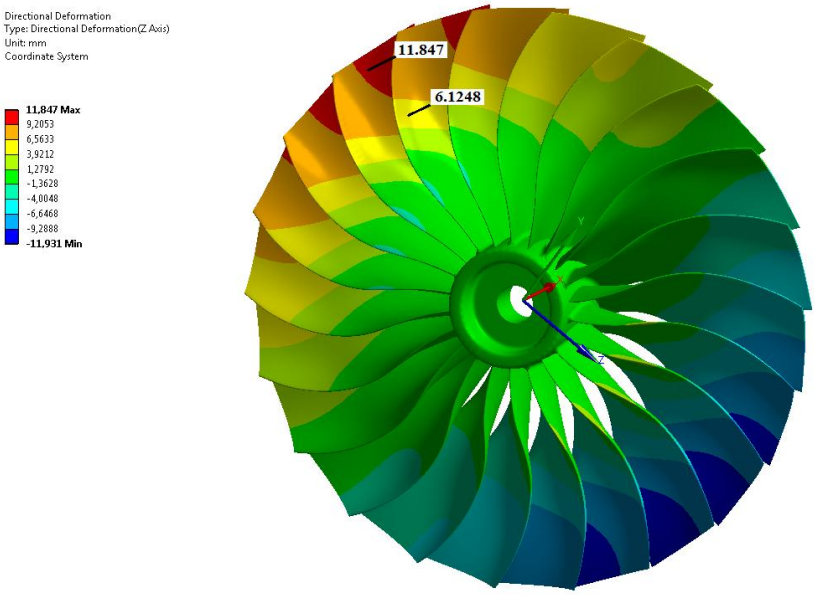
Şekil 4.32: MOGA optimizasyonu optimum tasarım von Mises gerilme dağılımı

Şekil 4-33'te ise alüminyum fan MOGA optimizasyonu ile belirlenen optimum tasarımın kanatçıklarında oluşan gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4. 33: MOGA optimizasyonu optimum tasarım için von Mises gerilme dağılımı

MOGA optimizasyonu maksimum kanat ucu uzaması 11.9 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 4.34'te optimum tasarım deformasyon dağılımı gösterilmiştir. Bu da çalışma kısıdı olan 30 mm altındadır. Bu tasarım çalışma şartları için uygun bir tasarımdır.



Şekil 4. 34: MOGA optimizasyonu optimum tasarım için deformasyon dağılımı

MOGA ile belirlenen optimum model kütlesi 157.7 kg'dır. Başlangıç tasarımı 165.46 kg olarak belirlenmişti. Simplex metodu ile belirlenen tasarımın kütlesi ise 135.5 kg olarak daha önce belirlenmişti.

Sonuçtan da görüldüğü gibi Simplex algoritması ile elde edilen tasarım daha iyi bir tasarım olmuştur. Simplex metodu bu çalışma için iyi bir tasarım ortaya çıkarmıştır.

Alüminyum malzeme fan için başlangıç tasarımı girdi parametreleri ile optimum tasarım girdi parametre değerleri Çizelge 4.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1: Başlangıç tasarımı ile optimum tasarım için parametre değişimleri

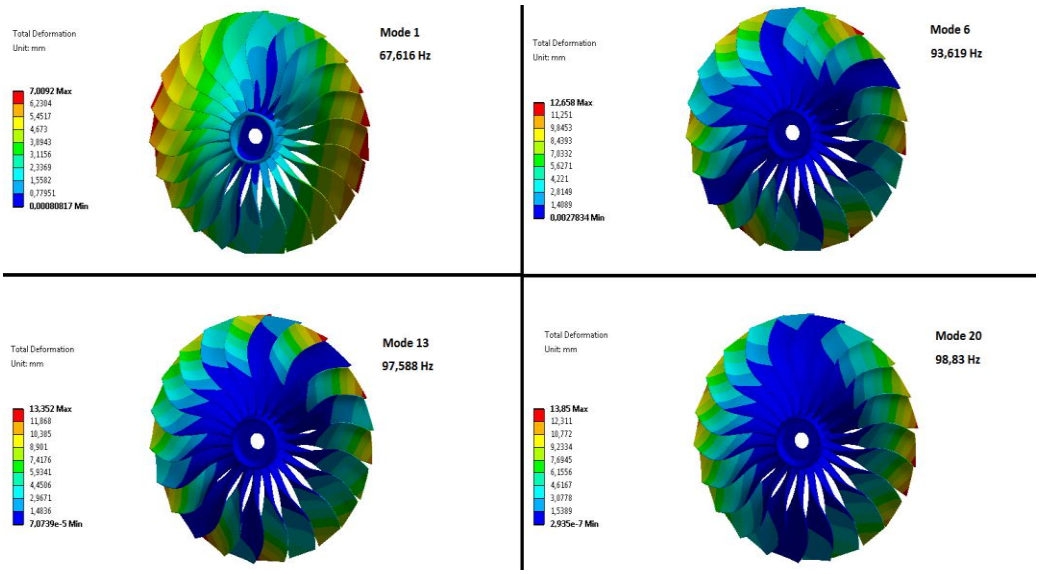
Tasarım Parametresi	Başlangıç Tasarımı (mm)	Optimum Tasarım (mm)
Düzlem 4 Ofset x	40	85
Düzlem 4 Ofset y	55	70
Düzlem 5 Ofset x	50	30
Düzlem 5 Ofset z	500	490
Çizim9_h2	100	20
Çizim9_h5	310	320
Çizim9_l3	1	10.5
Çizim9_l6	80	85
Çizim9_v7	110	140
Çizim9_v8	110	140
Çizim9_v9	175	166
İç_radyus	40	18.75
Dip_radyusları	8	10

4.4 Optimum Tasarım Yapısal Uygunluk Analizleri

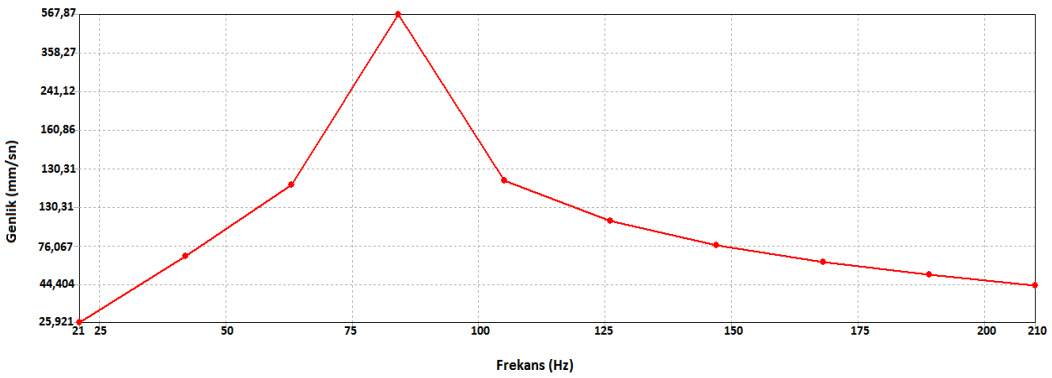
Optimum model için yapılan modal analiz sonunda elde edilen doğal titreşim frekansları Şekilde gösterilmiştir. Modal statik yapısal analiz ön yükleme şartı verilerek yapılmıştır.

Fan çalışma şartı için belirlenen 4200 rpm hızı yaklaşık olarak 70 Hz frekansına denk gelmektedir. Modal analizler ile ilk 2 titreşim modunun 67 Hz civarında olduğu görülmektedir. Çalışma frekansına yakın bir titreşim modu çıkmıştır. Bu modlarda oluşan titreşim genlikleri yüksek değildir. Fan bu yükleme şartlarında 85 Hz frekansında rezonansa girebilir. Bu nedenle aşırı yükleme şartlarında 5100 rpm hızına yakın hızlarda fan rezonansa girebilir.

Şekil 4.35'te birkaç titreşim modu ve frekansı gösterilmiştir.



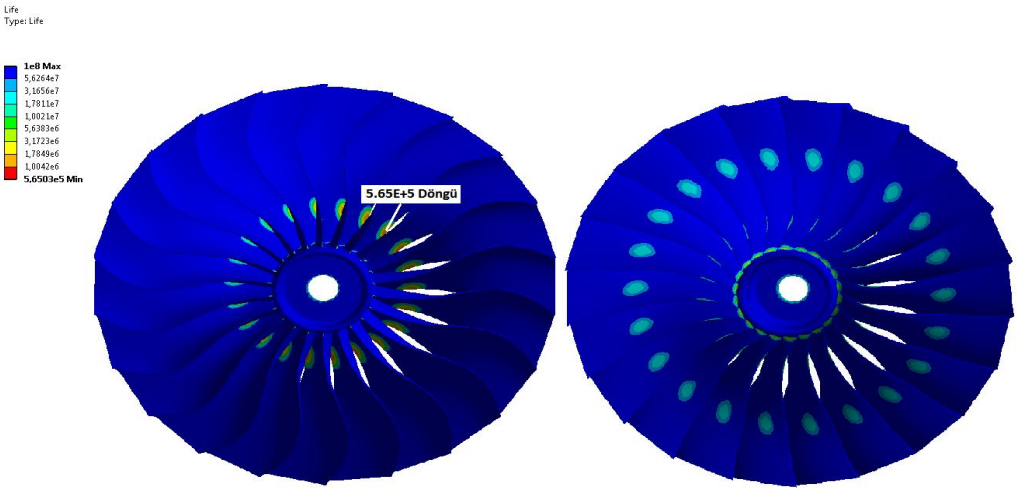
Şekil 4.35: Optimum model titreşim modları



Şekil 4.36: Optimum tasarım harmonik tepki grafiği

Fan için istenilen çalışma şartı 4200 rpm hız ile dönme şartıydı. Ancak fanın uçuş süresinde hızının artıp azaldığı bilinmektedir. R=0.5 ve R=0 için ömür analizleri yapılmıştır. Bu etkiler ile yapılan ömür analizleri sonuçları Şekil 4.37'de ve Şekil 4.38'de görülmektedir.

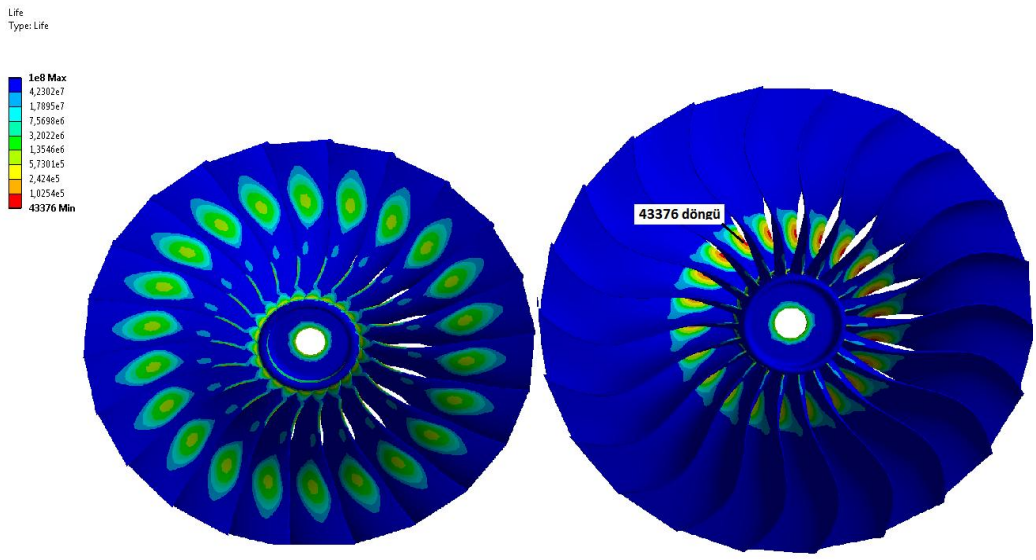
Ömür analizleri sırasında optimum tasarım gerilme dağılımı kullanılmıştır. Değişken yükler R katsayısı ile ifade edilmiştir. R=0 motorun çalışma şartlarına çıkıp sonradan tekrar durma durumudur. R=0.5 ise fan üzerine gelen değişken gerilmelerin maksimum Von Mises gerilmelerinin yarısına eşit olduğu durumdur.



Şekil 4.37: Optimum tasarım için R=0.5 için ömür dağılımı

R=0.5 için yapılan ömür analizinde görüleceği gibi malzeme üzerinde çatlak başlaması için fanın bu durumda 5.65E+5 döngü boyunca bu hareketi yapacaktır. Motorun her uçuşu sırasında bu hareketleri ortalama 10 defa yapacağı varsayılırsa fan yaklaşık 56500 uçuş sonrasında yapısal sorunlar oluşturmaya başlayacaktır.

Optimum tasarım üzerinde oluşan maksimum Von Mises gerilmesi 401 MPa olarak belirlenmişti. Bu değer Al 7050-T7651 malzemesinin ömür grafiğinde yaklaşık olarak 60 ksi değerine denk gelmektedir. Malzeme ömür grafiklerinde ortalama gerilme etkisi göz ardı edilmektedir. ANSYS ömür analizlerinde ortalama gerilme Goodman etkisi ile yapılmıştır. ANSYS analizleri ile ortalama gerilme etkisinin ne kadar olacağı önem kazanmaktadır.

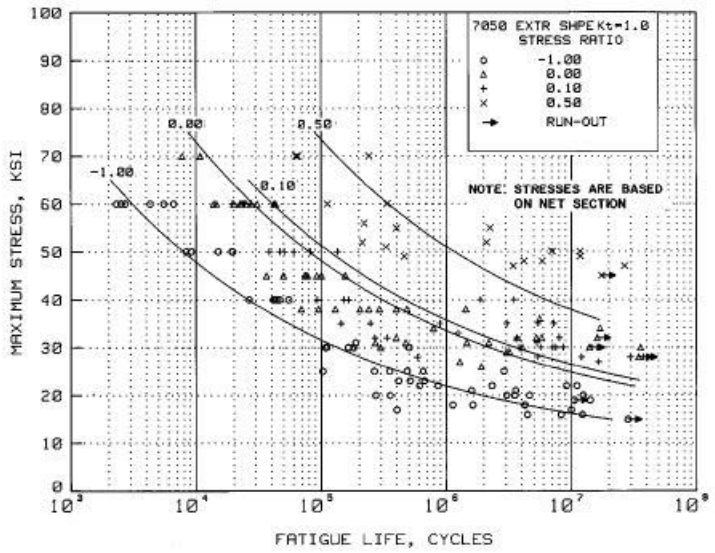


Şekil 4. 38: Optimum tasarım R=0 için ömür dağılımı

Bu durum motorun çalışıp durması durumudur Her uçuş için 1 defa olması durumunda fanın ömrü minimum 43376 uçuş olacaktır. Fan hasar görmeye gerilme yığılmalarının olduğu kanatçıkların firar kenarından başlayacaktır.

Şekil 4.39'da Al 7050-T7651 malzemesinin yorulma eğrileri gösterilmiştir. Von Mises gerilmesinin 401 MPa olması durumunda R=0.5 yükleme şartı için ömür 5E+4 döngü olacaktır. R=0 yükleme şartı için malzeme ömrü 5E+5 döngü olacaktır.

Şekil 4.39'da Al 7050-T7651 malzemesinin yorulma eğrileri gösterilmiştir. Von Mises gerilmesinin 401 MPa olması durumunda R=0.5 yükleme şartı için ömür 5E+4 döngü olacaktır. R=0 yükleme şartı için malzeme ömrü 5E+5 döngü olacaktır.



Şekil 4.39: Al 7050-T7651 yorulma eğrileri [9]

5. DEĞERLENDİRMELER

Turbofan fan yapısal optimizasyonunu konu alan bu çalışmada önce bir başlangıç tasarımı yapılmıştır. Başlangıç tasarımının yapısal uygunlukta olduğu kontrol edilmiş ve gösterilmiştir.

Bu çalışmada fan çalışma şartlarını sağlayacak daha iyi bir tasarımın olup olmadığı araştırılmıştır. Optimizasyon ile daha iyi bir tasarım bulunmuştur. Başlangıçta 165.5 kg olan fan kütlesinin ne kadar ve nasıl azaltılacağı belirlenmiştir. Al 7050-T7651 ile Tİ-6Al-4V malzemelerinin denendiği bu çalışmada, Simplex ve MOGA algoritmalarının optimum tasarım bulma davranışları incelenmiştir.

Çalışma sonucunda Simplex metodu fan malzemesi olarak Al 7050-T7651 malzemesinin seçilmiştir. Başlangıç kütlesi 165.5 kg'den 135.45 kilograma düşürülmüştür. Optimizasyon ile %18.14 kütle azaltılmıştır. Belirlenen bu tasarımın titreşim ve ömür gibi diğer uygunluk şartlarını da sağladığı görülmüştür.

Bu optimizasyon çalışmasında fan kütlesini %18.14 azaltacak bir tasarım bulunmuştur. Bu sayede uçuş sırasında yakıt sarfiyatı düşürülmüş olacaktır. Yakıt sarfiyatının düşürülmesi çevreye salınan zararlı gazların miktarını düşüreceğinden dolayı bu çalışmanın doğal yaşamı korumak üzerinde yararlı etkileri olacaktır.

İlerde yapılacak bir fan optimizasyon çalışması için akış yapı etkileşimi göz önüne alınırsa optimum model iyileştirilebilinir.

KAYNAKLAR

[1] **He, Q., Xuan, H., Liu, L., Hong, W. & Wu, R.** (2013). Perforation of aero-engine fan casing by a single rotating blade. *Aerospace Science and Technology*,25,234-241.

[2] **Chuan, Z., Xiang-hua, J., Xiang-hai, C. & Tong-cheng, S.** (2014). TC4 Hollow Fan Blade Structural Optimization Based on Bird-Strike Analysis. *Asia-Pacific International Symposium on Aerospace Technology*,99,1385-1394.

[3] **Amoo, L. M.** (2013). On the design and structural analysis of jet engine fan blade structures. *Progress in Aerospace Sciences*,60,1-11.

[4] **Theju, V., Uday, P. S., Reddy, P. L. V. G. &Manjunath, C. J.** (2014). Design and Analysis of Gas Turbine Blade. *International Journal of Innovative Research in Science*,3.

[5] **Belyaev, V. M., Zurilin, A. A. & Cherkasov, S. O.** (2014). On The Strength Calculation of The Rotating Parts. *Chemistry and Chemical Engineering in XXI Century: XV International Scientific Conference*. Tomsk, Russia: Tomsk Polytechnic University.

[6] **Nelder, J. A., Mead, R**.(1965). A Simplex Method for Function Minimization, *Computer Journal*,7, 308-313. doi: 10.1093/comjnl/7.4.308.

[7] **Poles, S.** (2003). MOGA II An Improved Multi-Objective Genetic Algorithm, Technical Report, Esteco, İtaly

[8] **Fisher, R.A**. (1915). Frequency distribution of the values of the correlation coefficient in samples from an indefinitely large population, *Biometrika*,10, 507–521.doi:10.1093/biomet/10.4.507.

[9] **Department of Defence** (1998). Metallıc Materıals And Elements For Aerospace Vehıcle Structures (MIL-HDBK-5H). United States of America, Department of Defence.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad :Tahir SOYUGÜZEL

Doğum Tarihi ve Yeri :01.01.1990 BİTLİS

E-posta : soyuguzel.tahir@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İTÜ, Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2015, İTÜ, Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı, Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015- Enginsoft Turkey Proje Mühendisi (Yapısal ve CFD Tasarım ve Analizler, Yorulma, titreşim ve akustik, optimizasyon)
- 2013-2015 Kale AR-GE Tasarım ve Analiz Mühendisi olarak çalıştım.
- 2013 Yılında İTÜ Uçak Mühendisliği 3. lüğü