

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİSK KANATÇIK SİSTEMLERİNDEKİ DÜZENSİZLİK DAVRANIŞININ
ANSYS PROGRAMI İLE İSTATİSTİKSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur AĞDACI

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİSK KANATÇIK SİSTEMLERİNDEKİ DÜZENSİZLİK DAVRANIŞININ
ANSYS PROGRAMI İLE İSTATİSTİKSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Onur AĞDACI
(511121219)**

Uça Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN

Aralık 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511121219 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Onur AĞDACI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Disk kanatçık sistemlerindeki düzensizlik davranışının ANSYS programı ile istatistiksel olarak incelenmesi” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erol UZAL
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **14 Kasım 2017**
Savunma Tarihi : **27 Aralık 2017**



Eşime,



ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanması sırasında desteğini, engin tecrübesini ve değerli vaktini benimle paylaşan danışman hocam Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN'a, teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmam boyunca sağladıkları olanaklar ve sürekli yardımları için, TEI Yapısal Mühendislik Müdürlüğü'ne teşekkür ederim. Son olarak, maddi ve manevi her türlü desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen, bana güvenen eşime tüm kalbimle teşekkür ederim.

Kasım 2017

Onur AĞDACI
(Kıdemli Yapısal Analiz Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. KANATÇIKLARDAKİ DÜZENSİZLİKLER.....	7
2.1 Genlik Faktörü	7
2.2 Fiziksel Mekanizmalar	8
2.2.1 Doğal Frekans Ayrışması.....	8
2.2.2 Mod Bozulması	9
2.3 Genlik Faktörünü Etkileyen Unsurlar	12
2.3.1 Modal Yoğunluk	12
2.3.2 Frekans Sapması	14
2.3.3 Düzensizlik Şiddeti	15
2.4 Genlik Faktörlerinin Azaltılması.....	16
2.4.1 Kasıtlı Düzensizlik	16
3. SONLU ELEMANLAR İNDİRGEME TEORİSİ	19
3.1 Düzensiz Sistemler için Hareket Denklemi	19
3.2 Düzenli ve Düzensiz sistemlerde Modal Koordinat Dönüşümü	20
3.3 Düzensizlik Analizleri için Craig-Bampton İndirgeme Yöntemi	20
3.4 Düzensizlik Parametreleri	22
4. DÜZENSİZLİKLERİN İSTATİSTİKSEL OLARAK İNCELENMESİ.....	23
4.1 Düzensizlik Analizleri Akış Şeması.....	23
4.2 Normal Dağılım	25
4.3 Standart Sapma.....	25
4.4 Yüzey Merkezli Tasarım Uzayı	26
4.4.1 Sınırlandırılmış Karma Tasarım Uzayı	28
4.4.2 Gömülü Karma Tasarım Uzayı	29
4.4.3 Yüzey Merkezli Karma Tasarım Uzayı	30
4.5 Cevap Yüzeyi	31
4.5.1 Tam İkinci Dereceden Polinom Cevap Yüzeyi Metodu	32
4.5.2 Kriging Cevap Yüzeyi Metodu	34
4.5.3 Parametrik Olmayan Regresyon Cevap Yüzeyi Metodu	36

4.5.4 Genetik Kümelenme Metodu	38
4.6 Örneklemeye Yöntemleri	41
4.6.1 Monte Carlo Örneklemeye Yöntemi	41
4.6.2 Latin Hypercube Örneklemeye Yöntemi	41
4.7 Olasılık Hesaplamaları	42
4.7.1 Ortalama Değer ve Standart Sapma	42
4.7.2 Çarpıklık Değeri	42
4.7.3 Basıklık Değeri	43
4.7.4 Birikimli Dağılım Fonksiyonu	44
5. ANSYS ROTOR 67 MODELİ ÇALIŞMASI	45
5.1 NASA Rotor 67 Model Tanıtımı	45
5.2 Sonlu Elemanlar Modelleri	46
5.3 Sınır Koşulları	48
5.4 Yükleme Koşulları	49
5.5 Analiz Akış Şeması	50
5.6 Modal Analiz Sonuçları	51
5.7 Düzenli Durum Analiz Sonuçları	53
5.8 Düzensiz Durum Analiz Sonuçları	54
6. AKADEMİK ROTOR MODELİ ANALİZ ÇALIŞMALARI	57
6.1 12 Kanatçıklı Akademik Disk Kanatçık Modeli Tanıtımı	57
6.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	59
6.3 Düzenli Durum Modal Analiz Sonuçları	61
6.4 Düzenli Durum Zorlanmış Titreşim Analizleri	64
6.5 Düzensiz Durum Analizlerinin İstatistiksel Olarak İncelenmesi	66
7. SONUÇ	87
8. KAYNAKLAR	89
EKLER	98
EK-A	100
ÖZGEÇMİŞ	107

KISALTMALAR

CMM : Component Mode Mistuning

DVM : Destek Vektör Makineleri





SEMBOLLER

$[K^S]$: Disk kanatçık sisteminin rijitlik matrisi
$[M^S]$: Disk kanatçık sisteminin kütle matrisi
$\{u^S\}$: Deplasman vektörü
$\{F^S\}$: Kuvvet vektörü
Ω	: Zorlama frekansı
$[K_0^S]$: Nominal rijitlik matrisi
$[K_\delta^S]$: Rijitlik değişim matrisi
δ_n^k	: Düzensizlik şiddeti
$[\Lambda^S]$: Doğal frekanslarının karesinin köşegen matrisi
$[I]$: Birim matris
N	: Sektör Sayısı
$\{q\}$: Genelleştirilmiş Craig Bampton koordinatları
$[T]$: Dönüşüm matrisi
$[\Psi^B]$: Statik mod şekilleri
$[\hat{K}_0]$: İndirgenmiş kanatçık matrisi
$[\Lambda^B]$: Craig-Bampton indirgeme yöntemindeki doğal frekanslarının karesi
$[\Phi^B]$: Craig-Bampton indirgeme yöntemindeki mod şekilleri
E_0	: Düzenli durum elastiklik modülü
E_n	: Düzensiz durum elastiklik modülü
δf_i^n	: Düzensiz bir kanatçıktaki frekans değeri
ω_i^n	: Kanatçık numarası n olan kanatçığın nominal frekansı
$\bar{\omega}_i^n$: Kanatçık numarası n olan kanatçığın düzensiz frekansı
N_f	: Kanatçık frekanslarının sayısı
$f(x)$: Dağılım fonksiyonları
σ	: Standart sapma
μ	: Ortalama değer
$[-\alpha, +\alpha]$: Aşırı fiziksel alt ve üst sınırlar
$\beta_1 \cdots \beta_k$: Regresyon modelindeki doğrusal ana etki katsayıları
$\beta_{11} \cdots \beta_{kk}$: Regresyon modelindeki ikinci dereceden etki katsayıları
$\beta_{12} \cdots \beta_{k-1,k}$: Regresyon modelindeki etkileşim katsayıları
y_i	: Her bir çıkış parametresinin değeri
\hat{y}_i	: Çıkış değeri tahmini
$y(x)$: Cevap yüzeyleri fonksiyonu
$Z(x)$: Gaus dağılım fonksiyonu
$r(x^i, x^j)$: İki nokta arasındaki gauss korelasyonları
A_i ve A_i^*	: Lagrange çarpanları
$\hat{y}_{ens}(x)$: Cevap yüzey fonksiyonlarının ağırlıklı ortalaması
\hat{y}	: Çarpıklık değeri
\hat{r}	: Basıklık değeri
GF	: Genlik Faktörü



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1: Gerçekleştirilmesi gereken analiz sayıları.....	31
Çizelge 5.1: Eleman ve düğüm noktaları sayıları.....	48
Çizelge 5.2: Malzeme özellikleri.....	48
Çizelge 5.3: Ön gerilmemiş modal analiz sonuçları.....	52
Çizelge 5.4: Ön gerilmeli modal analiz sonuçları.....	52
Çizelge 6.1: 12 Kullanılan malzeme özellikleri.....	58
Çizelge 6.2: Ağ yapısı İterasyon değerleri.....	60
Çizelge 6.3: Harmonik İndeks ve doğal frekans sonuçları.....	61
Çizelge 6.4: Standart sapma değeri 0.06 için düzensizlik şiddeti dağılımı.....	83



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Düzensizliğin neden olduğu zorlanmış titreşim davranışı [3].....	3
Şekil 1.2: Standart sapma değerine bağlı olarak değişen genlik faktörü dağılımı [4].	4
Şekil 1.3: Düzensizlik şiddetine bağlı olarak değişen genlik faktörü dağılımı [7].....	5
Şekil 2.1: Doğal frekans ayrışması	8
Şekil 2.2: Doğal frekans ayrışması nedeniyle oluşan genlik değeri	9
Şekil 2.3: Düzenli (a) ve düzensiz (b) mod şekilleri	10
Şekil 2.4: Kalabalık campbell diyagramı [13].....	10
Şekil 2.5: 0. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]	11
Şekil 2.6: 1. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]	11
Şekil 2.7: 2. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]	11
Şekil 2.8: 3. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]	12
Şekil 2.9: Normalleştirilmiş frekans ve nodal çap grafiği	13
Şekil 2.10: Düşük ve yüksek modal yoğunluk	13
Şekil 2.11: Frekans sapması	14
Şekil 2.12: Frekans sapma noktaları [4]	15
Şekil 2.13: Maksimum genlik faktörü ve düzensizlik şiddeti	16
Şekil 2.14: Kasıtlı düzensizlik metodunun etkinliği [10]	17
Şekil 2.15: Montaj sırasını değiştirme yönteminin etkinliği [10].....	18
Şekil 4.1: Düzensizlik analizleri akış şeması	24
Şekil 4.2: Normal dağılım	25
Şekil 4.3: Standart sapma ve normal dağılım	26
Şekil 4.4: Normal dağılım ve rassal dağılım	27
Şekil 4.5: Sınırlandırılmış karma tasarım uzayı [22].....	28
Şekil 4.6: Gömülü karma tasarım uzayı [22].....	29
Şekil 4.7: Yüzey merkezli karma tasarım uzayı [22]	30
Şekil 4.8: Tam ikinci dereceden cevap yüzeyi	33
Şekil 4.9: Kriging cevap yüzeyi	35
Şekil 4.10: Kriging cevap yüzeyindeki salınım.....	36
Şekil 4.11: Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi.....	37
Şekil 4.12: Kriging ve parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi karşılaştırması	38
Şekil 4.13: Ankastre mesnet ve sınır koşulları	40
Şekil 4.14: Genetik kümelenme cevap yüzeyi.....	40
Şekil 4.15: Pozitif çarpıklık, simetrik ve negatif çarpıklık.....	43
Şekil 4.16: Basıklık değerinin pozitif ve negatif olma durumu.....	43
Şekil 5.1: NASA Rotor 67 Modeli	46
Şekil 5.2: NASA Rotor 67 360° modeli ve 1/22 sektör modeli	46
Şekil 5.3: Solid 186 eleman tipi	47
Şekil 5.4: Kontak yüzeyi	47
Şekil 5.5: Sınır koşulları	49
Şekil 5.6: Gerçek ve sanal basınç dağılımları.....	49
Şekil 5.7: Düzensizlik parametreleri	50

Şekil 5.8: NASA Rotor 67 analizleri akış şeması	51
Şekil 5.9: Kritik frekans 522.76 Hz için toplam deformasyon karşılaştırması	53
Şekil 5.10: Kritik frekans 522.76 Hz için eşdeğer gerilme karşılaştırması	53
Şekil 5.11: Tüm frekans aralığındaki toplam deformasyon dağılımı	54
Şekil 5.12: Kritik frekans 534.76 Hz için toplam deformasyon karşılaştırması	54
Şekil 5.13: Kritik frekans 534.76 Hz için eşdeğer gerilme karşılaştırması	55
Şekil 5.14: Tüm frekans aralığındaki toplam deformasyon dağılımı	55
Şekil 6.1: 12 Kanatçıklı akademik disk kanatçık modeli	58
Şekil 6.2: Ağ yapısı parametreleri	59
Şekil 6.3: Akademik model sektör ağ yapısı	60
Şekil 6.4: Akademik model tüm ağ yapısı	61
Şekil 6.5: Harmonik indeks ve doğal frekans grafiği	62
Şekil 6.6: Mod Ailesi 2 Disk Baskın Mod	63
Şekil 6.7: Mod Ailesi 3 Kanatçık Baskın Mod	63
Şekil 6.8: Frekansa bağlı toplam deformasyon dağılımı	64
Şekil 6.9: 1. Tepe noktası toplam deformasyon (mm)	65
Şekil 6.10: 2. Tepe noktası toplam deformasyon (mm)	65
Şekil 6.11: Kanatçık numaraları	66
Şekil 6.12: Olasılık yoğunluğu ve düzensizlik şiddeti	67
Şekil 6.13: Birinci Tepe noktası genlik faktörleri dağılımı	68
Şekil 6.14: İkinci tepe noktası genlik faktörleri dağılımı	68
Şekil 6.15: Birinci tepe noktası genlik faktörleri ve standart sapma değerleri	69
Şekil 6.16: İkinci tepe noktası genlik faktörleri ve standart sapma değerleri	69
Şekil 6.17: Standart sapma 0.01 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	70
Şekil 6.18: Standart sapma 0.02 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	70
Şekil 6.19: Standart sapma 0.03 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	71
Şekil 6.20: Standart sapma 0.04 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	71
Şekil 6.21: Standart sapma 0.05 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	72
Şekil 6.22: Standart sapma 0.06 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	72
Şekil 6.23: Standart sapma 0.07 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	73
Şekil 6.24: Standart sapma 0.08 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	73
Şekil 6.25: Standart sapma 0.09 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	74
Şekil 6.26: Standart sapma 0.10 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ..	74
Şekil 6.27: Standart sapma 0.01 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	75
Şekil 6.28: Standart sapma 0.02 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	75
Şekil 6.29: Standart sapma 0.03 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	76
Şekil 6.30: Standart sapma 0.04 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	76
Şekil 6.31: Standart sapma 0.05 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	77
Şekil 6.32: Standart sapma 0.06 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	77
Şekil 6.33: Standart sapma 0.07 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	78
Şekil 6.34: Standart sapma 0.08 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	78
Şekil 6.35: Standart sapma 0.09 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	79
Şekil 6.36: Standart sapma 0.10 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu ...	79
Şekil 6.37: Birinci genlik faktörü ve birikimli olasılık dağılımı	80
Şekil 6.38: İkinci genlik faktörü ve birikimli olasılık dağılımı	80
Şekil 6.39: Birinci genlik faktörü için 99% ve 50% güvenilirlik seviyeleri	81
Şekil 6.40: İkinci genlik faktörü için 99% ve 50% güvenilirlik seviyeleri	81
Şekil 6.41: Güvenilirlik faktörleri	82
Şekil 6.42: Standart sapma değeri 0.06 için düzensizlik şiddeti dağılımı	83
Şekil 6.43: Düzensiz durum frekansa bağlı toplam deformasyon dağılımı	84

Şekil 6.44: Kanatçık 4 ve 5 in düzenli durum ile karşılaştırılması.....	84
Şekil 6.45: Düzensiz durum birinci tepe noktası toplam deformasyon (mm)	85
Şekil 6.46: Düzensiz durum ikinci tepe noktası toplam deformasyon (mm)	86





DİSK KANATÇIK SİSTEMLERİNDEKİ DÜZENSİZLİK DAVRANIŞININ ANSYS PROGRAMI İLE İSTATİSTİKSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Gaz türbinli motorlar havacılık uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu motorlar yüzlerce sabit ve dönen parçadan oluşan oldukça karmaşık yapılardır. Gaz türbinli motorların disk kanatçık yapıları, şiddetli titreşim problemlerine maruz kaldıkları bilinen zengin dinamik sistemlerdir. Gaz türbinli motorların ana bileşenleri olan bu disk kanatçık yapılarının arızalanması sadece işletmeler ve toplum için önemli ekonomik kayıplara neden olmakla kalmayıp aynı zamanda insanların hayatlarını tehdit etmektedir. Bu nedenle, gaz türbinli motorlarının tasarımları olgunlaşmadan önce birçok analiz ve test sürecinden geçmesi ve olası hataların ayıklanması gerekmektedir.

Oldukça karmaşık olan bu yapıların tasarım sürecini kolaylaştırmak ve yapının sonlu elemanlar modelini oluşturabilmek amacıyla disk ve kanatçıklı yapılar genellikle özdeş olacak şekilde bir dizi disk ve kanatçık sektörlerinin bir araya getirilmesi ile oluşturulur. Kanatçıkların aynı olduğu varsayılsa da, bu kanatçıklar üretim toleransları, malzeme özelliklerinde değişkenlikler, aşınma ve yıpranma nedeniyle birbirlerinden farklı olma eğilimindedirler. Literatürde, kanatçıklar arasındaki bu küçük farklılıkların etkileri düzensizlik olarak bilinir.

Bu düzensizlikler diskin rijitliği ile birleştiğinde, sistemin titreşim enerjisini yalnızca birkaç kanatçığa yoğunlaşabilmektedir. Bu fenomen, mod lokalizasyonu olarak bilinmektedir. Mod lokalizasyonu genellikle birkaç kanatçığın zorlanmış tepki genliklerinde önemli bir artışa neden olmaktadır. Kanatçıklardaki zorlanmış tepki genliklerinin artması sonucunda, bu kanatçıklarda yüksek çevrimli yorulma ömrü azalmaktadır.

Yüksek çevrimli yorulma hatalarını önlemek amacıyla, araştırmacılar yapının düzensizlik davranışını dikkate almalıdırlar. Bu düzensizlik davranışı, bilinen düzensizlik ve rassal düzensizlik olmak üzere iki kategoriye ayrılabilir. Bilinen düzensizliklerde, kanatçıklardaki düzensizlik şiddeti, üretilen kanatçıklardan elde edilen ölçümler yoluyla hesaplanır ve yüksek çevrimli yorulma davranışı sadece bu duruma özel olarak elde edilir. Ancak çalışma koşullarında bu kanatçıklar aşınma ve yıpranma nedeniyle birbirlerinden farklı olabilir. Bu nedenle, kanatçıklardaki düzensizlikler rassal ve doğru bir şekilde ölçülmesi zor olduğundan mod lokalizasyonun ne zaman gerçekleşeceği ve hangi kanatçıkların etkilenebileceğini tahmin etmek oldukça güçtür.

Geleneksel yöntemlerde kanatçıklardaki düzensizlik davranışı nümerik denklemler ve Monte Carlo örnekleme gibi istatistiksel yöntemler kullanılarak incelenmektedir. Monte Carlo örneklemeinde, gerçekleştirilecek olan örneklemelelerdeki düzensizlik şiddeti rassal olarak seçilmektedir. Elde edilen rassal örneklemin sonuçları, düzenli durum analiz sonuçları ile bölünerek genlik faktörleri hesaplanmaktadır. Olasılık yoğunluğu fonksiyonu ve birikimli olasılık dağılımı bu örneklemeden neticesinde elde edilmektedir. Olasılık yoğunluk fonksiyonu, birikimli olasılık dağılımı ve 1000'den fazla örnekleme yardımıyla maksimum genlik faktörü belirlenebilmektedir. Ayrıca, maksimum genlik faktörünü bulmak için farklı standart sapma değerleri için Monte Carlo örneklemeinin tekrar edilmesi gerekmektedir.

Günümüzde, nümerik denklemler yerine sonlu elemanlar indirgeme yöntemleri kullanılmasına rağmen sonuçların doğruluğu örnekleme sayısına göre değişir. Literatürde Monte Carlo örneklemelerinin genlik faktörlerini 99.9% güvenilirlik seviyesinde hesaplayabilmesi için en az 1000 örnekleme gerektiği açıkça belirtilmektedir.

Bu tez kapsamında, 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık modeli dikkate alınmıştır. ANSYS APDL programında parametrik olarak akademik disk kanatçık modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan akademik rotor modelinin statik analizi, 10000 dev/dk açışal hız altında gerçekleştirilmiştir. Statik analizin öngerilme etkisi doğrusal pertürbasyon modal analizine yansıtılmış ve çözülen modal analiz sonucunda doğal frekanslar, mod şekilleri ve harmonik indeksler elde edilmiştir. Bu sonuçların yardımı ile harmonik indeks ve frekans grafiği çizilmiş ve frekans ayrışma noktası tespit edilmiştir. Bu bilgilerin ışığında, 100 Hz ve 1000 Hz aralığında düzensizlik şiddeti olmaksızın mod süperpozisyon harmonik analizleri gerçekleştirilmiştir. Mod süperpozisyon harmonik analizi için yapısal sönüm oranı 0.05 olarak kabul edilmiştir. Yapılan mod süperpozisyon harmonik analizinden iki önemli tepe noktası gözlemlenmiştir. Birinci tepe noktasının, yapının ilk modunda ve ikinci tepe noktasının, frekans ayrışma bölgesinde olduğu anlaşılmıştır. Düzensizlik şiddeti olmaksızın gerçekleştirilen mod süperpozisyon harmonik analizlerinden elde edilen tepe noktalarının sonuçları, genlik faktörlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Bu tezde, düzensizlik şiddeti herbir kanatçık için normal dağılım fonksiyonu ve standart sapma değerinin bir fonksiyonu olarak tanımlanmış ve Monte Carlo örnekleme yerine yüzey merkezli merkezi kompozit tasarım teorisi kullanılmıştır. 0.01'de 0.1' e kadar olan standart sapma değerleri 0.01 er aralıklarla mod süperpozisyon harmonik analizleri kullanılarak incelenmiştir. Her bir standart sapma değeri için 562 analiz yapılmıştır. Tüm standart sapma değerleri için toplamda 5620 adet analiz gerçekleştirilmiştir. Tüm analizlerde birinci ve ikinci tepe noktalarındaki genlik faktörleri çıkış parametresi olarak tanımlanmıştır. Bu varsayımı kullanarak, kanatçık sayısına bağlı olan örnekleme sayıları önemli ölçüde azaltılmaktadır.

Her standart sapma değeri için tasarım uzayı sonuçları elde edildiğinde, elde edilen sonuçların giriş ve çıkış parametreleri arasındaki cevap yüzeyleri oluşturmak için genetik kümelene cevap yüzeyi metodolojisinde kullanılmıştır.

Genlik faktörlerini belirlemek için cevap yüzeyleri üzerinden 10000 adet rassal örnekleme gerçekleştirilmiştir. Bu örnekleme noktaları kullanılarak her bir standart sapma değeri için olasılık yoğunluk fonksiyonu ve kümülatif olasılık dağılımı elde edilmiştir. Bu fonksiyonlar yardımıyla, iki tepe noktası için 99% güvenilirlik seviyesindeki genlik faktörleri hesaplanmıştır.

Seçilen standart sapma aralığı 0.01 ile 0.1 için birinci tepe noktasında maksimum genlik faktörünün frekans ayrışma noktasında olmadığı için sürekli olarak arttığı gözlemlenmiştir. Yapıdaki rijitlik değişimi nedeniyle genlik faktörü sürekli olarak artmıştır. Standart sapma değeri 0.1'de yapının rijitlik değişimi $\pm\% 28.7$ 'dir.

Öte yandan seçilen standart sapma aralığı 0.01 ile 0.1 için ikinci tepe noktasındaki maksimum genlik faktörünün sürekli olarak artmadığı gözlemlenmiştir. Sonuçların standart sapma değeri 0.06 'de maksimuma ulaştığı gözlemlenmiştir. Öte yandan, 0.01 den 0.06'ya kadar olan standart sapma değerleri için, ikinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin birinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinden daha büyük olduğu anlaşılmıştır. Standart sapma değeri 0.06 yapıdaki rijitlik değişiklikleri $\pm\% 18.5$ 'tir.

Frekans ayrışma bölgesinde genlik faktörünün bir üst limiti olduğu ve bu genlik faktörünün düşük düzensizlik şiddetlerinde olduğu açıkça görülmektedir.

Teorik maksimum büyütme faktörü, disk kanatçık yapılarındaki kanatçık sayısına bağlı olarak değişmektedir. Bu tekniği kullanarak, maksimum genlik faktörü 20 kanatçığa kadar belirlenebilir. Yapıda, 20'den fazla kanatçığın olduğu durumlarda, kısmi düzensizlik yaklaşımı kullanılabilir.





STATISTICAL INVESTIGATION OF MISTUNING BEHAVIOUR OF BLADED DISC SYSTEMS WITH ANSYS PROGRAM

SUMMARY

Gas turbine engines are widely used in aviation applications. These engines are quite complex structures consisting of hundreds of stationary and rotary parts. Gas turbine engine bladed discs, are rich dynamical systems that are known to suffer from severe vibration problems. The failures of these bladed discs which are the key components of gas turbine engines not only cause significant economic losses to enterprises and society, but also threaten people's lives. For this reason it is necessary to pass through many analysis and test processes before the designs of gas turbine engines are mature and to avoid possible mistakes.

In order to simplify the design process of these highly complex structures and to be able to model the finite elements of the structure all blades on a bladed disc in a gas turbine engines are assumed to be identical. Although the blades are assumed to be identical, the blades are slightly different from each other due to manufacturing tolerances, variations in material properties and wear and tear. In the literature the effects of small variations between blades are known as mistuning.

Mistuning coupled with flexibility of the disk, it can localize the vibration energy of the system to a small sector of the disk that containing only a few blades. This phenomena is known as the mode localization. Mode localization often results in a significant increase in the forced response amplitude of a few blades. In consequence of this increasing of a forced response amplitude of a few blades, the high cycle fatigue life of those blades are decreasing.

In order to prevent high cycle fatigue failure, researchers must take into account the mistuning behavior of the structure. This mistuning behavior can be divided into two categories to be known mistuning and random mistuning. In known mistuning, the variation of the blades are calculated from the manufactured blades and the high cycle fatigue behaviour calculated for that particular case. However during the operation conditions these blades can be vary from the each other due to the wear and tear. For this reason, blade mistuning is random and can be difficult to measure accurately, making it difficult to predict when localization will occur and what blades will be affected.

In traditional methods, the force response amplitude of mistuned blades investigated by using numerical equations that represent the blade behaviour, and statistical methods such as Monte Carlo simulations. In Monte Carlo simulation random sampling is performed to generate mistuning pattern. Obtained results from the random sampling is divided to tuned results and then the amplification factor is calculated. Probability density function and cumulative probability distribution are obtained from these sampling. By the help of probability density function cumulative probability distribution and than 1000 sampling, maximum amplification factor is determined.

Today's, although finite element reduction methods are used instead of numerical equations, accuracy of the results vary with the sampling number. In literature review At least 1000 sampling is required for Monte Carlo samples to be able to calculate amplitude factors at 99.9% confidence level. Moreover, Monte Carlo sampling should be done for different standard deviations to find maximum amplification factor.

Within the scope of this thesis, 12 bladed academic bladed disc system take into account. Academic bladed disc model was created in ANSYS APDL program parametrically. Static analysis was performed under the 10000 RPM. The prestressed effect of the static analysis was reflected in the linear perturbation modal analysis and natural frequencies, mode shapes and harmonic indices were obtained. With the help of these results, harmonic indices versus frequency plot was obtained and frequency veering location were determined. In the light of these information mode superposition harmonic analysis was performed without mistuning strength between the range of 100Hz and 1000Hz. For mode superposition harmonic analysis the structural damping ratio were assumed to 0.05. From the mode superposition harmonic analysis two significant peak points were observed. First peak point was belongs the first modes of the structure and the second peak point was belongs the frequency veering location. The results of the peak points obtained from modal superposition harmonic analysis without mistuning strength are used to calculate the amplification factors.

In this thesis, mistuning strength was defined as a normal distribution function and standard deviation for each blade, and face centered central composite design theory was applied instead of Monte Carlo simulations. The standard deviation values 0.01 to 0.1 by using 0.01 increment is investigated with mode superposition harmonic analysis. For each standard deviation value 562 analysis were performed. 5620 analysis were performed to obtain all standard deviation results. For all analysis the outputs were identified as first peak points and second peak points amplification factor. By using these assumption, sampling numbers which is depending on the blade number, are dramatically decreasing. Recall that for each standard deviation, If monte carlo analysis were performed minimum sampling number is 1000. Furthermore this sampling number is not accurate enough to create probability density and cumulative probability distribution.

Once design of experiments results were obtained for each standard deviation, the results were used in genetic aggregation response surface methodology to generate response surfaces between inputs and outputs.

10000 random samples were taken for the amplification factors from the response surfaces. By using these sampling points probability density function and cumulative probability distribution were calculated for each standard deviation. Within the help of these functions, %99 confidence level of the two peak points amplification factor were calculated.

It has been observed that the maximum amplification factor at the first peak point in the selected standard deviation range 0.01 to 0.1 is increased continuously. Because the first peak point is not at the frequency veering location. The amplification factor has been continuously increased due to the stiffness change in the structure. At the standard deviation of 0.1 the stiffness changes of the structure is $\pm 28.7\%$.

On the other hand, It has been observed that the maximum amplification factor at the second peak point in the selected standard deviation range 0.01 to 0.1 is not

increased continuously. It was observed that the results reached a maximum at the standard deviation value of 0.06. On the other hand, for the standard deviation values 0.01 to 0.06, second peak points amplification factors are greater than first peak points. At the standard deviation of 0.06 the stiffness changes of the structure is $\pm 18.5\%$. It is clear to see that at the frequency veering location there is an upper limit of the amplification factor, and this amplification factor occurs at the small mistuning region.

Theoretical maximum amplification factor is depending on the number of blade in the bladed disc structure. By using this technique, maximum amplification factor can be determined up to 20 blades. If the structure has more than 20 blades, partial mistuning approach could be used.





1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı

Geleneksel yöntemlerde kanatçıklardaki düzensizlik davranışı nümerik denklemler ve Monte Carlo örnekleme gibi istatistiksel yöntemler kullanılarak incelenmektedir.

Her bir standart sapma değeri için ayrı ayrı çözdürülen Monte Carlo örneklemelelerinden elde edilen genlik faktörleri birleştirildiğinde yapıdaki standart sapma değerine bağlı genlik faktörlerinin grafiği elde edilebilmektedir.

Standart sapma ve genlik faktörü grafiği yardımıyla imalat ve çalışma sırasında kanatçıklarda meydana gelebilecek düzensizliklerin yapıdaki zorlanmış titreşim cevabına olan etkisi tahmin edilebilmektedir. Ayrıca oluşturulan grafikten genlik faktörlerinin en yüksek değeri ve bu en yüksek değer oluşturduğu standart sapma miktarı göz önünde bulundurularak kanatçıklardaki müsaade edilebilir düzensizlik toleransları da tayin edilebilmektedir.

Geleneksel yöntemlerde nümerik denklemler ve Monte Carlo örneklemeinde kullanılacak toplam örnek sayısı, analizlerin sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Literatürde Monte Carlo örnekleme yöntemi ile kayda değer sonuçlar elde edebilmek için kullanılması gereken minimum örnekleme sayısı 1000 olarak belirlenmiştir.[1]

Sonlu elemanlar analiz yöntemleri ile her bir standart sapma değeri için yukarıda belirtilen örneklemelelerin çözdürülmesi ticari açıdan uygulanabilir değildir.

Bu nedenle, kanatçıklardaki düzensizlik davranışının sonlu elemanlar analiz yöntemleri ile incelenebilir hale getirilmesi, genlik faktörlerinin hesaplanabilmesi ve kritik genlik faktörünün bulunabilmesi amacıyla her bir standart sapma değeri için kanatçık sayısına bağlı olarak değişen toplam analiz sayısının azaltılması gerekmektedir.

Ming Zhang ve Ark. [2] yapmış oldukları incelemelerde aksel kompresör çarkı geometrilerinde meydana gelen hataların büyük bir bölümünün kanatçıklardaki düzensizliklerden kaynaklandığı ortaya konulmuştur.

Bu nedenle, bu tez çalışması kapsamında, oluşturulacak olan aksel kompresör çarkı geometrisinde düzensizlik davranışı gözlemlemek amacıyla her bir standart sapma değeri için kanatçık sayısına bağlı olarak yüzey merkezli tasarım uzayı

oluşturulacaktır. Yüzey merkezli tasarım uzayı kullanılarak düzensizliklere bağlı cevap yüzeyleri elde edilecektir. Cevap yüzeyleri elde edildikten sonra cevap yüzeyleri üzerinden Latin Hybercube (LH) örnekleme yöntemi kullanılarak genlik faktörleri elde edilecektir.

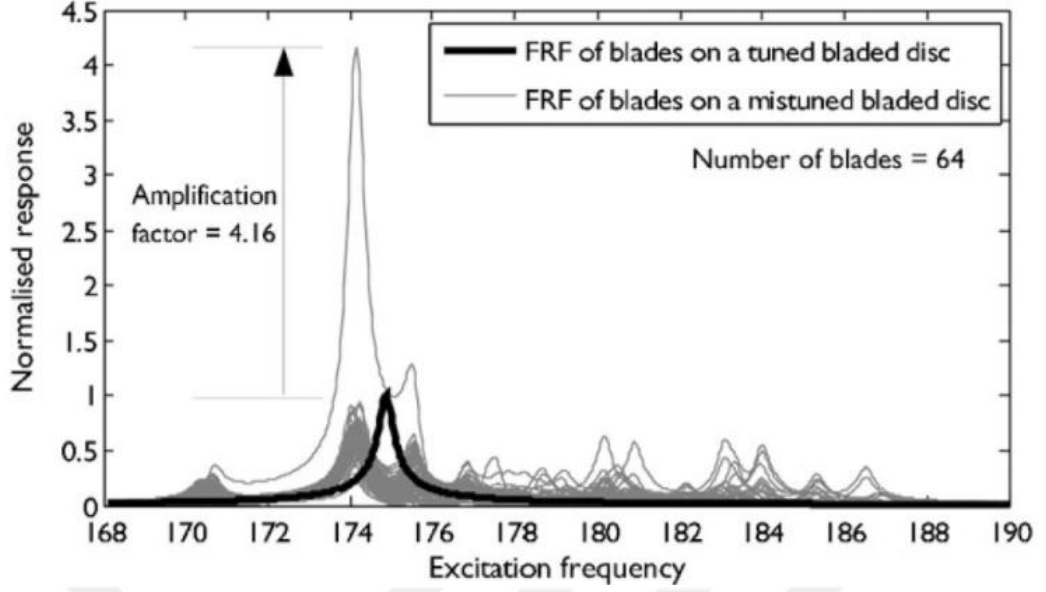
1.2 Literatür Araştırması

Disk ve kanatçık sistemleri hem türbinlerde hem de kompresörlerde akışkan ile rotor arasındaki enerji aktarımını sağlayan tekrarlı yapılardır. Oldukça karmaşık olan bu yapıların tasarım sürecini kolaylaştırmak ve yapının sonlu elemanlar modelini oluşturabilmek amacıyla disk ve kanatçıklı yapılar genellikle özdeş olacak şekilde bir dizi disk ve kanatçık sektörlerinin bir araya getirilmesi ile oluşturulur. Çevrimsel simetri olarak adlandırılan bu özellik, daha kolay kontrol edilebilir modeller oluşturulmasına imkân sağlamakta ve çözüm sürelerini hatırı sayılır bir ölçüde kısaltmaktadır.

Disk ve kanatçık sistemlerinin sonlu elemanlar modeli çevrimsel simetrik olarak modellenbilmesine rağmen, imalat toleransları, malzeme özelliklerindeki değişkenlikler, çalışma koşulları sırasında meydana gelen aşınmalar vb. nedenlerden dolayı kanatçıklar arasındaki özdeşlik bozulmaktadır. Kanatçıklar arasındaki özdeşliğin bozulması düzenli olan disk-kanatçık sistemini düzensiz hale getirmektedir. Literatürde bu düzensizlik/ayarsızlık 'Mistuning' olarak adlandırılmaktadır.

Düzensizlik veya düzensizlik şiddeti kanatçıkların malzeme özellikleri veya boyutlarında meydana gelen bozulmanın tasarım veya ortalama değere göre olan yüzdesel değişimidir. Kanatçıklardaki düzensizlik şiddeti çok küçük olsa bile Bölüm 2 de anlatılacak olan mekanizmalardan dolayı yapının zorlanmış titreşim davranışına olan etkisi yüksek olabilir.

Y.-J. Chan ve D. J. Ewins [3]'ün yapmış oldukları çalışmada 64 kanatçıklı bir yapıda kanatçıklarda meydana gelen ± 5 % mertebelerindeki düzensizliğin, zorlanmış titreşim cevabını büyük ölçüde değiştirdiği ortaya konulmuştur. Şekil 1.1 de Y.-J. Chan ve D. J. Ewins [3] yapmış oldukları çalışmada ± 5 % mertebelerindeki düzensizliğin maksimum genlik faktörünü 4.16 kat arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır.



Şekil 1.1: Düzensizliğin neden olduğu zorlanmış titreşim davranışı [3]

Kanatçıklardaki düzensizlik, zorlanmış titreşim cevabını büyük ölçüde değiştirdiği için yüksek çevrimli yorulma analizlerinde yapının ömrünü etkileyen ve dikkat edilmesi gereken en önemli faktörlerden biridir.

Kanatçıklardaki düzensizlik davranışının araştırmacılar tarafından incelenmesi 40 yılı aşkın bir süredir devam etmektedir. Kanatçıklardaki düzensizlik davranışı ile ilgili 400'ün üzerinde makale hazırlanmış çeşitli otoriteler tarafından kabul görmüş ve yayımlanmıştır.

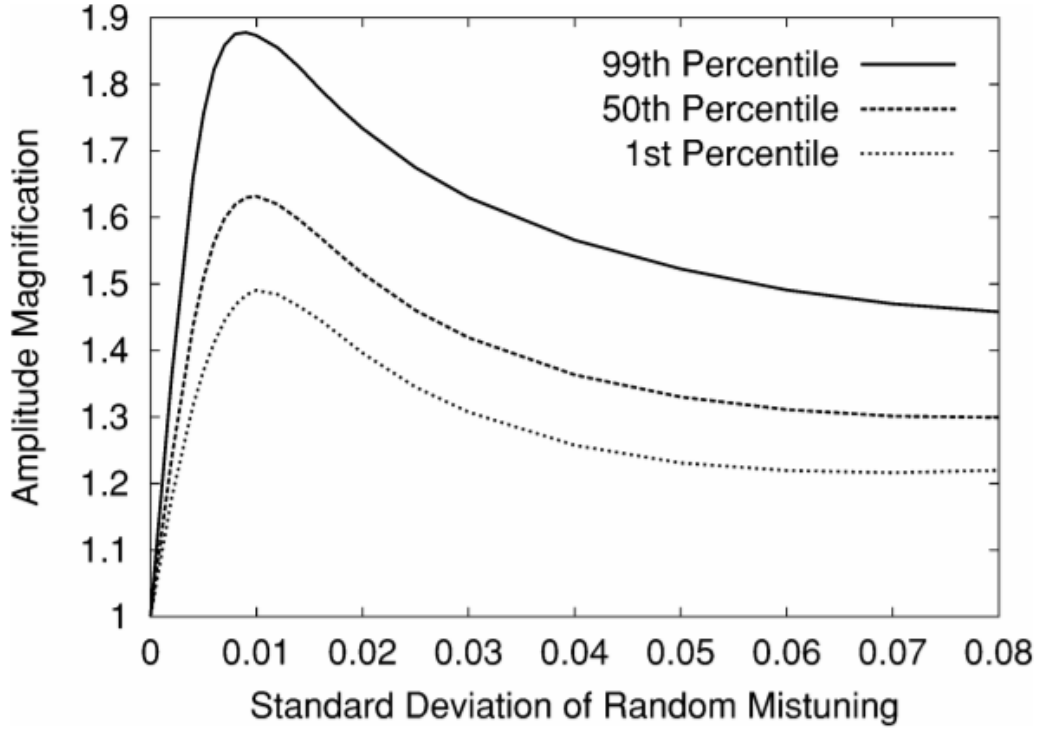
Literatürde kanatçıklardaki düzensizliğin etkisini belirlemek amacıyla standart sapma ve genlik faktörü yaygın olarak kullanılmaktadır.

Standart sapma değeri, bir kanatçığın yüzdesel olarak ne kadar düzensiz olduğunu belirlerken genlik faktörü, düzensiz bir kanatçık geometrisinin zorlanmış titreşim analizleri sonucu oluşturduğu belirli bir sektördeki maksimum deformasyon değerinin, o sektörde düzenli durumda oluşan deformasyon değerine oranı olarak tanımlanmaktadır.

Günümüzde kanatçıklardaki tanımlanmış düzensizliklerin zorlanmış titreşim cevabına etkisi sonlu elemanlar analizleri ile incelenebilmektedir. Tanımlanmış düzensizlik dağılımı üzerinden yapılan analizlerde elde edilen zorlanmış titreşim cevabı ile düzenli durumun zorlanmış titreşim cevabı karşılaştırılarak genlik faktörleri de hesaplanabilmektedir. Bu analiz türünde elde edilen genlik değerleri yapıda meydana gelebilecek en yüksek genlik faktörü olmamakla birlikte çalışma aralığında sorun teşkil edebilecek mertebelerde olmayabilir.

Literatür araştırmalarında araştırmacılar belirli bir düzensizlik sonucu oluşacak titreşim cevabı ve bu düzensizliğe karşılık gelen genlik faktörlerinin bulunmasından ziyade kanatçıklardaki düzensizliklerin rastlantısal olarak meydana geldiğini ve imalat sürecindeki toleranslar, malzeme özelliklerindeki farklılıklar ve motorun çalışma ömrü boyunca meydana gelebilecek aşınmalardan dolayı değişebileceğini göz önünde bulundurmuşlardır.

Araştırmacılar kanatçıklardaki rastlantısal olarak meydana gelebilecek düzensizlik parametrelerinin yapıdaki zorlanmış titreşim cevabına etkisini incelemek amacıyla Monte Carlo örnekleme yöntemini kullanarak oluşan düzensizliklerin genlik faktörlerine olan etkilerini incelemiş ve standart sapma değerine bağlı olarak oluşabilecek genlik faktörlerini çıkartmışlardır. Şekil 1.2 de genlik faktörlerinin kanatçıklardaki düzensizliklerin bir ölçütü olan standart sapma değeri için oluşturulmuş genlik faktörü dağılımı görülmektedir.



Şekil 1.2: Standart sapma değerine bağlı olarak değişen genlik faktörü dağılımı [4]

Monte Carlo örnekleme yöntemi, kanatçıklardaki düzensizlik davranışını incelemek amacıyla yaygın olarak kullanılan bir metot olmasına rağmen örnekleme sayısının yüksek olması yöntemi uygulanabilirliği açısından problem teşkil etmektedir.

Monte Carlo örnekleme yönteminde kullanılan örnekleme sayısı elde edilecek olan hata olasılık değerini doğrudan etkilemektedir. N sayılı bir Monte Carlo örnekleme için $1/N$ den daha küçük hata olasılıkları değerlendirilememektedir. Bu nedenle küçük olasılıkların güvenilir bir şekilde tahmin edilmesi için binlerce örnek alınmalıdır.[1]

Sonlu elemanlar analiz yöntemleri ile Monte Carlo örnekleme yöntemlerinin doğrudan kullanılması çözüm süresini kabul edilemez mertebelere çıkartacağı için tercih edilmemektedir.

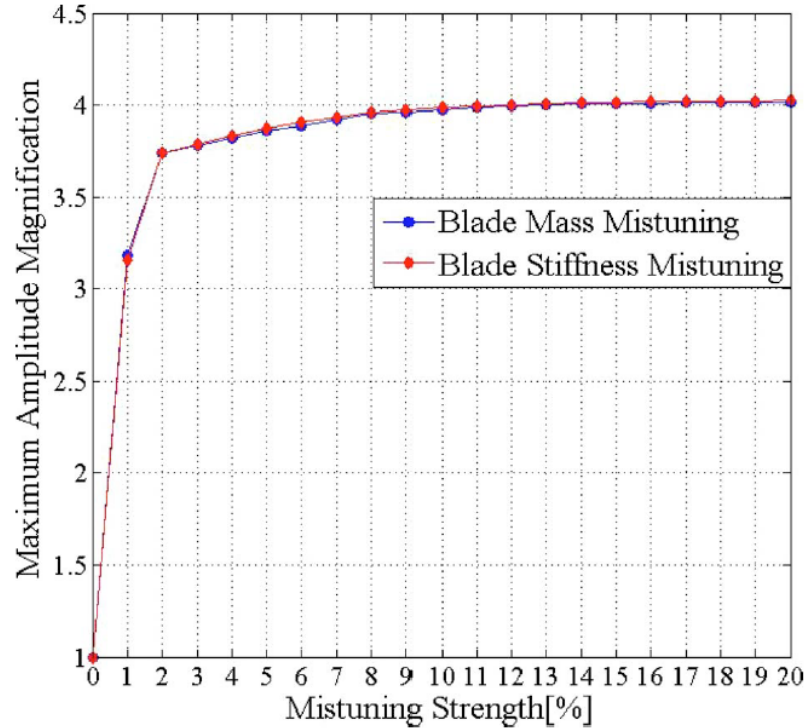
Literatürde sonlu elemanlar analizlerinin çözüm sürelerini kısaltmak için indirgenmiş sonlu elemanlar modelleri yaygın olarak kullanılmaktadır.[5] Oluşturulan indirgenmiş modellerde çevrimsel simetri olarak kurgulanmış modelin her bir sektöründeki kütle ve/veya rijitlik matrisleri, tanımlanmış olan düzensizlik değerleri kadar değiştirilmiştir.

ANSYS Programında kanatçıklardaki düzensizlikleri sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edebilmek amacıyla S.-H. Lim ve Ark. [6] tarafından geliştirilmiş ‘Component Mode Mistuning’ metodu kullanılmaktadır.

S.-H. Lim ve Ark. [6] tarafından geliştirilen CMM yönteminde kanatçıklardaki düzensizlikler, elastiklik modülünün düzensizlik değeri kadar değiştirilmesi ile analizlerine yansıtılmaktadır.

Elastiklik modülünün değiştirilmesi yapının rijitlik matrisini etkilediği için doğal frekansları ve zorlanmış titreşim cevabını da doğrudan etkilemektedir.

Literatür araştırmalarında kanatçıklardaki düzensizliğin kütle matrisi kullanarak yapılan çalışmalarda mevcut olmasına rağmen H. Liao ve Ark.[7] yapmış olduğu karşılaştırma çalışması düzensizliklerin, rijitlik ve kütle matrisi kullanılarak modellenmesinin genlik faktörleri üzerinde aynı sonuçları verdiğini kanıtlamaktadır.



Şekil 1.3: Düzensizlik şiddetine bağlı olarak değişen genlik faktörü dağılımı [7]

Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan indirgeme yöntemleri çözüm sürelerini kısaltmasına rağmen örnekleme sayısının fazlalığı çözülmesi gereken bir diğer konudur.

Monte Carlo örnekleme yönteminin 99,9% olasılıkla genlik faktörlerini hesaplayabilmesi için en az 1000 örnekleme gerekmektedir. Ayrıca maksimum genlik faktörünü bulmak amacıyla farklı standart sapma değerleri için Monte Carlo örnekleme yönteminin tekrarlanması gereklidir.

İstatistiksel yaklaşımlarda örnekleme sayısı elde edilecek olan olasılık yüzdesini etkilediği için daha az örnekleme gerçekleştirilerek 99,9% olasılığını yakalamak mümkün değildir [1].

Sonlu elemanlar analizlerinde her bir kanatçıkta tanımlanacak olan düzensizlik parametresi için kanatçık sayısına bağlı olarak tasarım uzayı oluşturmak mümkündür. Tasarım uzayı kullanılarak düzensizlik parametrelerine bağlı cevap yüzeyleri oluşturulabilir. Elde edilen cevap yüzeyleri üzerinden kolaylıkla istenilen sayıda ve hassasiyette örnekleme gerçekleştirilebilir ve genlik faktörleri hesaplanabilir. Her bir standart sapma değeri için benzer yaklaşım takip edilerek maksimum genlik faktörü ve maksimum genlik faktörünün meydana geldiği standart sapma değeri tayin edilebilir.

Bu bölümde disk kanatçık yapılarındaki düzensizlikler ile ilgili literatür araştırması özeti verilmiştir ve tezin amacı açıklanmıştır.

2. KANATÇIKLARDAKİ DÜZENSİZLİKLER

Kanatçıklar, İmalat toleransı, malzeme özelliklerindeki değişiklikler ve çalışma koşulları sırasında meydana gelen aşınmalar nedeniyle düzensiz olma eğilimi göstermektedirler. Kanatçık yapılarında meydana gelen düzensizlikler yapının zorlanmış titreşim cevabına olumsuz yönde etki etmektedir.

Bu bölümde genlik faktörlerini oluşturan fiziksel mekanizmalar ve etkileyen faktörler detaylıca incelenecektir.

2.1 Genlik Faktörü

Genlik Faktörü, kanatçıklardaki düzensizliğin zorlanmış titreşim cevabına olan etkisini ölçmek için kullanılan orantısal bir sayıdır. Düzensiz bir kanatçık yapısından elde edilen en yüksek zorlanmış titreşim cevabının, aynı koşullar altında düzenli bir kanatçık yapısından elde edilen en yüksek zorlanmış titreşim cevabına oranı olarak tanımlanmaktadır.[8]

$$GF = \frac{U_{Düzensiz}}{U_{Düzenli}} \quad (2.1)$$

Maksimum genlik faktörü ise kanatçıklardaki düzensizlik parametreleri neticesinde yapıda meydana gelebilecek en yüksek genlik faktörü olarak tanımlanmaktadır. Maksimum genlik faktörünü, bir disk üzerindeki kanatçık sayısına, ayrıntılı tasarıma ve sönüm katsayılarına bağlı olarak değişmektedir.[8]

Literatür araştırmasında maksimum genlik faktörü terimi için üç oranı açıklamak için kullanılmıştır. İlk olarak, teorik olarak meydana gelebilecek en yüksek genlik faktörünün üst sınırı olarak kullanılmıştır. İkincisi, bu terim, optimizasyon analizlerinden elde edilen azami değeri açıklamak için kullanılmıştır. Üçüncü ve son olarak gerçekleştirilen birçok örnekleme içerisinde elde edilen ve birikimli dağılım fonksiyonundaki olasılık yoğunluğu 99,9% olan oranı açıklamak için kullanılmıştır. [8]

99.9%'lik genlik faktörü yapıda meydana gelen maksimum genlik faktöründen çok az bir miktar daha düşük olmasına rağmen bu iki değer arasındaki genlik faktörlerinin nadiren oluşabileceği için maksimum genlik faktörü olarak adlandırılmaktadır.

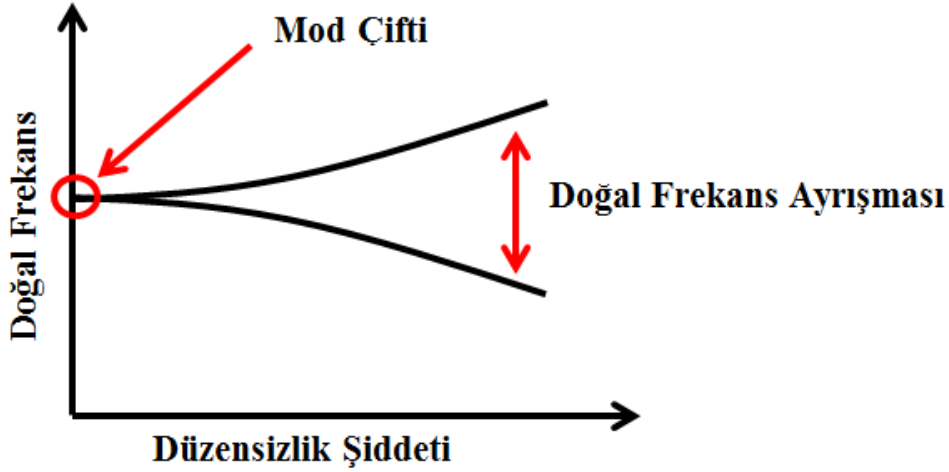
Kanatçıklardaki düzensizliklerin rastlantısal olarak meydana gelmesinden dolayı genlik faktörleri de olasılık yoğunluğuna sahip rastlantısal bir değişken olmaktadır. Bu nedenle tez kapsamında maksimum genlik faktörü üçüncü açıklamada tanımlanan birçok örnekleme içerisinde birikimli dağılım fonksiyonundaki olasılık yoğunluğu 99,9% olan değer olarak alınacaktır.

2.2 Fiziksel Mekanizmalar

Genlik faktörlerinin oluşmasına neden olan ve zorlanmış titreşim analizi davranışını değiştiren temel fiziksel mekanizmaları Kenyon ve Griffin [9], doğal frekans ayrışması ve mod şekillerinde bozulma olarak ikiye ayırmıştır.

2.2.1 Doğal Frekans Ayrışması

Doğal frekans ayrışması, düzenli disk kanatçık sistemlerinde aynı doğal frekanslarda meydana mod çiftlerinin düzensizlik şiddetinin artmasıyla farklı doğal frekans değerinde meydana gelen iki ayrı moda bölünmesidir[9]. Doğal frekans ayrışması düzensizlik şiddeti ile doğru orantılıdır. Şekil 2.1 'den de anlaşılacağı gibi düzensizlik şiddetinin artması düzenli durumda aynı doğal frekansta meydana gelen mod çiftlerini birbirlerinden uzaklaştırır.

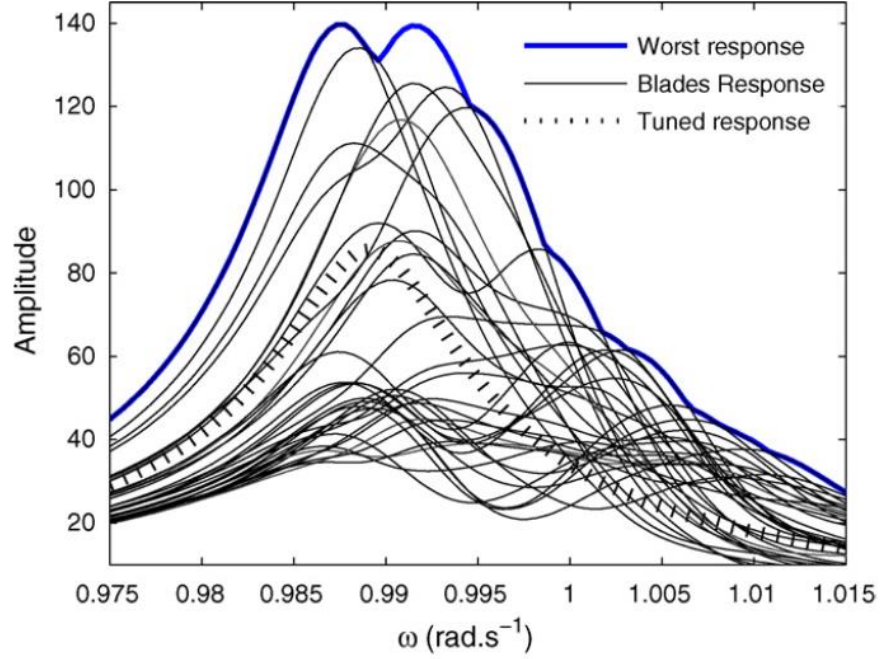


Şekil 2.1: Doğal frekans ayrışması

Mod çiftindeki iki mod, aynı doğal frekans değerinde gerçekleşmediğinden, bu iki mod tek bir sinüzoidal dalga halinde birleşemez. Mod çiftleri tek bir sinüs dalgası olacak şekilde birleşmek yerine, yapıdaki zorlanmış titreşim cevabında ayrı ayrı yer alırlar.

Doğal frekans ayrışmasının sonucu olarak, zorlanmış titreşim cevabında yalnızca bir tepe noktasının görüldüğü düzenli sistemlerin aksine, düzensiz sistemlerde ikiz tepe

noktaları oluşmaktadır. Şekil 2.2 'de M. Rahimi ve S.Ziaei-Rad[10] 'nın yapmış oldukları çalışmada elde ettikleri doğal frekans ayrışması ve oluşan ikiz tepeler gösterilmiştir.



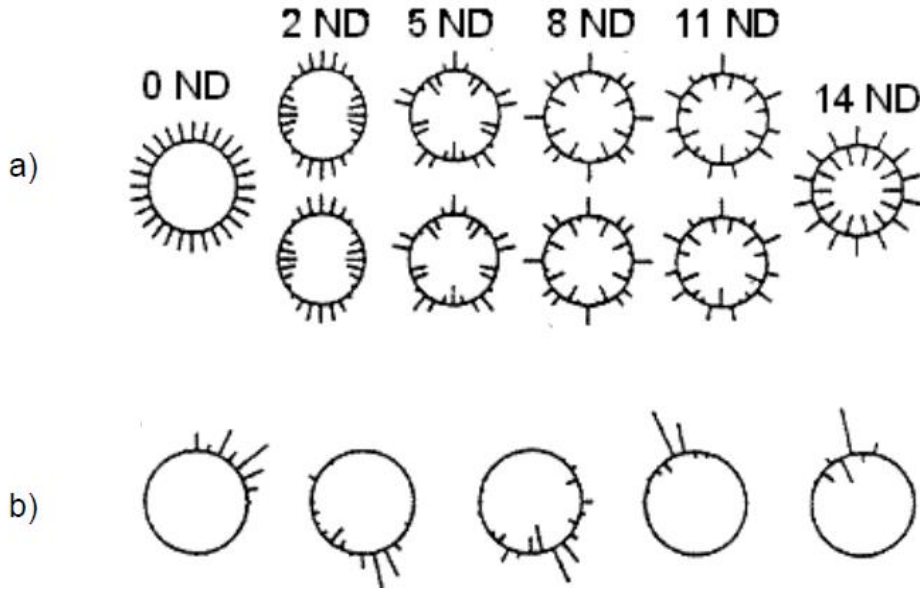
Şekil 2.2: Doğal frekans ayrışması nedeniyle oluşan genlik değeri

MacBain ve Whaley [11] in yapmış oldukları nümerik ve deneysel çalışmalar doğal frekans ayrışmasının genlik faktörleri üzerinde orta ölçekte bir artış sağladığı ve en yüksek genlik faktörü değerini 1.21 olabileceğini ortaya koymuşlardır.

2.2.2 Mod Bozulması

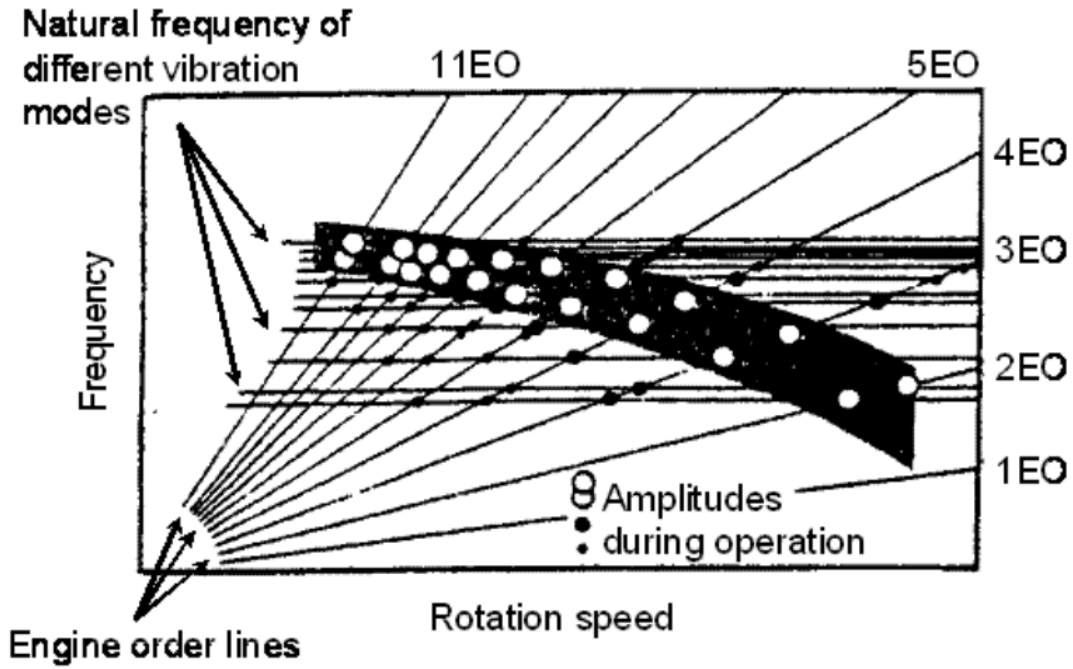
Mod lokalleşmesi veya mod bozulması, düzenli bir kanatçık sisteminin imalat toleransları, malzeme özelliklerindeki değişkenlikler, çalışma koşulları sırasında meydana gelen aşınmalar vb. nedenlerden dolayı düzensizleşmesi durumunda yapıdaki titreşim enerjisinin birkaç kanatçığa yığılmasıdır.

Şekil 2.3 [12] de 28 kanatçıklı bir disk kanatçık sistemi düzenli ve düzensiz durumlarda oluşabilecek bağıl deformasyon değerleri gösterilmiştir. Şekil 2.3a'da düzenli kanatçık sisteminde gerçekleşen mod şekilleri nodal çaplar ile tanımlanabilirken, şekil 2.3b'de kanatçıklardaki düzensizliklerden dolayı mod şekilleri nodal çaplar ile tanımlanamamaktadır.



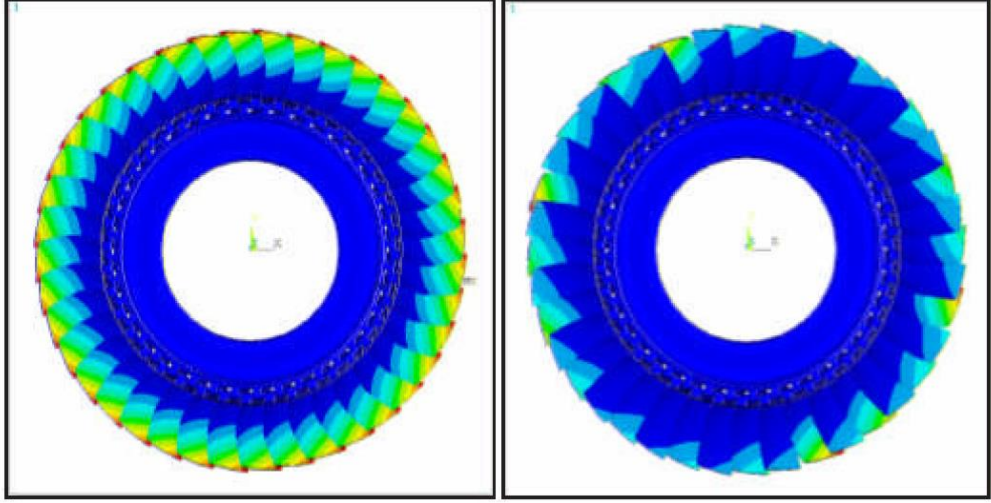
Şekil 2.3: Düzenli (a) ve düzensiz (b) mod şekilleri

A. V. Srinivasan [13] 'ın yapmış olduğu çalışmada düzensiz kanatçıklara sahip bir yapıda mod bozulmasının oluşabilmesi için çalışma aralığının şekil 2.4 de gösterilen kalabalık bir 'Campbell' diyagramına ve çoklu nodal çap bileşenine sahip olması gerektiğini belirtmiştir.

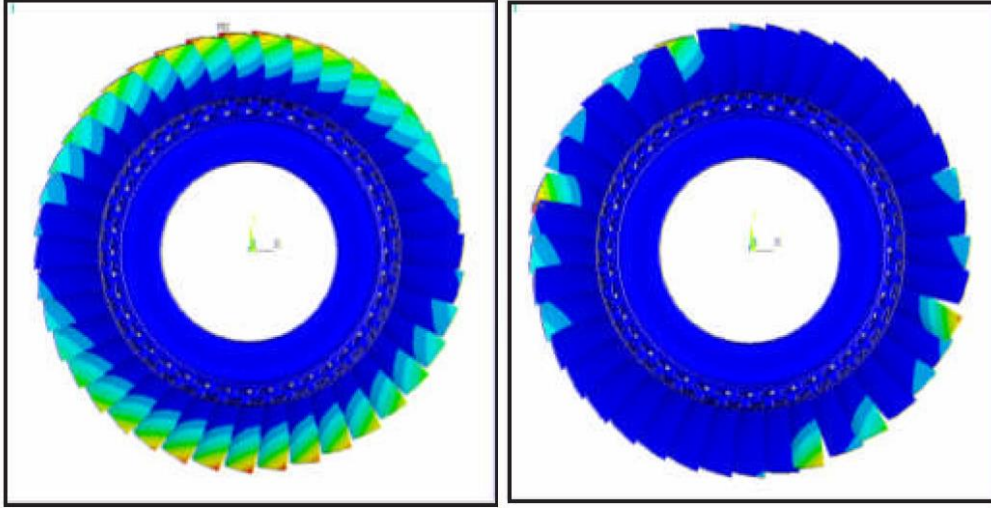


Şekil 2.4: Kalabalık campbell diyagramı [13]

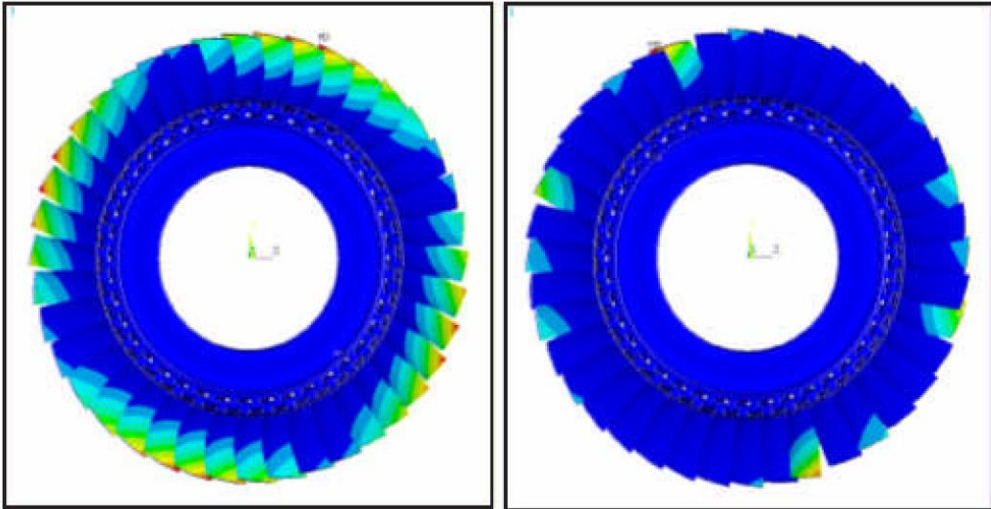
Şekil 2.5-8 arası J. S. Rao [14] tarafından mod bozulmasının ve lokalleşmesinin etkisini gözlemlemek amacıyla yapılmış analiz sonuçlarını göstermektedir.



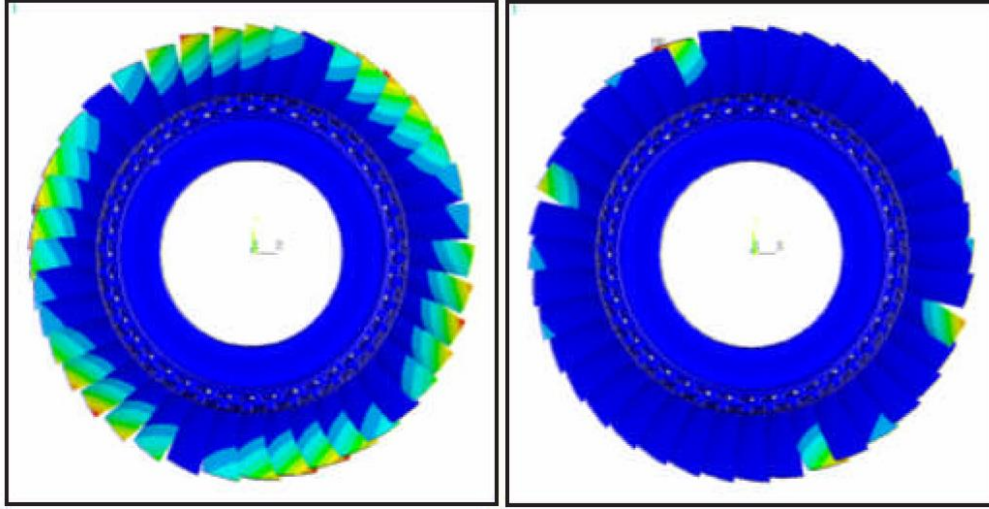
Şekil 2.5: 0. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]



Şekil 2.6: 1. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]



Şekil 2.7: 2. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]



Şekil 2.8: 3. Nodal çaptaki düzenli ve düzensiz mod şekilleri [14]

Mod bozulması veya lokalizasyonu genlik faktörlerini oluşturan en önemli mekanizmadır. Yapılan literatür araştırmasında maksimum genlik faktörünün mod lokalleşmesiyle meydana geldiği görülmüştür. [9]

Bu bölüme genlik faktörlerinin oluşmasına neden olan ve zorlanmış titreşim davranışını değiştiren doğal frekans ayrışması ve mod bozulması mekanizmaları incelenmiştir.

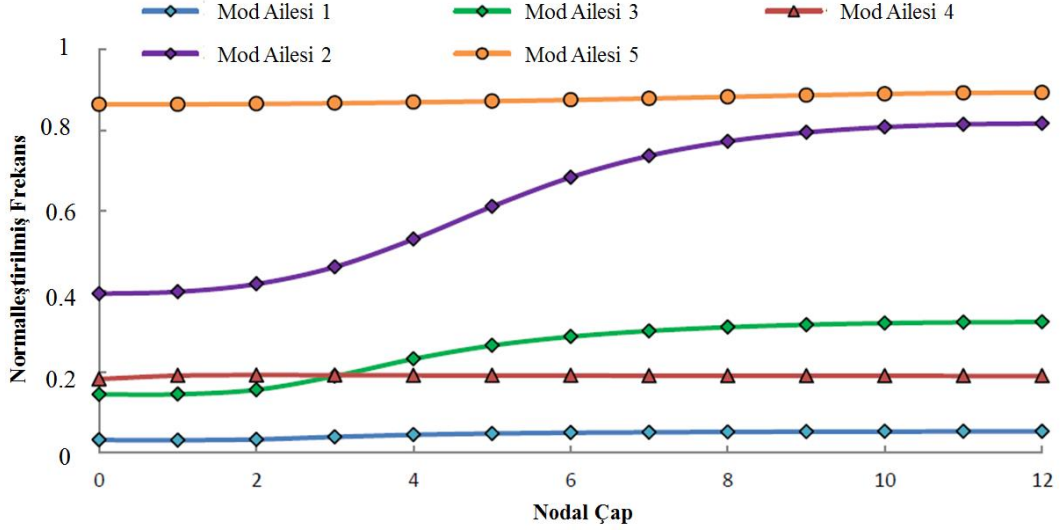
Mod bozulmasının oluşturduğu genlik faktörleri mod şekillerinin lokalleşmesi nedeniyle doğal frekans ayrışmasına göre daha yüksektir. Mod bozulması genlik faktörlerini etkileyen en önemli mekanizma olmakla beraber doğal frekans ayrışması da zorlanmış titreşim analizlerinde ikiz tepeler oluşturduğu için bu iki fiziksel mekanizma beraber incelenmelidir.

2.3 Genlik Faktörünü Etkileyen Unsurlar

Bölüm 2.2 de genlik faktörlerini oluşturan mekanizmalar incelenmiştir. Bu bölümde Disk kanatçık yapılarında meydana gelen düzensizlikler neticesinde oluşan genlik faktörlerini etkileyen unsurlar incelenecektir.

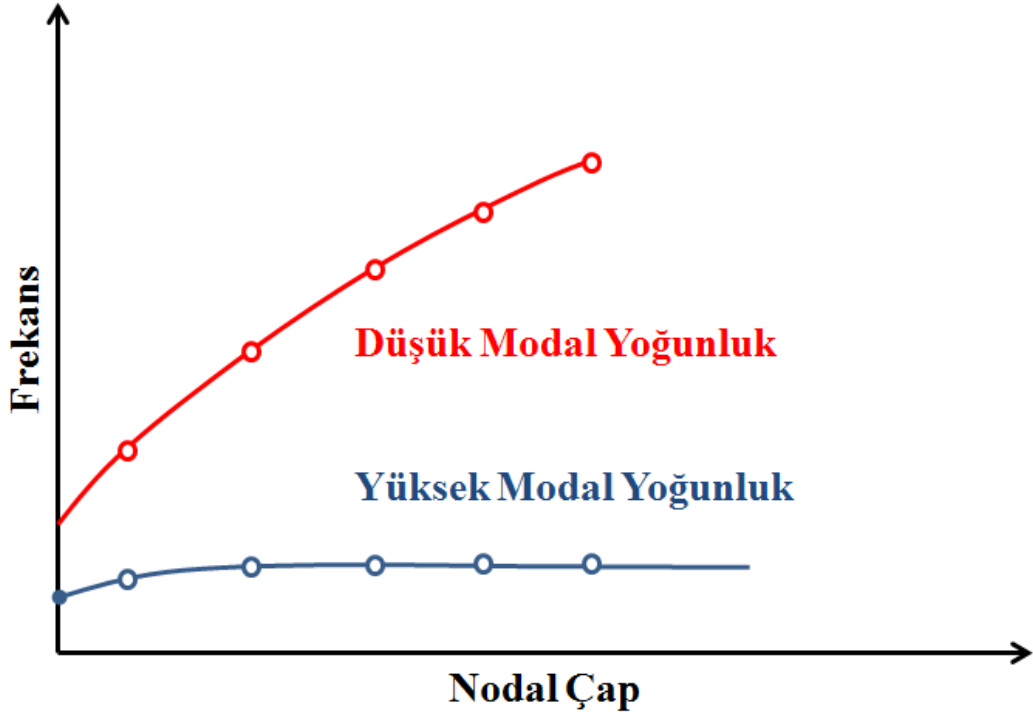
2.3.1 Modal Yoğunluk

Literatürde disk kanatçık sistemlerin doğal frekansları incelemek, kritik doğal frekansları belirlemek amacıyla frekans ve nodal çap grafiği yaygın olarak kullanılmaktadır. Örnek bir frekans ve nodal çap grafiği şekil 2.9 da verilmiştir.



Şekil 2.9: Normalleştirilmiş frekans ve nodal çap grafiği

Frekans ve nodal çap grafiğinde, farklı nodal çap değerlerindeki aynı mod şekilleri mod ailesi olarak isimlendirilir. Mod ailesinin farklı nodal çap değerlerindeki frekanslarının birbirlerine yakın olması durumunda mod ailesinin modal yoğunluğu yüksektir. Benzer şekilde, Mod ailesinin farklı nodal çap değerlerindeki frekanslarının birbirlerine uzak olması durumunda mod ailesinin modal yoğunluğu düşüktür. Şekil 2.10 da yüksek ve düşük mod yoğunluğu gösterilmiştir.

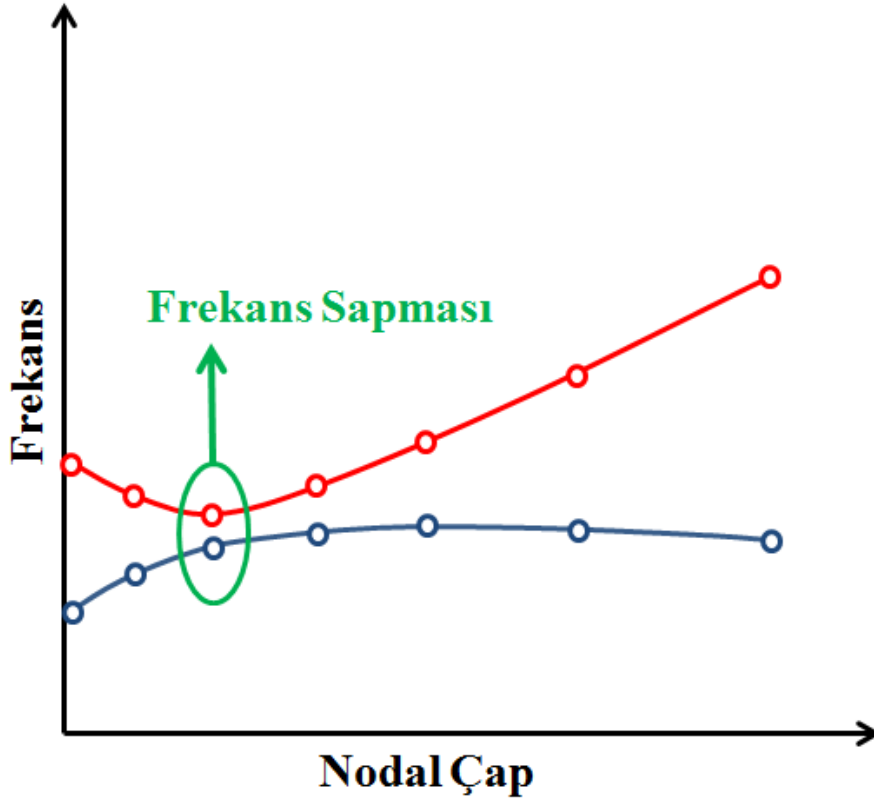


Şekil 2.10: Düşük ve yüksek modal yoğunluk

Modal yoğunluğun yüksek olması modların bozulmasını kolaylaştırmaktadır. Yüksek modal yoğunluğun olduğu durumlarda modlar bozulacağı için genlik faktörlerini de arttırmaktadır. [12]

2.3.2 Frekans Sapması

Frekans sapması, disk kanatçık sistemlerindeki frekans ve nodal çap grafiğinde kanatçık baskın mod ailesi ile disk baskın mod ailesinin birbirlerine yakınlaştığı ve ardından uzaklaştığı bölgeler ile tanımlanmaktadır. Şekil 2.11 de örnek bir frekans sapması görseli gösterilmiştir.



Şekil 2.11: Frekans sapması

Frekans sapmasının oluştuğu noktada, birbirlerine yakınlaşan ve ardından uzaklaşan iki mod ailesi arasında güçlü bir etkileşim görülmektedir. Bu etkileşim neticesinde, kanatçıkların baskın olduğu mod ailesinin, modlarının gerinim enerjisi kanatçıklarda yoğunlaşmaya başlar ve nodal çapların doğal frekans üzerindeki etkisi azalır.

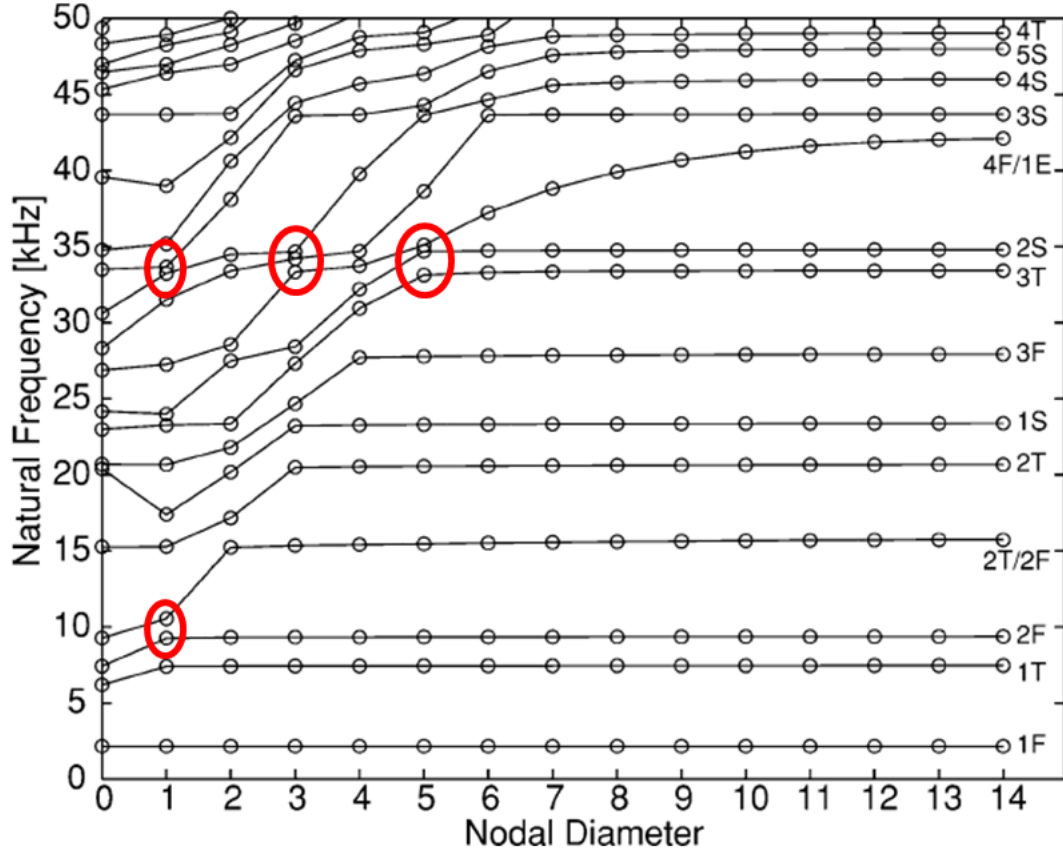
Disk baskın olduğu mod ailelerinde ise gerinim enerjisinin çoğu diskte bulunur ve mod şeklindeki nodal çapların sayısı, modun doğal frekansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Düğüm çaplarının daha yüksek olması gerinim enerjisini ve dolayısıyla modun doğal frekansını daha hızlı bir oranda artırmaktadır.

Kanatçıkların baskın olduğu mod ailesi ile disklerin baskın olduğu mod ailesini frekansları birbirlerine yaklaştığında, mod aileleri birbirleri ile etkileşime girer ve frekans sapması meydana gelir. [15]

Frekans sapmasının olduğu noktalarda mod aileleri arasında etkileşim gerçekleştiğinden kanatçıklar üzerinde mod bozulması oluşur. Frekans sapmasının olduğu noktalarda modlar bozulacağı için genlik faktörlerini de arttırmaktadır.

Disk kanatçık sistemlerinde meydana gelebilecek maksimum genlik faktörleri frekans sapma noktalarında çıkmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar analizlerini frekans sapma noktalarında gerçekleştirmektedir.

Şekil 2.12 de M.P. Castanier ve C. Pierre [4] in yapmış oldukları çalışmadaki frekans sapma noktaları işaretlenmiştir.



Şekil 2.12: Frekans sapma noktaları [4]

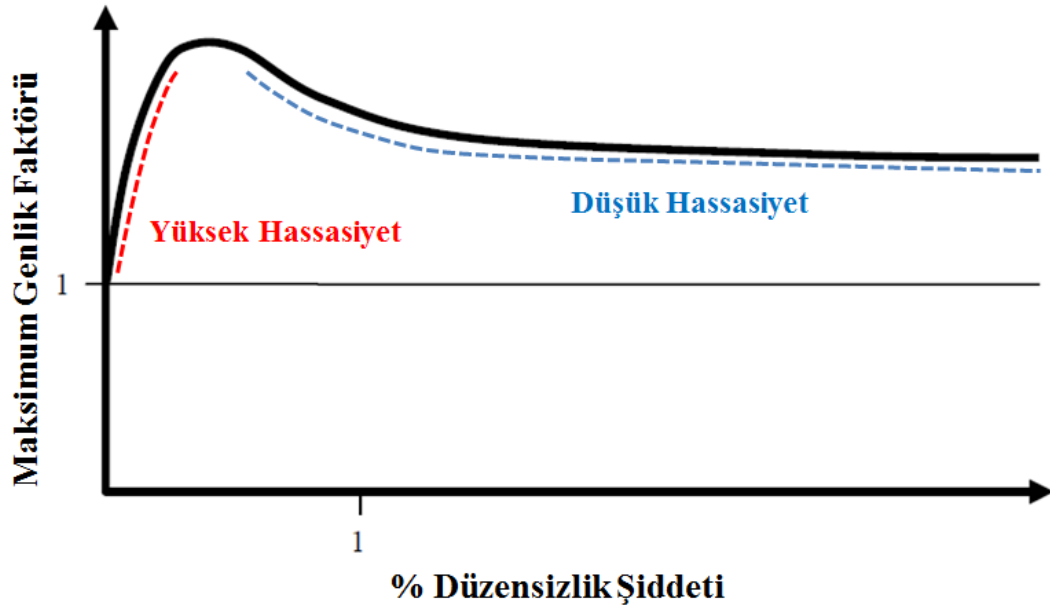
2.3.3 Düzensizlik Şiddeti

Düzensizlik veya düzensizlik şiddeti kanatçıkların malzeme özellikleri veya boyutlarında meydana gelen bozulmanın tasarım veya ortalama değere göre olan yüzdesel değişimine karşılık gelmektedir. İstatistiksel analiz yöntemlerinde en

yüksek genlik faktörünü oluşturacak düzensizlik şiddeti bilinmediğinden düzensizlik şiddetinin ölçütü olarak standart sapma kullanılmaktadır.

Düzensizlik şiddetinin referans değere yakın olduğu konumlarda (düşük şiddetlerde) genlik faktörlerin hassasiyeti yüksektir. Bu nedenle düzensizlik şiddetindeki küçük artışların genlik faktörleri üzerindeki etkisi yüksektir. Düzensizlik şiddetinin referans değere uzak olduğu konumlarda ise (yüksek şiddetlerde) genlik faktörlerin hassasiyeti düşüktür. Bu nedenle düzensizlik şiddetindeki artışların genlik faktörleri üzerindeki etkisi düşüktür.

Genlik faktörü ve düzensizlik şiddeti arasındaki ilişki düzensizlik analizlerinde istatistiksel yöntemlerin kullanılmasının temelini oluşturmaktadır.



Şekil 2.13: Maksimum genlik faktörü ve düzensizlik şiddeti

2.4 Genlik Faktörlerinin Azaltılması

Literatürde düzensizlikler nedeniyle oluşan genlik faktörleri etkisini azaltmak ve maksimum genlik faktörünü düşürmek amacıyla kasıtlı düzensizlik stratejisi yaygın olarak kullanılmaktadır.

2.4.1 Kasıtlı Düzensizlik

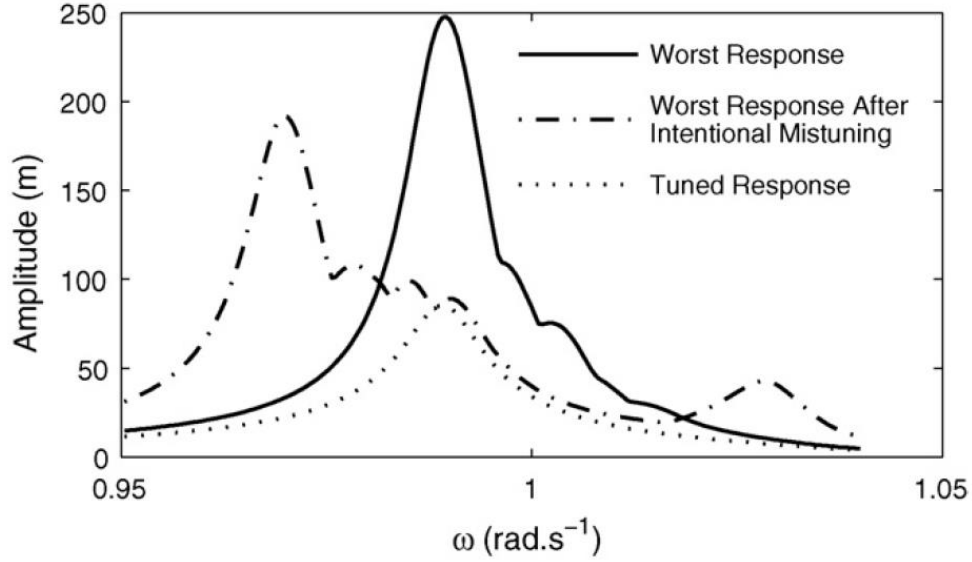
Kasıtlı düzensizlik, istenen bir zorlanmış tepki seviyesini elde etmek için kanatçıkların özelliklerindeki düzensizliklerin, kasıtlı ve kontrollü bir şekilde yapılmasıdır. [16]

Düzenli bir sistemde oluşturulacak kontrollü bir düzensizliğin avantajlı etkileri ilk olarak Ewins [17] tarafından incelenmiştir. Ewins [18] daha sonra yanıt cevaplarının düzeylerini azaltmak için doğru birleşimin seçilmesinin faydalarını göstermiştir.

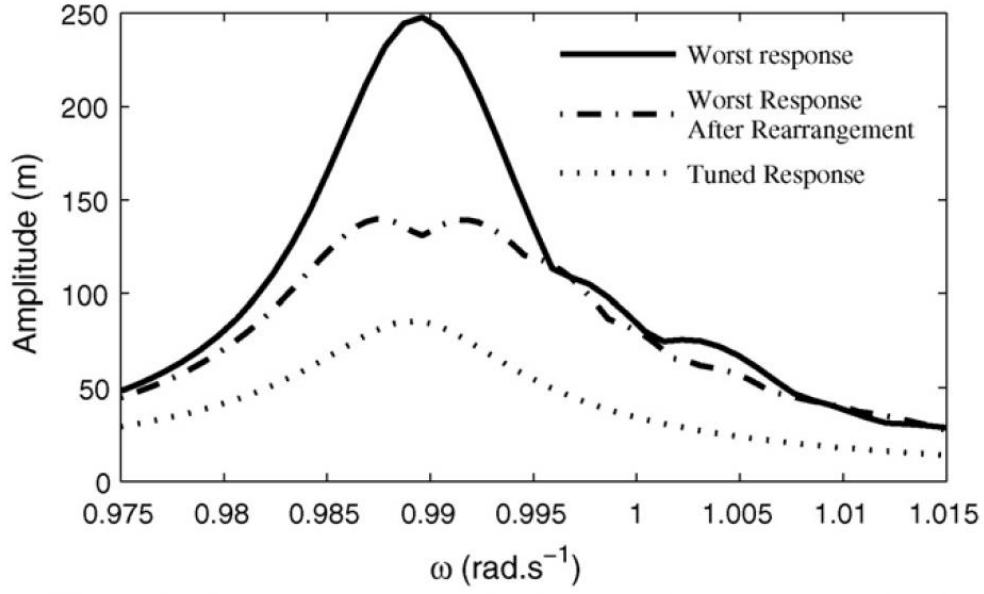
1990'lı yılların başında, Rzadkowski [19] kanatçıklardaki düzensizlik dağılımlarını gerilme bakış açısıyla araştırmış ve n-periyodik düzenlemenin, maksimum zorlanmış tepkiyi en düşük düzeye indirgeyeceğini bulmuştur.

Düzensiz kanatlı disklerin tasarımında kasıtlı bir hata yapmayı içeren çalışmaların ilk örneği Castanier ve Pierre [20] tarafından gerçekleştirilmiştir. Castanier ve Pierre Basit bir 12 kanatçıklı kütle yay modeli üzerinde maksimum zorlanmış tepkiyi önemli ölçüde azaltmak için sistemin çevrimsel niteliğini kullanan yaklaşımı benimseyerek, kasıtlı olarak gerçekleştirilen sinüs dağılımlarının zorlanmış titreşim davranışını azalttığını ispat etmişlerdir.

M. Rahimi ve S.Ziaei-Rad [10] 56 kanatçıklı bir sistemde disk kanatçık sistemdeki montaj sıralaması için optimizasyon yaklaşımları kullanarak yapıda meydana gelen en kötü durum senaryosunu kasıtlı düzensizlik yaklaşımı ile azaltmışlardır. Şekil 2.14 ve şekil 2.15 de M. Rahimi ve S.Ziaei-Rad [10] yapmış oldukları çalışmaya ait sonuçlar gözlemlenebilir.



Şekil 2.14: Kasıtlı düzensizlik metodunun etkinliği [10]



Şekil 2.15: Montaj sırasını değiştirme yönteminin etkinliği [10]

Bu bölümde genlik faktörlerinin oluşmasına neden olan ve zorlanmış titreşim analizi davranışını değiştiren temel fiziksel mekanizmalar ve genlik faktörlerini etkileyen unsurlar incelenmiş ve genlik faktörlerini azaltmak için kullanılabilir kasıtlı düzensizlik hakkında bilgi verilmiştir.

3. SONLU ELEMANLAR İNDİRGEME TEORİSİ

Bu bölümde düzensizlik analizlerinde ANSYS programı tarafından kullanılan bünye denklemlerine ilişkin teorik bilgiler verilecektir.

3.1 Düzensiz Sistemler için Hareket Denklemi

Harmonik yaklaşımla elde edilmiş düzenli sistemlerin zorlanmış tepki analizlerinde kullanılan hareket denklemi, denklem 3.1 de verilmiştir.

$$([K^s] - \Omega^2[M^s])\{u^s\} = \{F^s\} \quad (3.1)$$

S.-H. Lim ve Ark. [6] tarafından geliştirilen CMM yönteminde kanatçıklardaki düzensizlikler, elastiklik modülünün düzensizlik değeri kadar değiştirilmesi ile analizlerine yansıtılmaktadır. Elastiklik modülünün değişimi yapıdaki rijitlik değerini denklem 3.2 deki gibi etkilemektedir.

$$[K^s] = [K_0^s] + [K_\delta^s] \quad (3.2)$$

Denklem 3.2 de yer alan o değeri nominal değeri temsil ederken, δ değeri de nominal değere göre olan sapmayı temsil etmektedir. Düzensizlik değerinin sadece kanatçıklarda olduğu varsayısını yapılarak düzensizlik değerini orantısal olarak elde edilebilir.

$$[K_\delta^s] = Bdiag[\delta_n^k[K_0]] \quad (3.3)$$

Denklem 3.3 deki $[K_0]$ değeri düzenli durumdaki nominal rijitlik değeri olup δ_n^k değeri n numaralı kanatçığın düzensizlik şiddetidir. Ön gerilmeli analizlerde $[K_0]$ değeri herhangi bir ön gerilme etkisini de içermektedir. Ön gerilmenin bulunmadığı durumlarda denklem 3.3 deki düzensizlik şiddeti değeri, elastiklik modülündeki sapma değeri olarak da kabul edilebilir.

Denklem 3.1 düzensizlik değerlerini de ihtiva edecek şekilde denklem 3.2 ve denklem 3.3 kullanılarak yeniden düzenlenecek olursa, düzensiz sistemlerin zorlanmış tepki analizlerinde kullanılan hareket denklemi elde edilir.

$$([K_0^s] + Bdiag[\delta_n^k[K_0]] - \Omega^2[M^s])\{u^s\} = \{F^s\} \quad (3.4)$$

Denklemlerde yer alan $Bdiag[.]$ Değeri blok köşegen matrisi olarak tanımlanmaktadır.

3.2 Düzenli ve Düzensiz sistemlerde Modal Koordinat Dönüşümü

Düzenli sistemlerin modal koordinatlardaki zorlanmış tepki denklemi, denklem 3.5 de verilmiştir.

$$([A^s] + {}^T[\Phi^s]^T[K_\delta^s]{}^T[\Phi^s]) - \Omega^2[I]\{\alpha^s\} = {}^T[\Phi^s]^T\{F^s\} \quad (3.5)$$

Denklem 3.5 de yer alan $[A^s]$ değeri sistemin doğal frekanslarının karesinin köşegen matrisi ve $[I]$ birim matristir. Denklem 3.5 deki Γ değeri, öz vektörlerden yalnızca kanatçıkların serbestlik derecelerinin kullanıldığını göstermektedir.

Denklem 3.3, denklem 3.5 de yerine yazılacak ve yeniden düzenlenecek olursa toplam sektör sayısı N için denklem 3.6 elde edilir.

$$\left[\left([A^s] + \sum_{n=1}^N \{ {}^T[\Phi_n^s]^T \delta_n^k [K_0] {}^T[\Phi_n^s] \} \right) - \Omega^2 [I] \right] \{ \alpha^s \} = {}^T[\Phi^s]^T \{ F^s \} \quad (3.6)$$

3.3 Düzensizlik Analizleri için Craig-Bampton İndirgeme Yöntemi

Denklem 3.6 daki kanatçık matrisi $[K_0]$, sabit ara yüzü Craig-Bampton dönüşümünü uygulanarak yaklaşık olarak tahmin edilebilir. Craig-Bampton dönüşümü denklem 3.7 de verilmiştir.

$$\{u^B\} = [T]\{q\} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7 de yer alan $\{q\}$ değeri genelleştirilmiş Craig-Bampton koordinatlarını, $[T]$ değeri de dönüşüm matrisini tanımlamaktadır.

$$[T] = \begin{bmatrix} 0 & [I] \\ [\Phi^B] & [\Psi^B] \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Denklem 3.8 deki $[\Phi^B]$ değeri, disk-kanatçık ara yüzünün sabitlendiğini varsayılarak türetilen kanatçık modlarının kümesi, $[\Psi^B]$ değeri de statik mod şekilleridir.

$$[\Psi^B] = [K_{ii}]^{-1}[K_{ib}] \quad (3.9)$$

Denklem 3.9 da yer alan i ve b indisleri, kanatçığın iç ve sınır (ara yüz) serbestlik derecelerindeki paylaşımı göstermektedir.

Craig-Bampton dönüşümü kanatçığın rijitliğine uygulanacak olursa:

$$[\hat{K}_0] = [T]^T[K_0][T] \quad (3.10)$$

Denklem 3.10 da yer alan indirgenmiş kanatçık matrisi $[\hat{K}_0]$, indirgenmemiş kanatçık matrisi $[K_0]$ a göre oldukça küçüktür. Sonlu elemanlar analizleri matrisler üzerinden gerçekleştirildiği için indirgenmiş matrisin kullanılması analiz çözüm sürelerini hatırı sayılır bir ölçüde kısaltmaktadır.

Craig-Bampton koordinatları $\{q\}$ modal koordinat dönüşüm denklemlerine de yansıtılabilir.

$${}^r[\Phi_n^s] = [T][q_n] \quad (3.11)$$

Denklem 3.6 daki kanatçık rijitlik değeri Craig-Bampton indirgeme yöntemi kullanılarak yazılabilir.

$${}^r[\Phi_n^s]^T \delta_n^k [K_0] {}^r[\Phi_n^s] = [q_n]^T \delta_n^k [\hat{K}_0] [q_n] \quad (3.12)$$

Silindirik koordinatlarda Craig-Bampton koordinatları aşağıdaki denklem 3.13 deki gibi ifade edilebilir.

$$[q_n] = (\{F_n\} \otimes [I]) \tilde{B} \text{diag}([\tilde{q}_h]) \quad (3.13)$$

Denklem 3.13 de yer alan $\{F_n\}$ değeri $[F]$ değerinin n inci satırıdır.

Denklem 3.12 ve 3.13 denklem 3.6 da yerine yazılacak ve denklem 3.6 yeniden düzenlenecek olursa:

$$\left[\left([A^s] + \sum \delta_n^k \tilde{B} \text{diag}([\tilde{q}_h]^T (\{F_n\}^T \otimes [I]) [\hat{K}_0] (\{F_n\} \otimes [I]) \tilde{B} \text{diag}([\tilde{q}_h])) - \Omega^2 [I] \right) \{a^s\} = \{f^s\} \right] \quad (3.14)$$

Denklem 3.14 de yer alan $\{f^s\}$ değeri modal yük vektörüdür.

$$\{f^s\} = \tilde{B} \text{diag}([\tilde{q}_h]^T ([F]^T \otimes [I]) \{F^s\}) \quad (3.15)$$

Denklem 3.7 silindirik koordinatlarda yeniden yazılacak olursa:

$${}^r[\tilde{\Phi}_h] = [T][\tilde{q}_h] \quad (3.16)$$

Denklem 3.16 daki $[\tilde{q}_h]$ değeri parçalarına ayrılacak olursa:

$$[\tilde{q}_h] = \begin{bmatrix} [\tilde{q}_{\phi,h}] \\ [\tilde{q}_{\psi,h}] \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Denklem 3.8 yardımı ile:

$$[\tilde{q}_{\psi,h}] = {}^r[\tilde{\Phi}_{b,h}] \quad (3.18)$$

Denklem 3.17 deki ${}^r[\tilde{\Phi}_{b,h}]$ değeri kanatçık ara yüzündeki sistem modlarıdır.

Denklem 3.16 aşağıda verilen denklem 3.19 ile çarpılacak ve modların ortogonalleri kullanılacak olursa:

$$\begin{bmatrix} [\Phi^B] \\ 0 \end{bmatrix}^T [K_0] \quad (3.19)$$

$$[\tilde{q}_{\phi,h}] = [A^B]^{-1} \begin{bmatrix} [\Phi^B] \\ 0 \end{bmatrix}^T [K_0] {}^r[\tilde{\Phi}_h] \quad (3.20)$$

Denklem 3.20 de yer alan $[\Lambda^B]$ ve $[\Phi^B]$ değerleri sırasıyla Craig-Bampton indirgeme yöntemindeki doğal frekanslarının karesi ve mod şekilleridir.

3.4 Düzensizlik Parametreleri

Düzensizlik analizlerinde kullanılan düzensizlik şiddeti δ_n^k her bir kanatçığın elastiklik modülündeki sapma olarak tanımlanmaktadır. Düzensiz bir kanatçıktaki yeni elastiklik modülü değeri denklem 3.16 yardımı ile hesaplanmaktadır.

$$E_n = (1 + \delta_n^k)E_0 \quad (3.21)$$

Denklem 3.16 da yer alan E_0 değeri düzenli durumdaki elastiklik modülünün değeridir.

Elastiklik modülündeki değişim dolaylı olarak yapının rijitliğini de değiştireceği için kanatçıkların doğal frekansları da değişmektedir. Kanatçıklardaki her bir doğal frekansı bağımsız olarak değiştirmek için frekansa bağlı düzensizlik parametresinin kullanılması gerekmektedir.

$$\delta f_i^n = \left(\frac{\bar{\omega}_i^n}{\omega_i^n} \right)^2 - 1 \quad (3.22)$$

Denklem 3.17 de yer alan ω_i^n değeri n numaralı düzenli kanatçığın i inci nominal frekansı iken, $\bar{\omega}_i^n$ değeri de n numaralı düzensiz kanatçığın i inci frekansdır.

Craig-Bampton indirgeme yöntemindeki rijitlik değeri denklem 3.8 deki dönüşüm uygulandıktan sonra aşağıdaki şekli almaktadır.

$$[\hat{K}_0] = \begin{bmatrix} [K_{mm}] & 0 \\ 0 & [\Lambda^B] \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Düzensiz bir kanatçıktaki ortalama frekans değeri:

$$\delta \bar{f}^n = \sum (\delta f_i^n) / N_f \quad (3.24)$$

Denklem 3.18 de yer alan N_f değeri kanatçık frekanslarının sayısıdır.

Nihai olarak rijitlik değerinin değiştirilmesiyle gerçekleştirilen düzensizliği denklem 3.19 ile tanımlayabiliriz.

$$\delta_n^k [\hat{K}_0] = \begin{bmatrix} \delta \bar{f}^n & \dots & 0 \\ \vdots & \delta \bar{f}_1^n [\Lambda_1^B] & \vdots \\ 0 & \dots & \delta f_{N_f}^n [\Lambda_{N_f}^B] \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Bu bölümde kanatçık düzensizlik analizlerinde ANSYS programının kullandığı bünye denklemleri incelenmiştir.

4. DÜZENSİZLİKLERİN İSTATİSTİKSEL OLARAK İNCELENMESİ

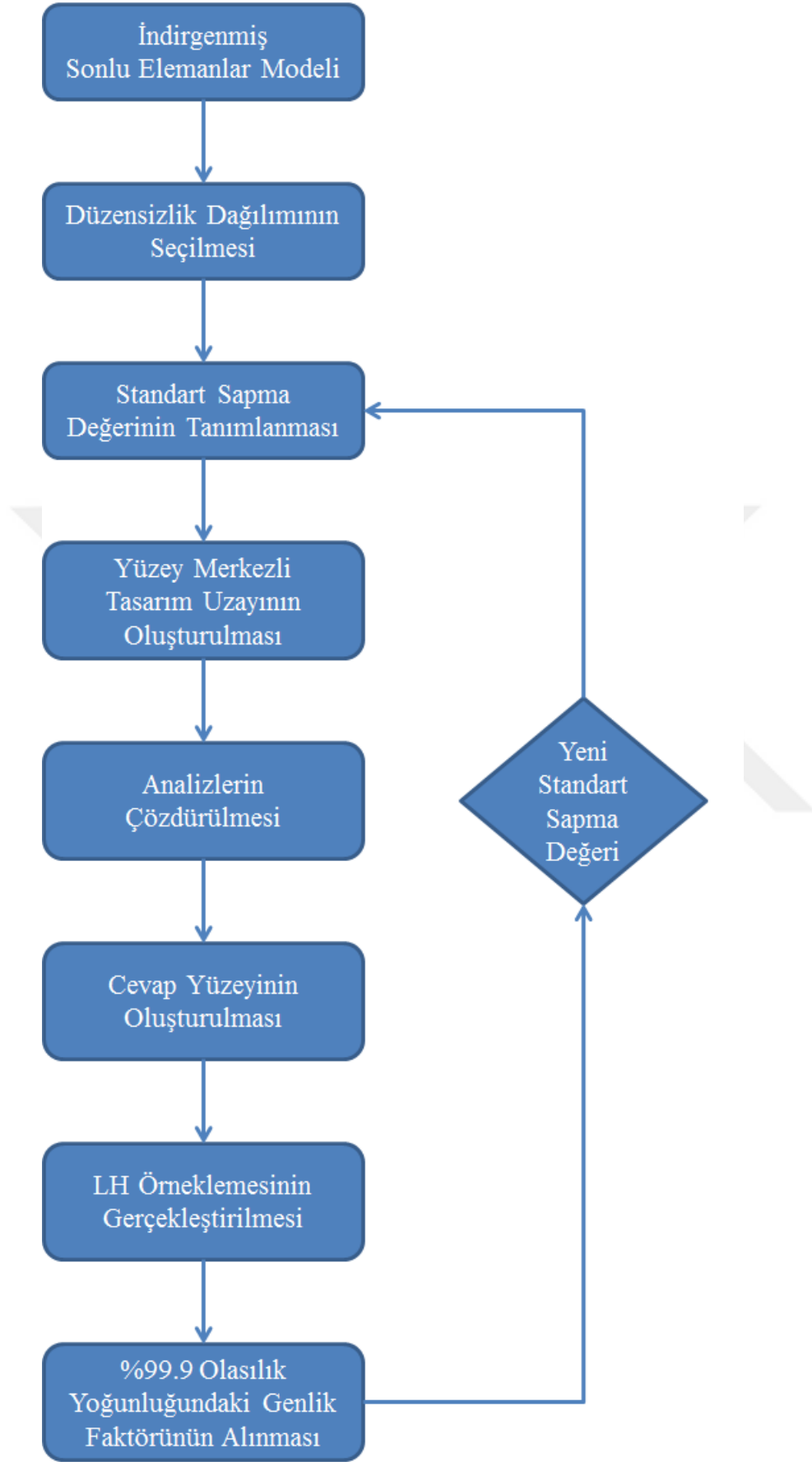
Bu bölümde kanatçıklardaki düzensizlik davranışını incelemek için kullanılacak akış şeması ve akış şeması içerisinde bulunan düzensizlik dağılımı, standart sapma değeri, yüzey merkezli tasarım uzayı, cevap yüzeyi, LH örnekleme ve olasılık dağılımı yaklaşımları incelenecektir.

4.1 Düzensizlik Analizleri Akış Şeması

Ansys Programında kanatçıklardaki düzensizlikleri analiz etmek ve genlik faktörlerini çıkartmak amacıyla aşağıdaki akış şeması oluşturulmuştur.

Akış şeması bölüm 3 te anlatılan CMM metodu ile oluşturulmuş indirgenmiş sonlu elemanlar modeli ile başlamaktadır. İkinci adımında her bir kanatçıktaki düzensizliklerin dağılımları tanımlanmaktadır. Üçüncü adımda tanımlanmış her bir düzensizlik dağılımı için standart sapma değerleri girilmektedir. Dördüncü adımda standart sapma değeri için kanatçık sayısına bağlı olarak yüzey merkezli tasarım uzayı oluşturulmaktadır. Beşinci adımda oluşturulan yüzey merkezli tasarım uzayındaki analizler çözdürülmektedir. Çözdürülen analizler yardımı ile altıncı adımda kanatçıklardaki düzensizlik değerlerine bağlı olarak cevap yüzey elde edilmektedir. Elde edilen bu cevap yüzeyi sayesinde istenilen örnekleme sayısında LH örnekleme hızlı bir şekilde gerçekleştirilmektedir. LH örnekleme gerçekleştirildikten sonra dokuzuncu ve son adımda olasılık değeri %99.9 olan genlik faktörü hesaplanmaktadır.

Her bir standart sapma değerindeki genlik faktörleri kayıt edildikten sonra akış şemasındaki standart sapma değeri değiştirilerek standart sapma değerine bağlı olarak %99.9 olasılıktaki genlik faktörleri elde edilebilir.



Şekil 4.1: Düzensizlik analizleri akış şeması

4.2 Normal Dağılım

Normal Dağılım, bütün olasılık dağılımı modelleri içinde en yaygın olarak kullanılan sürekli olasılık dağılım modelidir.

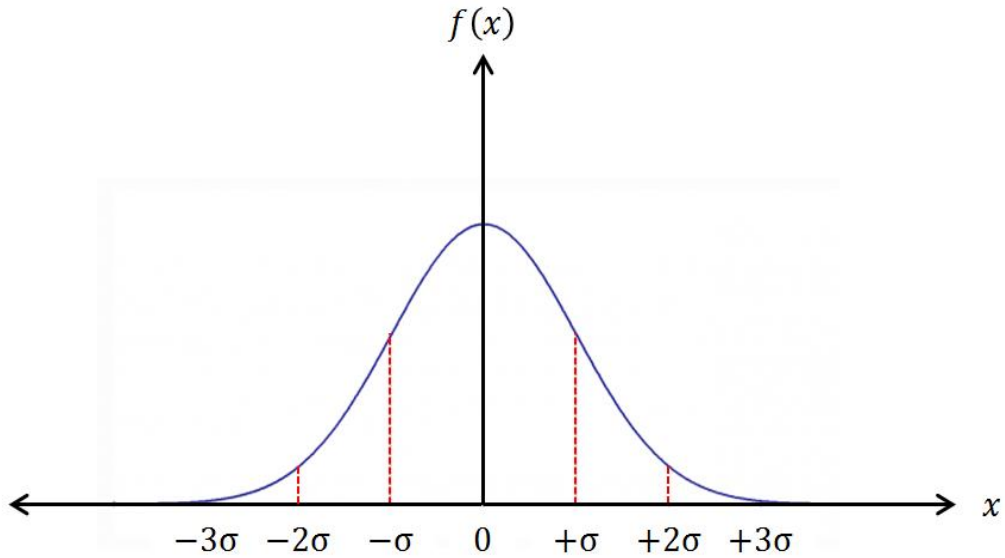
Bir X değişkenin normal dağılımı ortalama (μ) ve standart sapma (σ) değerleri ile tanımlanabilmektedir. X değişkenine ait normal dağılım denklemi aşağıdaki gibidir.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x - \mu)^2}{2\sigma^2}\right] \quad x \in R, -\infty < x < +\infty \quad (4.1)$$

Bölüm 2.3.3 te de belirtildiği gibi düzensizlik şiddeti kanatçıkların meydana gelen bozulmanın tasarım veya ortalama değere göre olan yüzdesel değişimine karşılık gelmektedir. Bu nedenle ortalama değerin $\mu=0$ olması gerekmektedir. X değişkenine ait normal dağılım denklemi 4.1 tekrar düzenlenecek olursa:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{x^2}{2\sigma^2}\right] \quad x \in R, -\infty < x < +\infty \quad (4.2)$$

X değişkeninin düzensizlik ortalaması $\mu=0$ olduğu için, X değişkeninin normal dağılımı sadece standart sapma değerine bağlı olarak tanımlanabilmektedir. Şekil 4.2 de ortalama değeri $\mu=0$ olan x değişkeninin normal dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Normal dağılım

4.3 Standart Sapma

Standart Sapma değeri istatistiksel analizlerde yaygın olarak kullanılan ve tanımlanacak olan değişkenin ortalama değerden ne kadar yayılabileceğini gösteren bir ölçüttür.

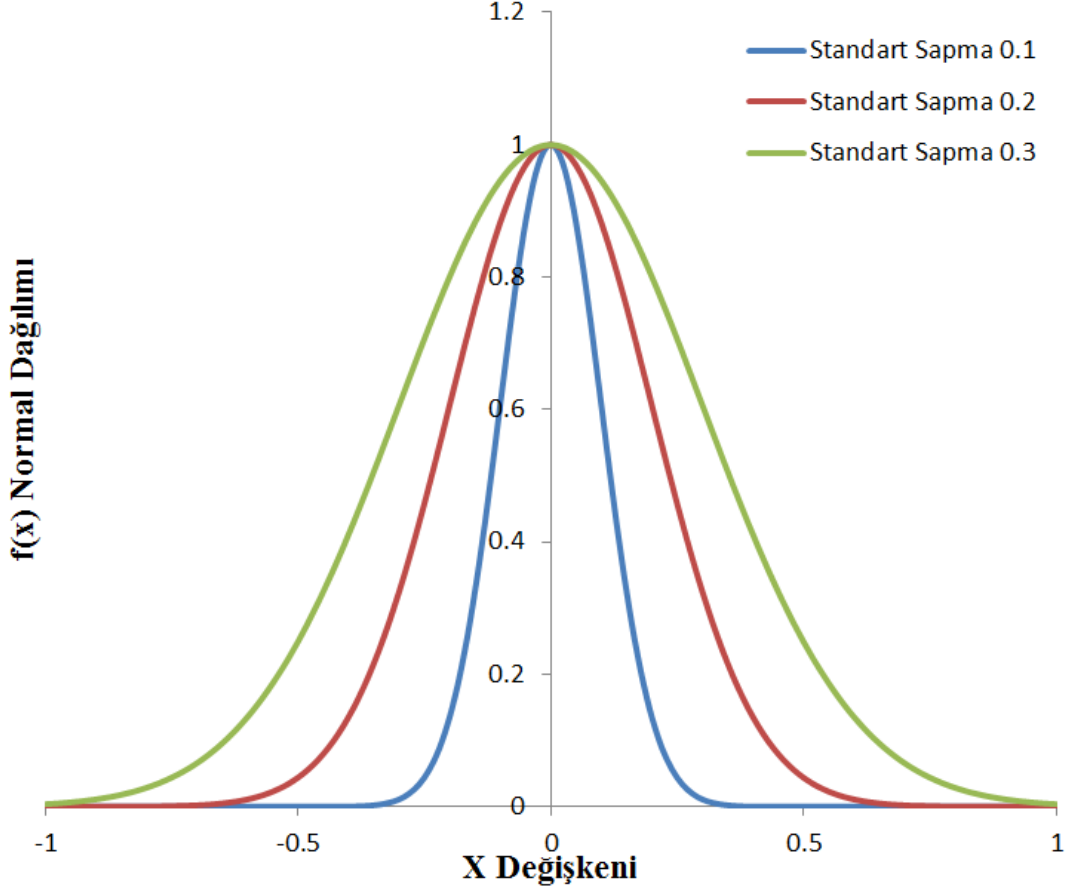
Bir x değişkeni için N adet veri kümesine ait standart sapma değeri aşağıdaki denklem 4.3 yardımı ile hesaplanır.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2} \quad (4.3)$$

Düzensizlik analizlerinde $\mu=0$ olduğu için denklem 4.3 yeniden düzenlenecek olursa:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i)^2} \quad (4.4)$$

Şekil 4.3 te bir X değişkeni için $-1 \leq x \leq 1$ aralığında ve standart sapma değerine bağlı olarak çizdirilen normal dağılım grafikleri gösterilmiştir. Őekilden de anlaşılabilceği üzere standart sapma değerinin artmasıyla X değişkeninin yayılımı artmaktadır.

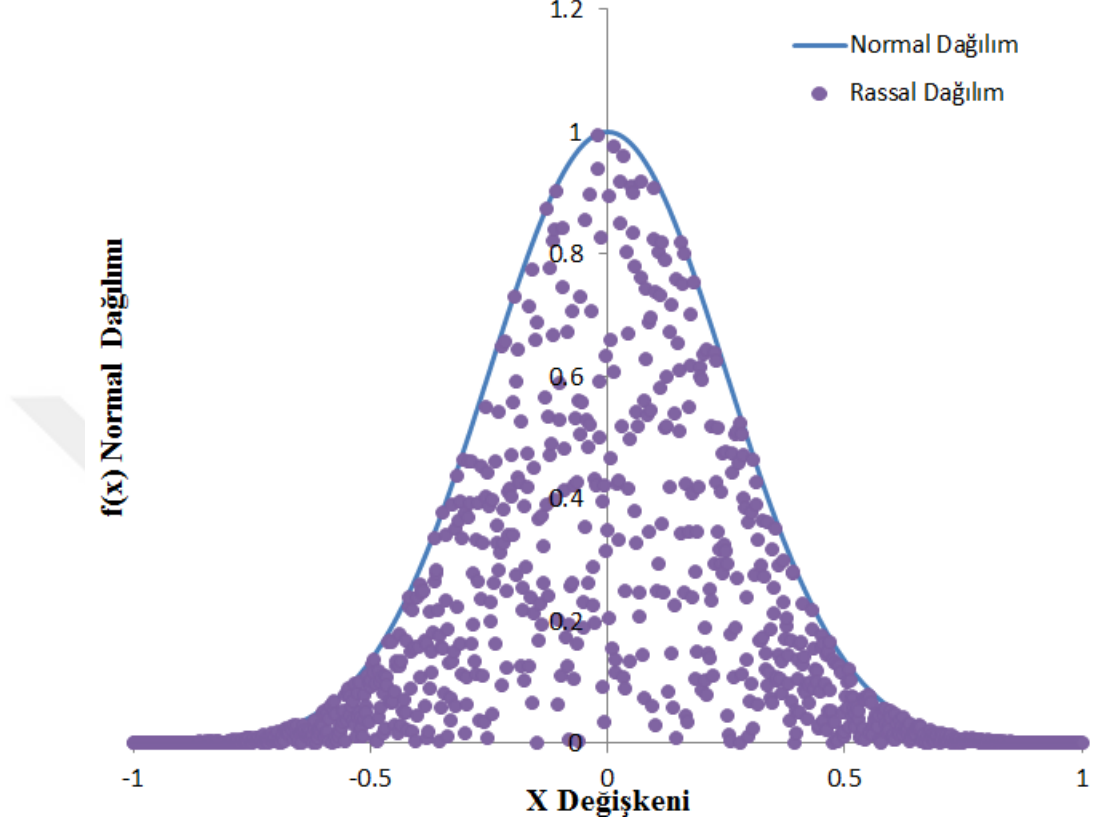


Şekil 4.3: Standart sapma ve normal dağılım

4.4 Yüzey Merkezli Tasarım Uzayı

Normal dağılım ve standart sapma değeri kullanarak bir X değişkeninin alabileceği sayısal değerler ve bu sayısal değerlerin nasıl dağılabileceği belirlenebilmektedir.

Belirtilen normal dağılım fonksiyonunun içerisinde kalmak koşulu ile farklı konumlarda sonsuz adet örnekleme seçilebilir. Şekil 4.4 de standart sapması 0.25 olan $-1 \leq X \leq 1$ aralığında normal dağılım içerisinde kalacak şekilde rassal olarak oluşturulmuş 1000 adet örnekleme gösterilmiştir.



Şekil 4.4: Normal dağılım ve rassal dağılım

Tek bir X değişkeni için normal dağılım fonksiyonunun içerisinde kalacak ve bu dağılımı yansıtacak şekilde sonsuz adet örnekleme seçilmesi sonlu elemanlar analizleri için makul değildir. Bu nedenle, Bu dağılımı oluştururken her bir X değişkeni için N sayıda örnekleme seçilmesi ile tasarım uzayı oluşturulabilir. Oluşturulan bu tasarım uzayında N adet seçilen örnekleme sayısı ve örnekleme konumları yapılacak olan analizleri doğrudan etkileyebilir. Ayrıca N adet seçilen örnekleme sayısı için oluşturulan tasarım uzayının dağılımda meydana gelebilecek tüm sonuçları yansıtabilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte yapılacak analizlerde kanatçık sayısı kadar X değişkeni olacağı için her bir parametrenin etkilerini incelemek ve normal dağılımı düzgün yakalayabilmek için yüzey merkezli tasarım uzayı oluşturulmalıdır.

İstatistikte Box-Wilson tasarım uzayı olarak ta bilinen karma tasarım uzayı, cevap yüzeylerinin oluşturulmasında yaygın olarak kullanılan ve ikinci dereceden cevap modellerini oluşturmak için kullanılabilen tasarım uzayı oluşturma modelidir.

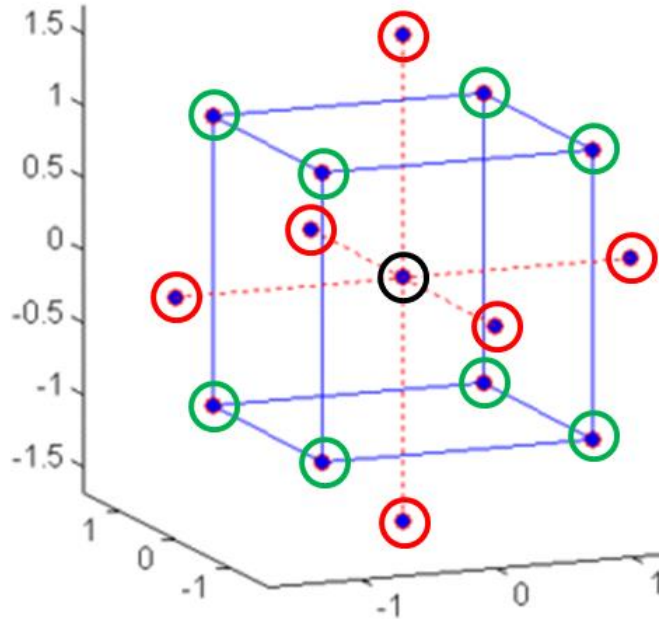
Karma tasarım uzayında, tasarım uzayı $[-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha]$ olmak üzere 5 adet seviye ile tayin edilmektedir. $[-1, +1]$ değerleri ilgilenilen faktör alanının fiziksel alt ve üst sınırlarını tanımlamaktadır. $[-\alpha, +\alpha]$ değerleri tüm faktörler için yeni aşırı fiziksel alt ve üst sınırları oluşturmaktadır.

Karma tasarım uzayında α 'nın değeri seçilecek olan karma tasarım uzayı modeline göre değişmektedir. Literatürde yaygın olarak kullanılan sınırlandırılmış, gömülü ve yüzey merkezli olmak üzere üç adet karma tasarım uzayı mevcuttur.[21]

4.4.1 Sınırlandırılmış Karma Tasarım Uzayı

Sınırlandırılmış karma tasarım uzayı, merkezi karma tasarım uzayının orijinal biçimi olarak kabul edilir. Sınırlandırılmış karma tasarım uzayında α değeri 1'den büyüktür. Şekil 4.5 de temsili olarak üç değişkenli bir sınırlandırılmış karma tasarım uzayı gösterilmiştir.

Şekil üzerinde Siyah halka ile gösterilen nokta 3 değişkenli bir sistem içi başlangıç noktasını temsil etmektedir. Yeşil halkalar ile gösterilen noktalar gerçek fiziksel alt ve üst sınırları belirlerken kırmızı halkalarla gösterilen noktalar ise yeni aşırı fiziksel alt ve üst sınırları göstermektedir.



Şekil 4.5: Sınırlandırılmış karma tasarım uzayı [22]

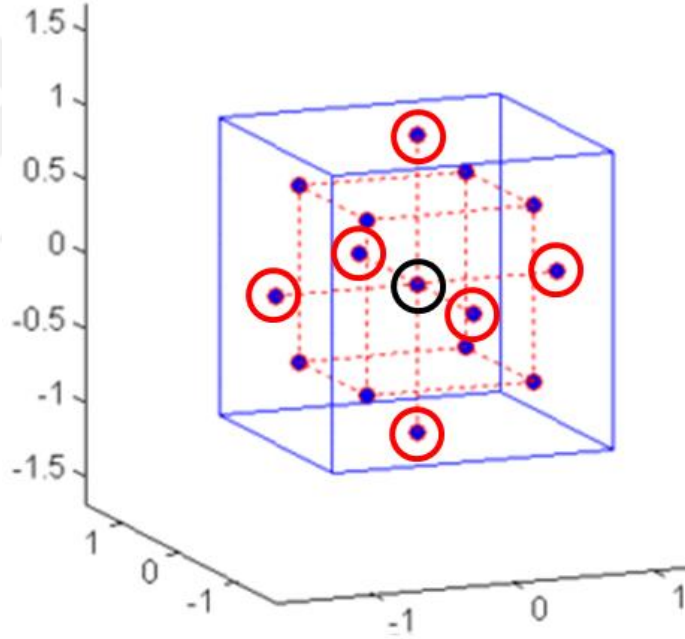
Sınırlandırılmış karma tasarım uzayında α değeri 1 den büyük olduğundan değişkenler için girilen minimum ve maksimum değerleri aşacak şekilde yeni tasarım noktaları da oluşturulabilmektedir. Yapılacak olan analizlerde minimum ve maksimum değerleri normal dağılım fonksiyonu kullanılarak belirlendiği için

sınırlandırılmış karma tasarım uzayının kullanılması ile normal dağılım denkleminde uymayacak şekilde minimum ve maksimum değerler oluşturmaktadır. Bu nedenle sınırlandırılmış karma tasarım uzayının kullanılması istatistiksel düzensizlik analizleri için uygun değildir.

4.4.2 Gömülü Karma Tasarım Uzayı

Gömülü karma tasarım uzayında, belirtilen fiziksel alt ve üst sınır noktaları tasarım uzayı için gerçek sınır noktaları olarak alınmaktadır. Gömülü karma tasarım uzayında fiziksel alt ve üst sınır noktalarının ölçeklendirilmesi ile tasarım uzayı oluşturulmaktadır. Şekil 4.6 da temsili olarak üç değişkenli gömülü karma tasarım uzayı gösterilmiştir.

Şekil üzerinde Siyah halka ile gösterilen nokta 3 değişkenli bir sistem için başlangıç noktasını temsil ederken kırmızı halkalarla gösterilen noktalarda yeni aşırı fiziksel alt ve üst sınırları göstermektedir.



Şekil 4.6: Gömülü karma tasarım uzayı [22]

Gömülü karma tasarım uzayında aşırı fiziksel alt ve üst sınır noktaları gerçek sınırlardan daha küçüktür. Gömülü karma tasarım uzayını matematiksel olarak ifade edecek olursak tasarım uzayı $[-1, -1/\alpha, 0, +1/\alpha, +1]$ noktaları için oluşturulacaktır.

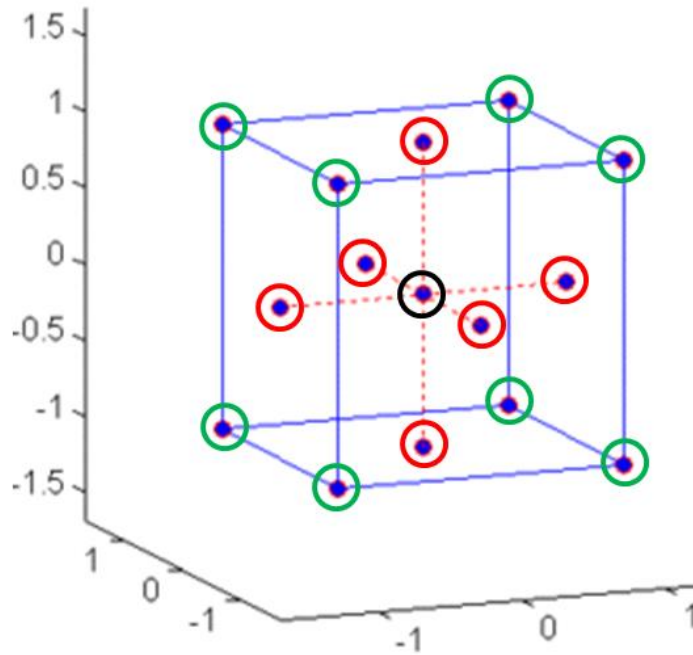
Gömülü karma tasarım uzayında gerçek üst sınırlar fiziksel alt ve üst sınır noktaları olmasına rağmen oluşturulan tasarım uzayı gerçek alt ve üst sınır noktalarının ölçeklendirilmesi ile oluşturulduğu için, bu tasarım uzayından elde edilecek değerler daima gerçek değerlerin altında kalmaktadır. Yapılacak olan analizlerde minimum ve

maksimum değerlerin oluşma olasılığı istatistiksel yaklaşımlarla inceleneceği için bu değerlerin tasarım uzayı içerisinde yer alması önemlidir. Bu nedenle gömülü karma tasarım uzayının kullanılması istatistiksel düzensizlik analizleri için uygun değildir.

4.4.3 Yüzey Merkezli Karma Tasarım Uzayı

Yüzey merkezli karma tasarım uzayı, karma tasarım uzayının özelleştirilmiş halidir. Karma tasarım uzayı, $[-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha]$ olmak üzere 5 adet seviye ile tayin edilebilirken yüzey merkezli karma tasarım uzayında α değeri 1 eşittir. Yüzey merkezli karma tasarım uzayı $\alpha=1$ olduğu için, üç seviyeli bir tasarım uzayına dönüşmektedir. Yüzey merkezli karma tasarım uzayında fiziksel alt ve üst sınırlar ile yeni aşırı fiziksel alt ve üst sınır değerleri aynı düzlemde kesişmektedir. Şekil 4.7 de temsili olarak üç değişkenli yüzey merkezli karma tasarım uzayı gösterilmiştir.

Şekil üzerinde Siyah halka ile gösterilen nokta 3 değişkenli bir sistem içi başlangıç noktasını temsil etmektedir. Yeşil halkalar ile gösterilen noktalar gerçek fiziksel alt ve üst sınırları belirlerken kırmızı halkalarla gösterilen noktalar ise yeni aşırı fiziksel alt ve üst sınırları göstermektedir. Yüzey merkezli karma tasarım uzayında yeşil halkalar ve kırmızı halkalar aynı düzlem üzerinde bulunmaktadır.



Şekil 4.7: Yüzey merkezli karma tasarım uzayı [22]

Yüzey merkezli karma tasarım uzayında belirlenen sınırlar ve $\alpha=1$ olmasından dolayı oluşacak yeni üst ve alt sınır değerleri aynı düzlemde oluşmaktadır. Belirlenecek standart sapma değeri için oluşturulan yüzey merkezli karma tasarım uzayı normal dağılım fonksiyonu içerisinde kalacak ve aynı zamanda standart sapma değeri için

oluşturulacak normal dağılım fonksiyonundaki minimum ve maksimum noktaları da ihtiva edecektir. Yani normal dağılım fonksiyonunu sağlayacak şekilde tüm noktalar oluşturulabilecektir. Bu nedenle yüzey merkezli karma tasarım uzayının istatistiksel düzensizlik analizlerinde kullanılması uygundur.

Yüzey merkezli tasarım uzayında N parametrelili bir tasarım için oluşturulması gereken tasarım uzayı sayısı aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

- 1** :Adet Merkez Noktası
2xN :Adet - α ve + α konumlarında bulunan eksen sayısı
2^(N-f) :Adet -1 ve +1 konumları bulunan diyagonal sayısı

Yüzey merkezli karma tasarım uzayında giriş parametrelerinin sayısına göre yapılması gereken analiz sayıları çizelge 4.1 de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1: Gerçekleştirilmesi gereken analiz sayıları.

Parametre Sayısı, N	Faktöriyel Değeri, f	Merkez Noktası Sayısı	Eksen Sayısı	Diyagonal Sayısı	Analiz Sayısı
1	0	1	2	2	5
2	0	1	4	4	9
3	0	1	6	8	15
4	0	1	8	16	25
5	1	1	10	16	27
6	1	1	12	32	45
7	1	1	14	64	79
8	2	1	16	64	81
9	2	1	18	128	147
10	3	1	20	128	149
11	4	1	22	128	151
12	4	1	24	256	281
13	5	1	26	256	283
14	6	1	28	256	285
15	7	1	30	256	287
16	8	1	32	256	289
17	9	1	34	256	291
18	9	1	36	512	549
19	10	1	38	512	551
20	11	1	40	512	553

4.5 Cevap Yüzeyi

Belirlenen standart sapma değeri için yüzey merkezli karma tasarım uzayı kullanılarak bir X değişkeni için sınırlı sayıda örnekleme ile normal dağılım

fonksiyonu sağlayacak tasarım noktaları oluşturulabilmektedir. Ayrıca birden fazla değişkenin yapılacak olan düzensizlik analizlerinin sonunca olan etkileri de incelenebilmektedir.

Yüzey merkezli karma tasarım uzayında oluşturulan tasarım noktalarından elde edilen çözümler gerçek çözüm noktalarıdır. Bu gerçek çözüm noktaları oluşturulan uzayda giriş parametreleri ve bu giriş parametreleri neticesinde elde edilen sonuçları vermektedir. Gerçek çözüm noktalarının istatistiksel olarak anlamlı bir hale gelmesi için giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişkinin kurulabilmesi gerekmektedir. Giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişkiyi kurmak için istatistikçiler yaygın olarak cevap yüzeyleri oluşturmaktadır.

Cevap yüzeyi oluşturma metodolojisi, giriş parametreleri ve çıkış parametreleri arasındaki ilişkinin geliştirilmesinde kullanılan matematiksel ve istatistiksel tekniklerden oluşmaktadır.[23]

4.5.1 Tam İkinci Dereceden Polinom Cevap Yüzeyi Metodu

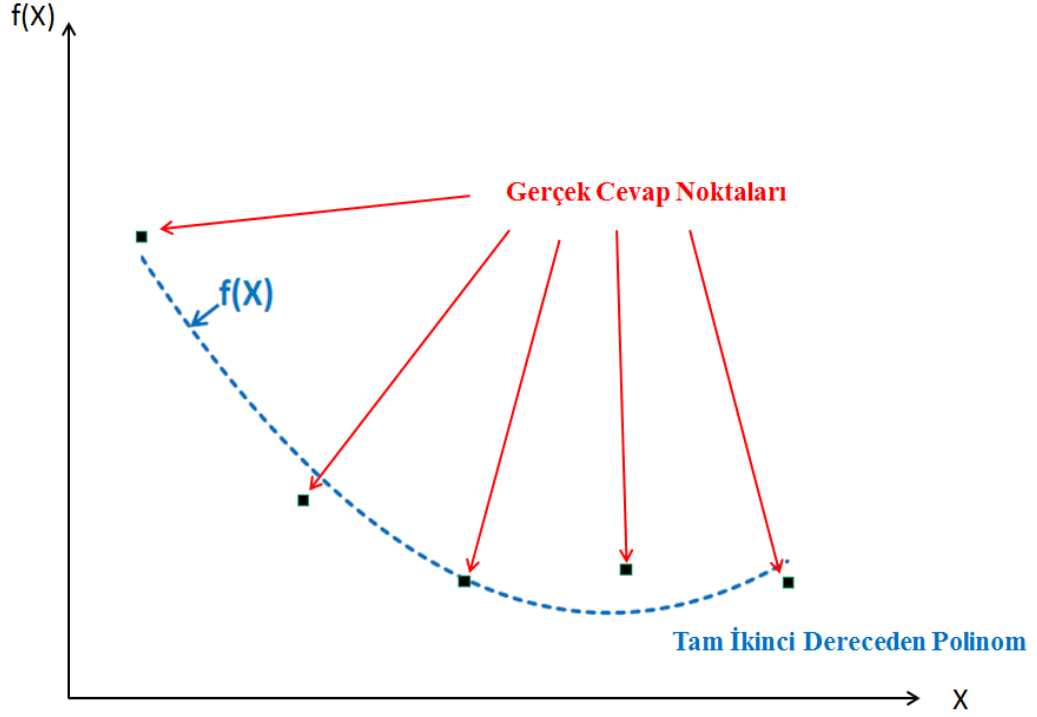
Tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi metodu giriş parametreleri ile çıkış parametreleri arasında ikinci dereceden bir denklem ilişkisi kurmaya yarayan klasik cevap yüzeyi oluşturma metodudur.

Tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi fonksiyonu aşağıdaki gibidir.[21]

$$E\{Y\} = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \dots + \beta_k X_k + \beta_{11} X_1^2 + \dots + \beta_{kk} X_k^2 + \beta_{12} X_1 X_2 + \dots + \beta_{k-2,k} X_{k-1} X_k \quad (4.5)$$

Tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi fonksiyonunda yer alan β_0 değeri regresyon modelinin ortalama değerini temsil etmektedir. $\beta_1 \dots \beta_k$ değerleri regresyon modelindeki doğrusal ana etki katsayılarıdır. $\beta_{11} \dots \beta_{kk}$ değerleri ise regresyon modelinin ikinci dereceden etki katsayılarıdır. $\beta_{12} \dots \beta_{k-1,k}$ değerleri de etkileşim katsayılarıdır.

Şekil 4.8 de bir X giriş parametresi için oluşturulmuş tam ikinci derece polinom cevap yüzeyi temsili olarak gösterilmiştir. X giriş parametresi neticesinde oluşan $f(X)$ gerçek çözüm noktaları ve mavi kesikli çizgi ile tam ikici derece polinom cevabı şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.8: Tam ikinci dereceden cevap yüzeyi

Tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi metodu giriş ve çıkış parametreleri arasındaki etkileşimi gerçek çözüm noktaları kullanarak ve ikinci dereceden denklemler yardımı ile elde etmeye çalışmaktadır. Bu nedenle yalnızca bazı özel durumlarda giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişki doğru ve kesin olarak elde edilmektedir. Giriş ve çıkış parametreleri arasındaki etkileşimin ikinci dereceden olmadığı durumlarda ise elde edilen sonuçlar şekilde 4.8 de de gösterildiği gibi yaklaşık sonuçlardır. Bu nedenle tam ikinci derecen polinom cevap yüzeyleri oluşturulurken bu cevap yüzeylerinin kullanılıp kullanılmayacağını anlayabilmek için gerçek çözümlerden elde edilen cevaplar ile o çözüm noktalarında tam ikinci dereceden polinom ile tahmin edilen cevapların karşılaştırılması gerekmektedir.

Oluşturulan regresyon modelindeki hata değeri aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanır.

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = (\{y\} - \{\hat{y}\})^T (\{y\} - \{\hat{y}\}) \quad (4.6)$$

Hata denklemindeki y_i değeri örnekleme noktasındaki çıkış parametresinin değeri iken \hat{y}_i değeri de tam ikinci derece polinom cevap yüzeyinden elde edilen çıkış değeri tahminidir.

4.5.2 Kriging Cevap Yüzeyi Metodu

Kriging cevap yüzeyi metodu, tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyindeki hatayı azaltmak ve geliştirilmiş bir cevap kalitesi sağlamak amacıyla geliştirilmiş bir regresyon modelidir.

Kriging cevap yüzeyi metodunda cevap yüzeyi fonksiyonu, tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi fonksiyonu $f(x)$ ve ortalama değeri sıfır olan fakat kovaryans değeri sıfır olmayan gaus dağılım fonksiyonu $Z(x)$ 'in toplamı olacak şekilde tanımlanmaktadır.[24]

$$y(x) = f(x) + Z(x) \quad (4.7)$$

Kriging cevap yüzeyi fonksiyonundaki $f(x)$ fonksiyonu ana dağılımı oluştururken, $Z(x)$ fonksiyonu da bölgesel sapmaları oluşturmaktadır.

R değeri korelasyon matrisi ve $r(x^i, x^j)$ herhangi iki örnekleme noktası arasındaki gaus korelasyonu olmak üzere $Z(x)$ fonksiyonunun kovaryansı:

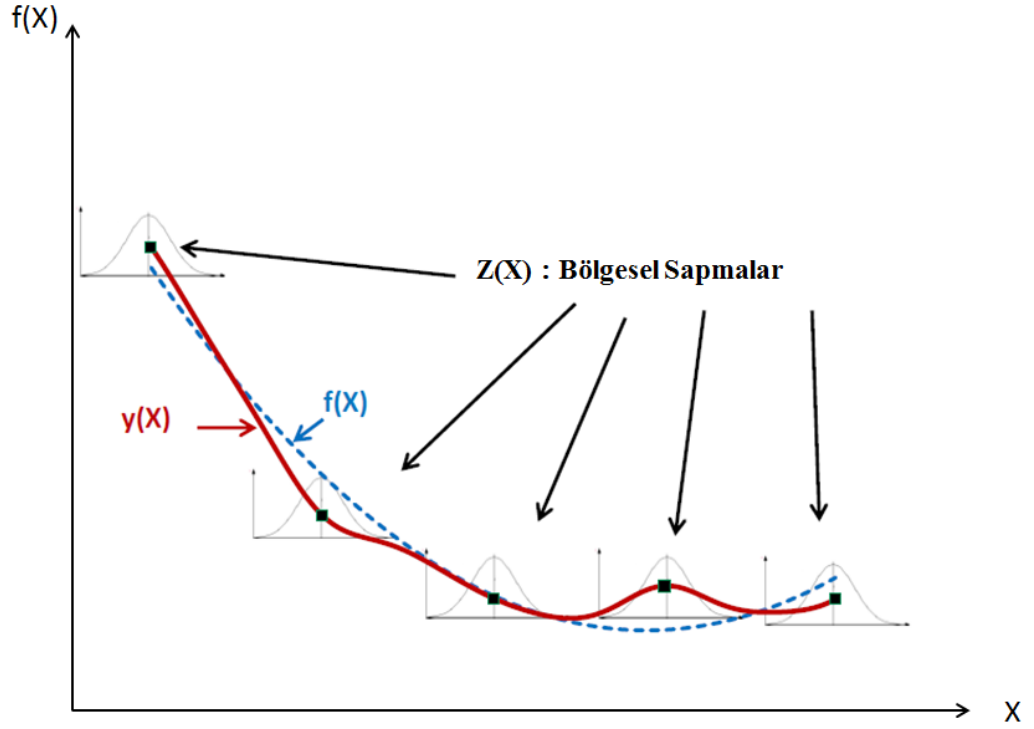
$$Cov[Z(x^i), Z(x^j)] = \sigma^2 R([r(x^i, x^j)]) \quad (4.8)$$

Gauss korelasyon fonksiyonu:

$$r(x^i, x^j) = \exp\left(-\sum_{k=1}^M \theta_k |x_k^i - x_k^j|^2\right) \quad (4.9)$$

Gauss korelasyon fonksiyonundaki θ_k değeri uyum katsayısı, M değeri tasarım değişkenlerinin sayısı x_k^i ve x_k^j değerleri x^i ve x^j örnekleme noktalarının k sayısındaki bileşenleridir.

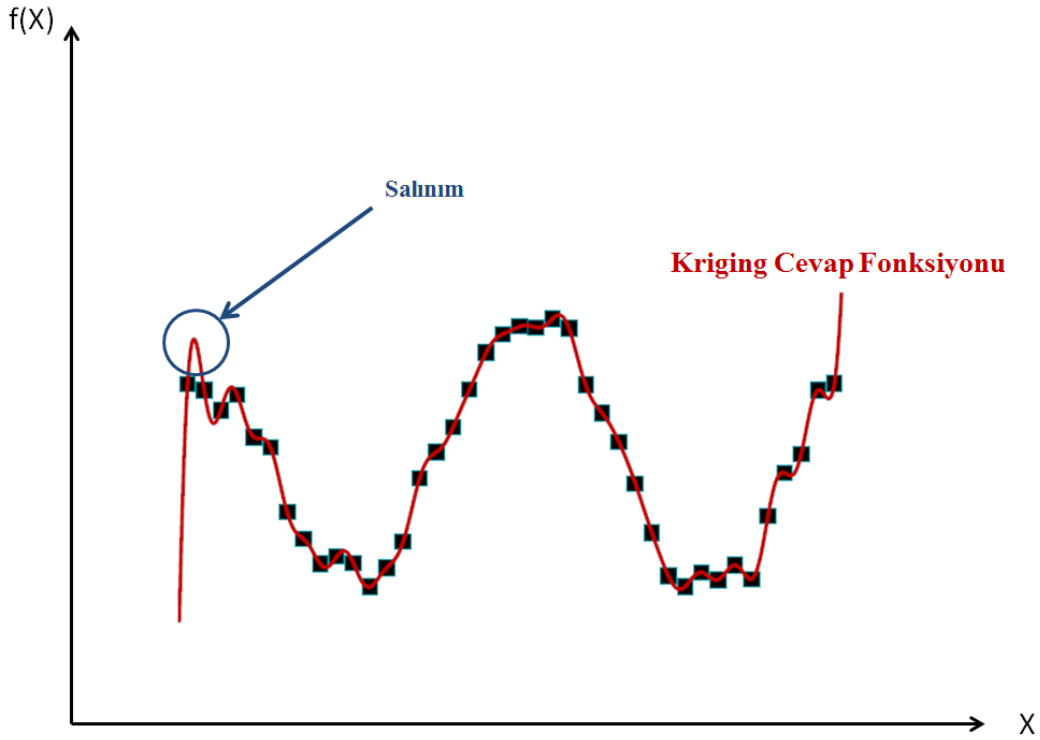
Şekil 4.9 da tam ikinci derece polinom cevap yüzeyi metodu için çizilmiş cevap yüzeyinin kriging cevap yüzeyi ile oluşturulması durumunda elde edilecek olan grafik temsili olarak verilmiştir. Tam ikinci dereceden polinom cevabı $f(x)$ kesikli çizgi ile gösterilmiştir. Gerçek çözüm noktalarında oluşan sapmaları gidermek amacıyla $f(x)$ fonksiyonuna uygulanan $z(x)$ gaus dağılımları ile $y(x)$ fonksiyonunun gerçek çözüm noktaları üzerinden geçmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.9: Kriging cevap yüzeyi

Kriging cevap yüzeyi metodunda giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişki gerçek çözüm noktaları için aynıdır. Gerçek çözüm noktaları dışındaki ara bölgeler ise tam ikinci dereceden polinom ve gauss dağılımı ile oluşturulmuş sapmaların bileşkesi olarak hesaplanmaktadır.

Kriging cevap yüzeyi metodu gerçek çözüm noktalarını da ihtiva ettiği için tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi metoduna göre daha doğru sonuçlar vermesine rağmen giriş ve çıkış parametreleri arasında gürültülü bir cevabın olması durumunda iki gerçek çözüm noktası arasında gerçek olmayan salınımlar meydana gelebilir. Oluşabilecek bu salınımlar neticesinde kriging cevap yüzeyinden elde edilecek sonuçlar gerçek çözümlerden uzaklaşmaktadır. Şekil 4.10 da gürültülü bir cevabın olması durumunda kriging cevap fonksiyonundaki salınım gösterilmiştir.



Şekil 4.10: Kriging cevap yüzeyindeki salınım

4.5.3 Parametrik Olmayan Regresyon Cevap Yüzeyi Metodu

Kriging cevap yüzeyinde giriş ve çıkış parametreleri arasında gürültü olması durumunda iki gerçek çözüm noktası arasında gerçek olmayan salınımlar meydana gelebilir. Parametrik olmayan cevap yüzeyi metodu giriş ve çıkış parametreleri arasında gürültünün oluşması durumunda kullanılan ve giriş ve çıkış parametreleri arasındaki gürültüye belirli bir tolerans dâhilinde müsaade göstermek amacıyla geliştirilmiş cevap yüzeyi metodudur.

Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi metodunda N sayıdaki tasarım uzayı çözümü için oluşturulan cevap yüzeyi denklemi aşağıdaki gibidir.

$$y(x) = \sum_{i=1}^N (A_i - A_i^*)K(\vec{X}_i, \vec{X}) + b \quad (4.10)$$

Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi denklemindeki A_i ve A_i^* değerleri lagrange çarpanı, $K(\vec{X}_i, \vec{X})$ değeri cevap yüzeyi denkleminin çekirdek haritasını ve b değeri de kayma oranını oluşturmaktadır.

Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi yönteminde giriş ve çıkış parametreleri arasındaki gürültüyü belirli bir tolerans dâhilinde müsaade etmek amacıyla destek vektör makineleri kullanılmaktadır.

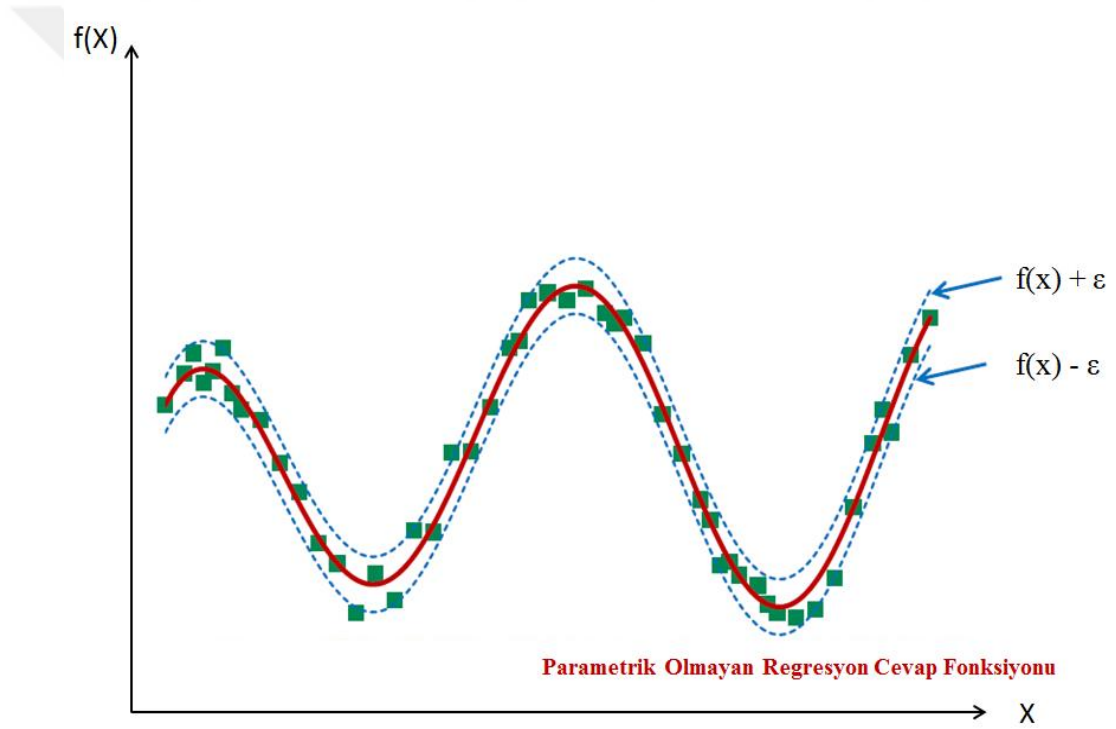
Destek vektör makineleri (DVM) istatistiksel öğrenme teorisine dayalı parametrik olmayan bir sınıflandırma yöntemidir. Destek vektör makineleri yardımı ile oluşturulan cevap yüzeyi denkleminde paralel alt ve üst sınırlar çizilmektedir.

Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi modeli için oluşturulacak destek vektörü aşağıdaki gibidir.

$$\{X_i, i \in [1; N] A_i > 0 \text{ veya } A_i^* > 0\} \quad (4.11)$$

Çizilen bu alt ($-\varepsilon$) ve üst ($+\varepsilon$) sınırları içerisinde kalan gerçek çözüm noktaları için hata oranının sıfır olduğu kabul edilir. Eşit değer dışında kalan noktalar için hata oranı hesaplanmaktadır.

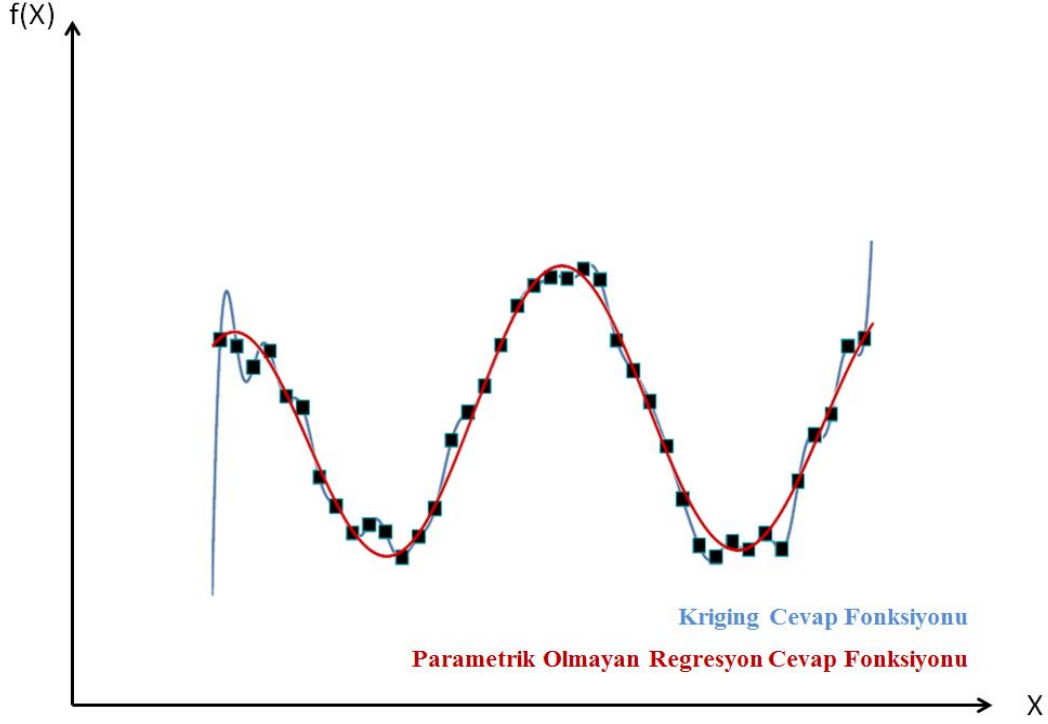
Şekil 4.11 de $\pm\varepsilon$ sınırı için çizdirilmiş parametrik olmayan regresyon modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.11: Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi

Parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi modelinde $\pm\varepsilon$ sınırı bulunduğu için giriş ve çıkış parametreleri arasındaki gürültü neticesinde kriging cevap yüzeyi metodunda gözlemlenen salınımlar göz ardı edilebilir. Böylelikle giriş ve çıkış parametreleri arasında $\pm\varepsilon$ sınırında belirlenen hata payında düzgün bir dağılım elde edilebilir.

Şekil 4.12 de kriging cevap yüzeyi ile parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi yönteminin karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 4.12: Kriging ve parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi karşılaştırması

4.5.4 Genetik Kümelene Metodu

Tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi, kriging cevap yüzeyi ve parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi modelleri kullanılarak giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişki belirlenebilmektedir. Çıkış parametreleri için oluşturulacak olan cevap yüzeylerinde seçilecek olan yöntem yapılacak olan istatistiksel çalışmanın sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Cevap yüzeyi modellerinin birbirlerine göre avantajları ve dezavantajları olmasından dolayı uygun yöntemin seçilebilmesi oldukça güçtür. Ayrıca bir çıkış parametresi için seçilecek olan cevap yüzeyi yönteminin bir diğer çıkış parametresi için doğru cevap yüzeyi modeli olmayabilir.

Genetik kümelene cevap yüzeyi, tam ikinci dereceden polinom, kriging ve parametrik olmayan regresyon gibi cevap yüzeyi oluşturma yöntemleri arasından her bir çıkış parametresi için en uygun cevap yüzeyini seçmek amacıyla geliştirilmiş cevap yüzeyi oluşturma yöntemidir. [25]

Genetik kümelene cevap yüzeyi metodu, en iyi cevap yüzeyini seçmek için paralelde çözdürülen farklı cevap yüzeylerinden oluşturulmuş topluluğu üreten ve bu toplulukta oluşturulan her bir cevap yüzeyi için uygunluk fonksiyonları kullanarak hangi cevap yüzeyinin en iyi yaklaşımı sağladığını belirleyen bir genetik algoritma metodudur. Genetik kümelene cevap yüzeyi metodunda hem tasarım noktalarında cevap yüzeyinin doğruluğu hem de cevap yüzeyinin kararlılığı göz önünde bulundurularak çapraz doğrulama yapılmaktadır. Ayrıca genetik kümelene cevap

yüzeyi modeli, tek bir tepki yüzeyinden oluşabileceği gibi birden fazla tepki yüzey modellerinin birleşimi de olabilir. Bu nedenle tam ikinci dereceden polinom cevap yüzeyi, kriging cevap yüzeyi ve parametrik olmayan regresyon cevap yüzeyi modellerinden seçilen bir model ya da bu modellerin bir bileşimi olduğu için bu modeller ile aynı ya da daha doğru sonuçlar vermektedir.

Genetik kümeleme ile oluşturulacak olan cevap yüzeyi denklemi, farklı cevap yüzeyi denklemlerinin ağırlıklı ortalaması kullanılarak yazılmaktadır.

$$\hat{y}_{ens}(x) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \hat{y}_i(x) \quad (4.12)$$

Yazılan genetik kümeleme cevap yüzeyi denkleminde bulunan ağırlık faktörleri aşağıdaki ilişkiyi sağlamalıdır.

$$\sum_{i=1}^{N_M} w_i, w_i \geq 0, 1 \leq i \leq N_M \quad (4.13)$$

Genetik kümeleme denklemindeki ağırlık faktörü ilişkisini sağlayan en iyi ağırlık faktörü değerini hesaplamak için her bir cevap yüzeyi denkleminin gerçek tasarım noktalarındaki sonuçları en küçük kareler yöntemine göre çözümlenerek oluşan hata değeri en aza indirgenir.

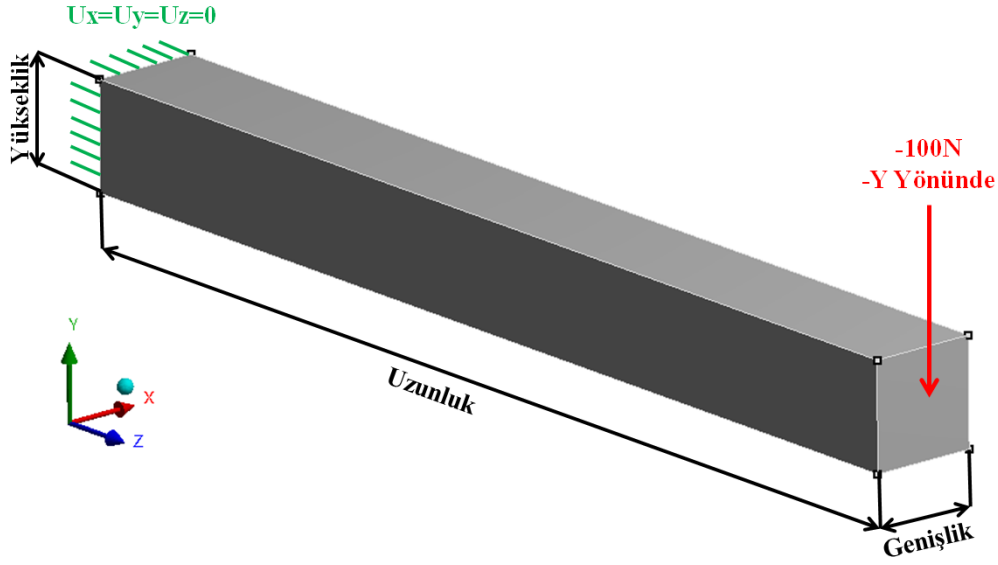
$$RMSE(\hat{y}_{ens}) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (y(x_j) - \hat{y}_{ens}(x_j))^2} \quad (4.14)$$

Cevap yüzeyinin kararlılığını kontrol etmek amacıyla çapraz doğrulama işlemi denklem 4.15 ve 4.16 kullanılarak gerçekleştirilir.

$$PRESS(\hat{y}_{ens}) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (y(x_j) - \hat{y}_{ens,-j}(x_j))^2} \quad (4.15)$$

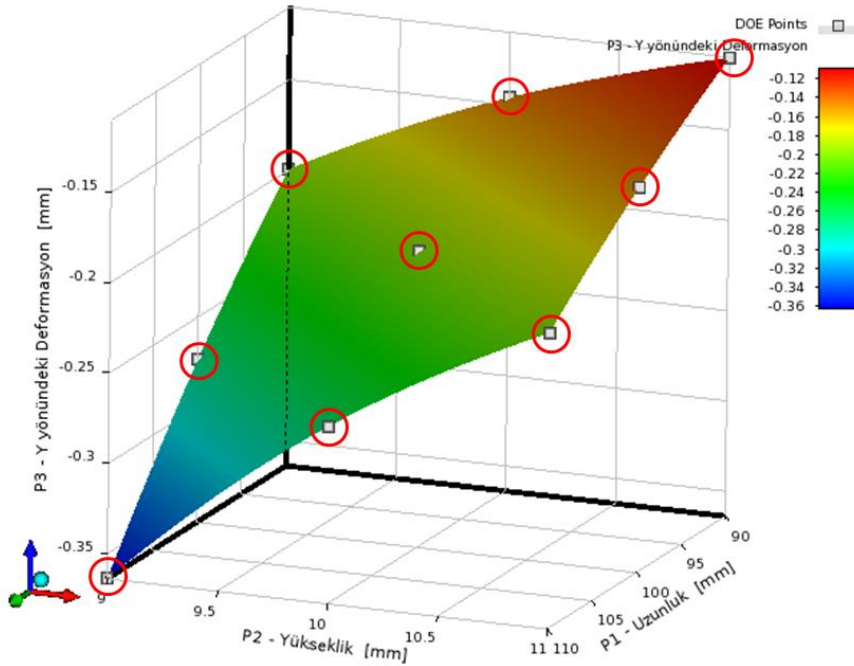
$$\hat{y}_{ens,-j}(x) = \sum_{i=1}^{N_M} w_i \hat{y}_{i,-j}(x) \quad (4.16)$$

Şekil 4.12 de ilk tasarım uzunluğu 100 mm, genişliği 10 mm ve yüksekliği 10 mm olan ankastre kiriş modeli, uygulanan sınır koşulları gösterilmiştir.



Şekil 4.13: Ankastre mesnet ve sınır koşulları

Ankastre kiriş modeli üzerinde genişliği 10mm de sabit tutacak şekilde uzunluk ve yükseklik değerleri $\pm 10\%$ bandında değiştirilerek oluşturulan yüzey merkezli tasarım uzayı neticesinde $-Y$ yönündeki deformasyon davranışı için elde edilen cevap yüzeyi şekil 4.14 de verilmiştir. Şekil üzerinde kırmızı halkalar ile gösterilen bölgeler yüzey merkezli karma tasarım uzayından elde edilen gerçek çözüm noktalarıdır. Genetik kümelenme cevap yüzeyi kullanılarak elde edilen cevap tasarımı bu gerçek çözüm noktaları arasındaki boşlukları doldurarak sistemin giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişkiyi tanımlanmıştır.



Şekil 4.14: Genetik kümelenme cevap yüzeyi

4.6 Örneklemeye Yöntemleri

Normal dağılım fonksiyonu ve standart sapma değeri kullanılarak oluşturulan yüzey merkezli karma tasarım uzayındaki çözüm noktalarının sayısı kısıtlı olmasına rağmen tanımlanan N sayıdaki analiz kümesinin çözdürülmesi ve genetik kümelenme cevap yüzeyi oluşturma metodunda kullanılması ile giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişki istatistiksel açıdan anlamlı bir hale getirilebilmektedir. Elde edilen cevap yüzeyleri sayesinde yeni bir analiz çözdürülmesine gerek kalmadan istenilen giriş parametrelerinin bileşimi için çıkış parametrelerinin ne olacağı tahmin edilebilmektedir.

Cevap yüzeyleri üzerinden yapılacak olan N adet rassal örneklemeye ile çıkış parametrelerinin olasılık yoğunluğu ve birikimli dağılım fonksiyonu elde edilebilir.

4.6.1 Monte Carlo Örneklemeye Yöntemi

Monte Carlo örneklemeye yöntemi, İstatistiksel örneklemeye yöntemlerinde yaygın olarak kullanılan ve N adet rassal örneklemeye oluşturmak amacıyla kullanılan geleneksel örneklemeye yöntemidir.

Monte Carlo örneklemeye yöntemleri üç temel adımdan oluşmaktadır. Birinci adımda örneklemeye sayısı kadar dağılım fonksiyonu içerisinde kalacak şekilde rassal giriş parametrelerinin bileşimi seçilmektedir. İkinci adımda cevap yüzeyleri üzerinden elde edilen rassal giriş parametreleri kullanılarak çıkış parametrelerin değerleri tayin edilmektedir. Üçüncü ve son adımda giriş parametreleri ve çıkış parametreleri arasındaki istatistiksel ilişki kullanılarak çıkış parametrelerinin olasılık değerleri elde edilmektedir.

4.6.2 Latin Hypercube Örneklemeye Yöntemi

Latin Hypercube örneklemeye yöntemi, varyans azaltma yöntemi ile elde edilmiş gelişmiş Monte Carlo örneklemeye yöntemlerinden biridir. [27] Latin Hypercube örneklemeye yönteminde cevap yüzeyi üzerinden seçilecek olan örneklemeye noktaları, Monte Carlo örneklemesinden farklı olarak bölgesel yığılmalara müsaade etmez ve herhangi bir giriş parametreleri bileşimi için tek bir çıkış parametresi olacak şekilde dağıtılır.[22]

Monte Carlo örneklemeye yönteminin varyans azaltma yöntemi ile geliştirilmiş Latin Hypercube örneklemeye yönteminin kullanılmasıyla geleneksel Monte Carlo örneklemeye yöntemine göre %50 'ye kadar daha az örneklemeye sayısı ile daha yüksek doğrulukta istenilen sonuçlara ulaşıldığını göstermiştir.[28]

Örnekleme sayısının geleneksel Monte Carlo yöntemleri ile aynı olduğu durumda Latin Hypercube örnekleme yönteminden Monte Carlo örnekleme yöntemine göre daha hassas sonuçlar elde edileceği için bu tez kapsamında Latin Hypercube örnekleme yöntemi kullanılacaktır.

4.7 Olasılık Hesaplamaları

Normal dağılım fonksiyonu, standart sapma değeri ve yüzey merkezli karma tasarım uzayı kullanılarak oluşturulan tasarım noktaları cevap yüzeyleri kullanılarak istatistiksel olarak anlamlı bir hale getirilebilmektedir. Elde edilen cevap yüzeyleri üzerinden Latin Hypercube örnekleme yöntemi kullanılarak oluşturulan rassal örneklemler neticesinde hesaplanan çıkış parametrelerinin meydana gelme olasılığının incelenmesi gerekmektedir.

4.7.1 Ortalama Değer ve Standart Sapma

Örnekleme yöntemi kullanılarak oluşturulan N adet rassal örneklemlerden elde edilen her bir y_i sonuç değerlerinin ortalama değeri aşağıdaki denklem 4.17 yardımı ile hesaplanabilir.

$$\hat{\mu} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (4.17)$$

Benzer şekilde N adet örnekleme için elde edilen her bir y_i sonuç değerlerinin standart sapması aşağıdaki gibi olacaktır.

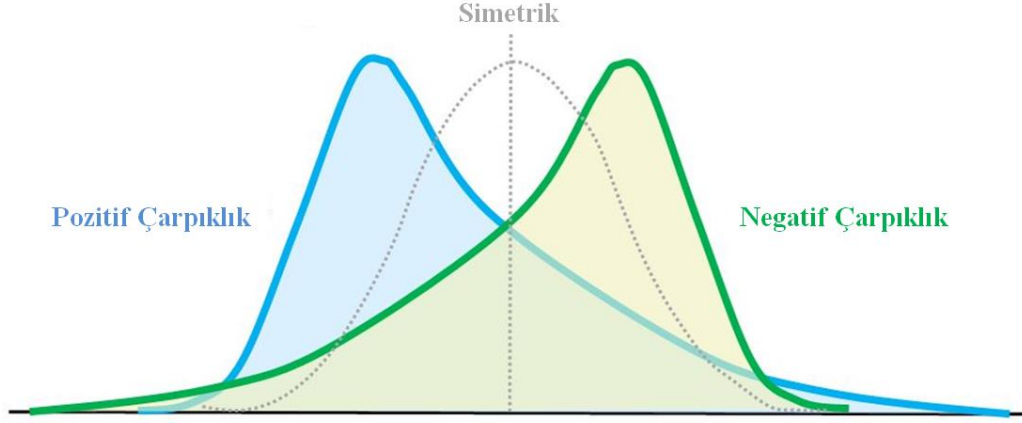
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{\mu})^2} \quad (4.18)$$

4.7.2 Çarpıklık Değeri

Çarpıklık değeri, elde edilen örnekleme dağılımının ortalama değere göre olan simetriklik ve asimetriklik değerinin bir ölçüsüdür. Elde edilen örnekleme sonuçları ortalama değerinde sağında ve solunda eşit bir şekilde dağıldığı durumlarda çarpıklık değeri sıfırdır ve örnekleme sonuçları simetriktir. Çarpıklık değerinin negatif olması örnekleme sonuçlarının ortalama değerinde sağ tarafına yığıldığını pozitif olması ise örnekleme sonuçlarının ortalama değerinde sol tarafına yığıldığını ifade etmektedir. N adet örnekleme için elde edilecek olan çarpıklık değeri aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\hat{\gamma} = \frac{N}{(N-1)(N-2)} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - \hat{\mu}}{\sigma} \right)^3 \quad (4.19)$$

Şekil 4.15 de pozitif çarpıklık, simetrik ve negatif çarpıklık gösterilmiştir.



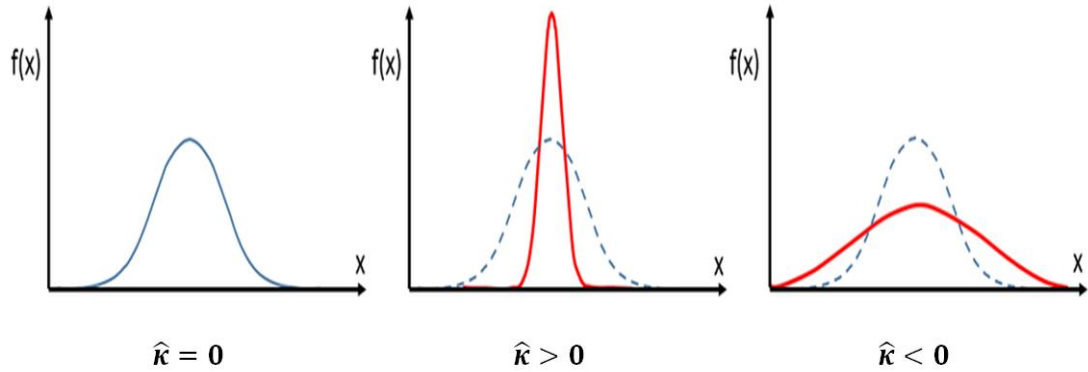
Şekil 4.15: Pozitif çarpıklık, simetrik ve negatif çarpıklık

4.7.3 Basıklık Değeri

Basıklık değeri, elde edilen örnekleme dağılımının düzlüğünün bir ölçüsüdür. Basıklık değerinin sıfır olması durumunda elde edilen dağılım normal dağılımla aynıdır. Basıklık değerinin negatif olması örnekleme dağılımının normal dağılıma göre daha düz bir dağılıma yakın olduğunu, pozitif olması ise örnekleme dağılımının normal dağılıma göre daha yoğun bir tepe noktasına sahip olduğunu ifade etmektedir. N adet örnekleme için elde edilecek olan basıklık değeri aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\hat{k} = \left\{ \frac{N(N+1)}{(N-1)(N-2)(N-3)} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - \hat{\mu}}{\sigma} \right)^4 \right\} - \frac{3(N-1)^2}{(N-2)(N-3)} \quad (4.20)$$

Şekil 4.16 da basıklık değerinin pozitif ve negatif olma durumuna göre normal dağılım fonksiyonunun değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4.16: Basıklık değerinin pozitif ve negatif olma durumu

4.7.4 Birikimli Dağılım Fonksiyonu

Birikimli dağılım fonksiyonu, bir dağılım örnekleme alanında tanımlanan herhangi bir gerçek A değerinin, olasılık analizleri sonucu elde edilen dağılım göz önünde bulundurulduğunda bu dağılımdan elde edilen a_i değere eşit veya daha küçük olma olasılığını tanımlayan fonksiyondur.

Rassal değişkenin örnekleme değeri a_i için birikimli dağılım fonksiyonu F_i aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.[29]

$$\sum_{k=i}^N \frac{N!}{(N-k)! k!} F_i^k (1-F_i)^{n-k} = 50\% \quad (4.21)$$

Yukarıdaki denklem göz önünde bulundurulduğunda birikimli dağılım fonksiyonu, sadece $a_1, a_2, \dots, a_i, a_{i+1}, \dots, a_n$ örnekleme noktalarında verilebilir. Bu nedenle tanımlanan bir gerçek A değişkeninin a_i değerine eşit veya daha az olma olasılığının değerlendirilebilmesi için mevcut veri noktaları arasında bir interpolasyon yapılması gerekmektedir.

a değeri, a_i ve a_{i+1} değerleri arasında ise, A rastgele değişkeninin a 'dan daha az veya eşit olması olasılığı aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanır.

$$P(A \leq a) = F_i + (F_{i+1} - F_i) \frac{a - a_i}{a_{i+1} - a_i} \quad (4.22)$$

Birikimli dağılım fonksiyonunda istenilen bir olasılık değerine karşılık gelecek bir A rasgele değerinin hesaplanabilmesi oldukça önemlidir. Birikimli olasılık dağılım fonksiyonunun eğimi düz olduğu için, dağılım fonksiyonunun noktaları arasında doğrudan bir interpolasyon işleminin yapılması yanlış sonuçlar verebilir. Bu nedenle, interpolasyonda yer alan tüm olasılıklar için ters standart normal dağılım fonksiyonu ϕ^{-1} uygulanmalıdır. Eğer P olasılık değeri F_i ve F_{i+1} değerleri arasında yer alan bir olasılık değeri ise ters birikimli dağılım fonksiyonu kullanılarak hesaplanabilir.

$$a = a_i + (a_{i+1} - a_i) \frac{\phi^{-1}(p) - \phi^{-1}(F_i)}{\phi^{-1}(F_{i+1}) - \phi^{-1}(F_i)} \quad (4.23)$$

Yukarıdaki denklem yardımı ile düzensizlik analizlerinde 99.9% olasılık değerindeki genlik faktörleri değerleri hesaplanabilir.

Bu bölümde düzensizlik analizlerinde kullanılacak akış şeması ve bu akış şemasında yer alan normal dağılım fonksiyonu, standart sapma değeri, tasarım uzayı, cevap yüzeyi, örnekleme yöntemi ve olasılık hesaplamaları detaylıca incelenmiştir.

5. ANSYS ROTOR 67 MODELİ ÇALIŞMASI

Bölüm 2, bölüm 3 ve bölüm 4 te disk kanatçık sistemlerinde oluşabilecek düzensizliklerin nedenleri, bu düzensizliklerin sonlu elemanlar indirgeme yaklaşımları ile çözülebilmesi için gerekli bünye denklemleri ve yapılacak olan istatistiksel çalışmalar için kullanılması gereken akış şeması ve bu akış şemasında bulunan yöntemler detaylıca incelenmiştir.

ANSYS tarafından 22 kanatçıklı NASA Rotor 67 modeli için gerçekleştirilen doğrulama çalışmasında, oluşturulan 1/22 'lik indirgenmiş çevrimsel simetrik sonlu elemanlar modeli ile yine aynı geometri için oluşturulmuş 360° 'lik sonlu elemanlar modeli düzenli durum için benzer sınır koşulları ve basınç yüklemeleri altında çözdürülmüş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca düzensiz durum analiz sonuçlarını karşılaştırmak amacıyla 22 adet kanatçığa sinüzoidal dağılım halinde düzensizlik parametresi tanımlanarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

NASA Rotor 67 modeli için 1/22'lik indirgenmiş çevrimsel simetrik sonlu elemanlar modeli ile 360° 'lik sonlu elemanlar modellerine ait analiz sonuçları arasındaki farkların düzenli ve düzensiz durumlar için 1% den az olduğu gözlemlenmiştir.

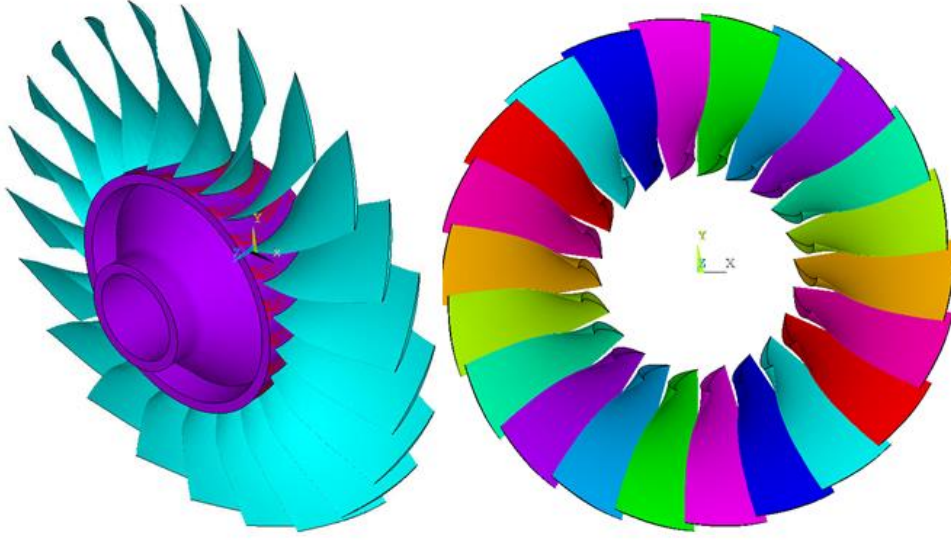
Bu bölümde ANSYS tarafından 22 kanatçıklı NASA Rotor 67 modeli için gerçekleştirilen teknoloji doğrulama çalışmasında uygulanan yükleme ve sınır koşullarının detayları ve elde edilen analiz sonuçları incelenecektir.[30]

5.1 NASA Rotor 67 Model Tanıtımı

NASA Rotor 67 modeli, NASA tarafından geliştirilmiş tasarım, akış bilgisi ve test sonuçlarının açık bir şekilde paylaşıldığı, düşük en-boy oranına sahip ve iki kademeli bir fan motorunun birinci kademesinde yer alan bir test rotorudur [31]. Modelinin tasarımı, akış bilgisi ve test sonuçları açık bir şekilde paylaşıldığı için araştırmacılar tarafından doğrulama modeli olarak kullanılmaktadır.

NASA Rotor 67 rotor tasarımının basınç oranı 33.25 kg/sn 'lik kütle akışında 1.63 tür. Tasarımın dönme hızı 16043 devir/dk olup, 429 m/sn lik bir uç hızına ve 1.38 lik bağıl Mach sayısına sahiptir. NASA Rotor 67, en boy oranı 1.56 olan 22 adet kanatçığa sahip olup giriş ve çıkış ucu çapları sırasıyla 514 mm ve 485mm dir.

Kanatçıkların kök kısmında 1.78mm lik yuvarlatma kullanılmıştır[31]. Şekil 5.1 de NASA Rotor 67 modeli gösterilmiştir.



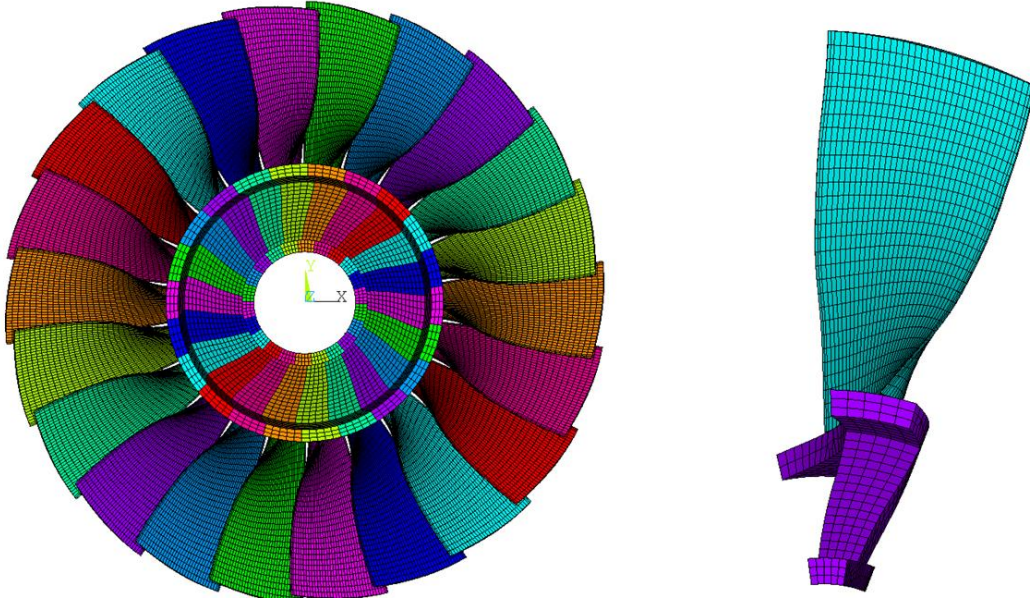
Şekil 5.1: NASA Rotor 67 Modeli

5.2 Sonlu Elemanlar Modelleri

Şekil 5.2 de NASA Rotor 67 modeli için ANSYS de kullanılan 360° 'lik model ve 1/22 'lik sektör modeli gösterilmiştir.

NASA Rotor 67 – 360° Modeli

NASA Rotor 67 – 1/22 Sektör Modeli

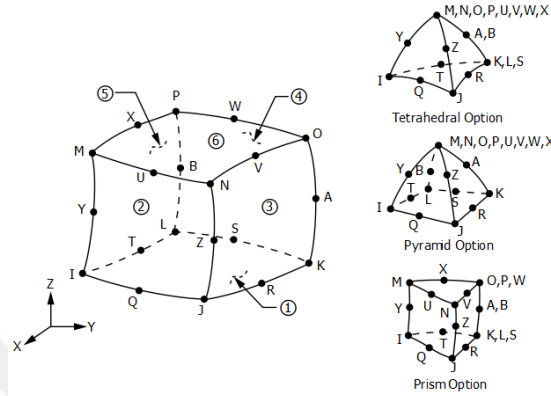


Şekil 5.2: NASA Rotor 67 360° modeli ve 1/22 sektör modeli

360° 'lik sonlu elemanlar modelinin ağ yapısı toplamda 40480 eleman sayısı ve 260348 düğüm noktası sayısı kullanılarak Solid 186 eleman tipi ile oluşturulmuştur.

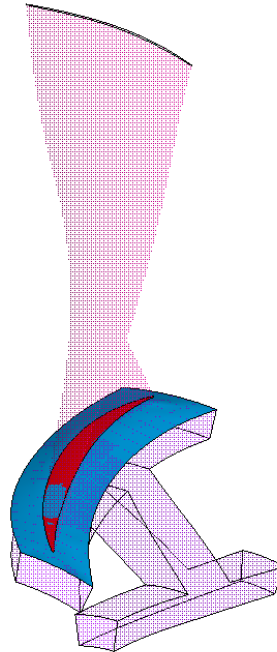
1/22 'lik sektör modeli 360° 'lik sonlu elemanlar modelindeki bir adet kanatçık ve disk sistemi kullanılarak oluşturulmuş olup 1840 eleman sayısına ve 12373 düğüm noktasına sahiptir.

Solid 186 Eleman Tipi 20 düğüm noktasına sahip 2. Dereceden bir eleman tipi olup Tetrahedral, piramit ve prizma eleman geçişlerine izin veren Ansys programında kullanılan en güncel solid eleman tipidir. Şekil 5.3 de Solid 186 eleman tipi gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Solid 186 eleman tipi

360° 'lik sonlu elemanlar modeli ve 360° 'lik sonlu elemanlar modelinden elde edilen 1/22 lik sektör modelde disk ve kanatçık geometrilerinin temasta bulunduğu yüzeylere indirgeme teorisinde kullanılan yaklaşım nedeniyle Targe170 ve Conta174 kontak elemanları kullanılarak yapışık kontak tanımlanmıştır. Tanımlanmış olan kontak yüzeyleri şekil 5.4 de gösterilmiştir.



Şekil 5.4: Kontak yüzeyi

Nihai durumda 360°'lik sonlu elemanlar modeli ve bu sonlu elemanlar modelinden elde edilen 1/22 lik sektör modeline ait eleman ve düğüm noktası sayıları çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1: Eleman ve düğüm noktaları sayıları.

Ağ Yapısı Özellikleri	360° Model	1/22 Sektör Modeli
Toplam Eleman Sayısı	40480	1840
Kanatçık Eleman Sayısı	25080	1140
Disk Eleman Sayısı	15400	700
Düğüm Noktası	260348	12373
Targe170	3146	143
Conta174	3146	143

NASA Rotor 67 modelinde kullanılan malzeme özellikleri çizelge 5.2 de verilmiştir.

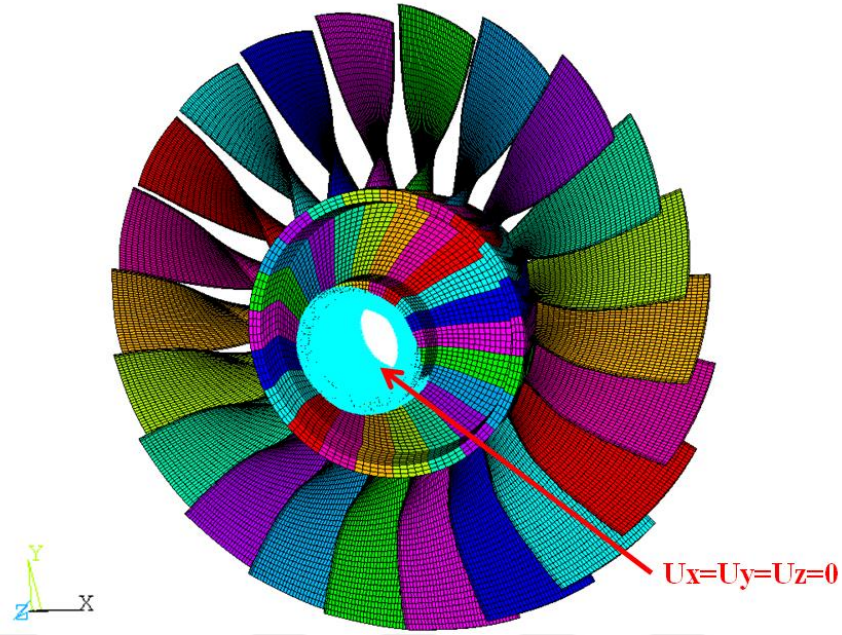
Çizelge 5.2: Malzeme özellikleri.

Fiziksel Özellik	Değer	Birim
Elastiklik Modülü	220000	MPa
Poisson Oranı	0.30	-
Yoğunluk	7840	kg/m ³
Termal Genleşme Katsayısı	1.2E-5	1/°C
Oda Sıcaklığı	22	°C

5.3 Sınır Koşulları

NASA Rotor 67 modelinin 360° 'lik modeli ve 1/22 lik sektör modelinde mil grubu modellenmemiştir. Mil grubunun etkisini yansıtmak ve sonlu elemanlar analiz çözümleri sırasında sıkıntı yaşanmasını engellemek amacıyla disk parçasının mil grubu ile temasta bulunduğu ara yüzündeki düğüm noktaları tüm serbestlik derecelerinde sabitlenmiştir.

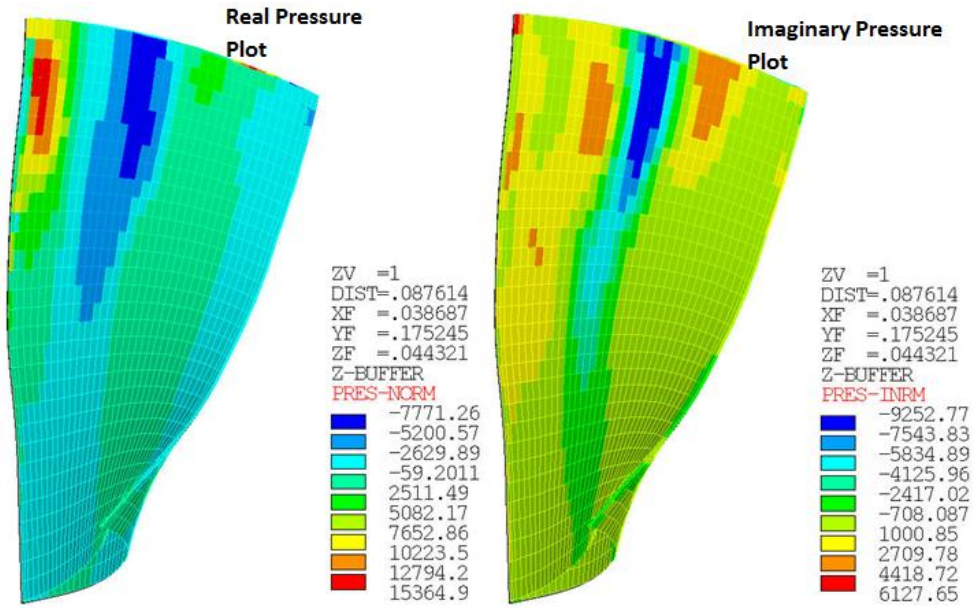
Şekil 5.5 de NASA Rotor 67 360°'lik modeli için uygulanan sınır koşulları gösterilmiştir. Uygulanan sınır koşulları genel koordinatlarda olup $U_x=U_y=U_z=0$ olacak şekilde tanımlanmıştır. Benzer sınır koşulu uygulaması 1/22 'lik sektör modeli içinde tanımlanmıştır.



Şekil 5.5: Sınır koşulları

5.4 Yükleme Koşulları

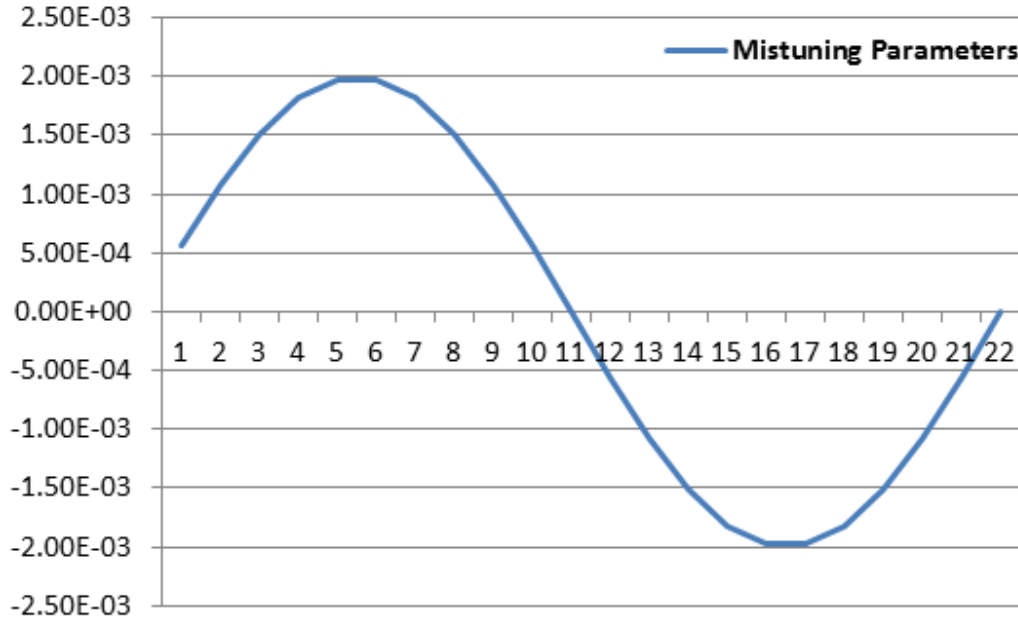
NASA Rotor 67 360° modeline ve 1/22 lik sektör modeline motor dönme eksenini olan Z yönünde 16043 RPM 'lik açısal hız ve çalışma sıcaklığı olarak 50°C sıcaklık uygulanmıştır. Ayrıca ANSYS CFX çözücüsünden 2. Motor dizisi için alınan kararsız akış basınçları da uygulanmıştır. Şekil 5.6 da ANSYS CFX çözücüsünden alınan ve uygulanan gerçek ve sanal basınç dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 5.6: Gerçek ve sanal basınç dağılımları

Gerçek basınç dağılımları -7771.26 Pa ve 15364.9 Pa arasında iken sanal basınç dağılımları -9252.77 Pa ile 612.65 Pa aralığında değişmektedir.

Ayrıca düzensiz durum analiz sonuçlarını karşılaştırmak amacıyla 22 adet kanatçığa sinüzoidal dağılım halinde düzensizlik parametresi tanımlanmıştır. Şekil 5.7 de düzensiz durum için 22 adet kanatçığa tanımlanan düzensizlik parametreleri gösterilmiştir.

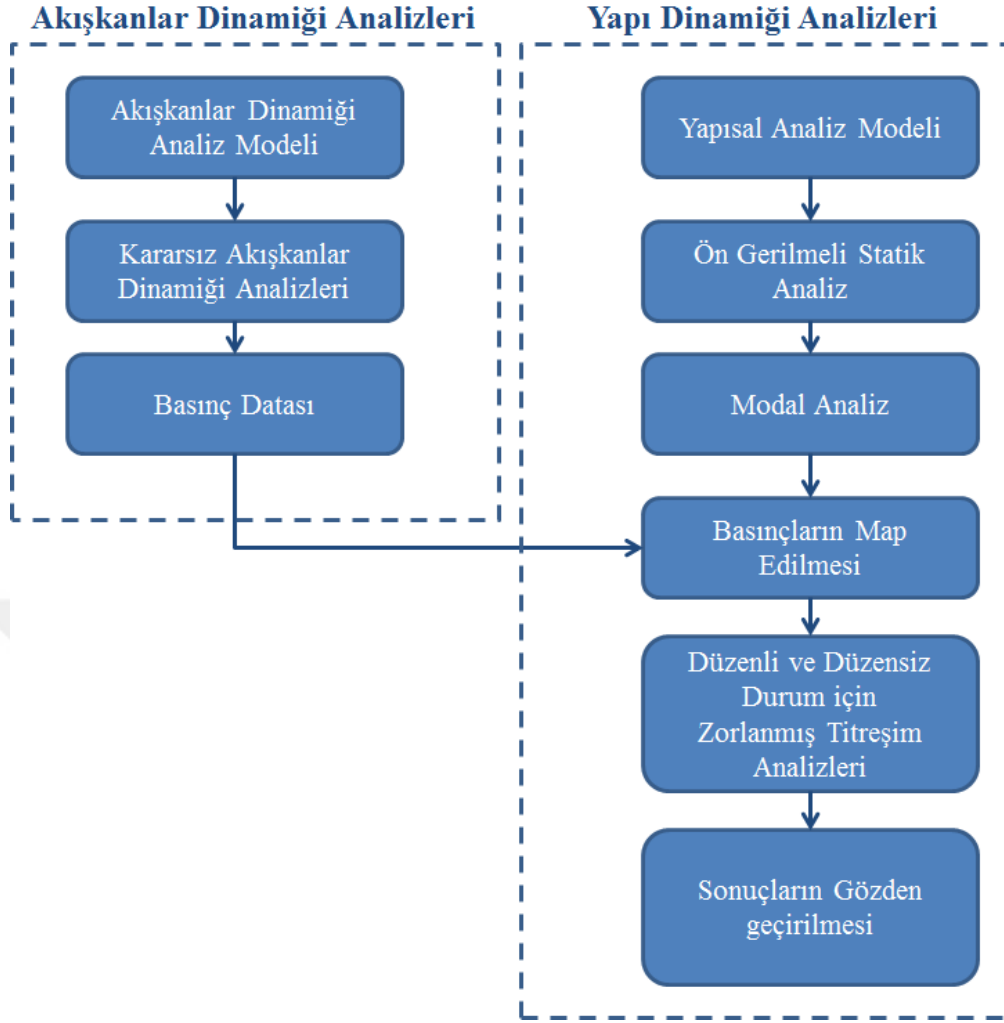


Şekil 5.7: Düzensizlik parametreleri

Düzensizlik parametreleri analizlere zorlanmış titreşim analizlerinde dâhil olup yapının zorlanmış titreşim cevabını değiştirmek amacıyla kullanılmaktadır.

5.5 Analiz Akış Şeması

NASA Rotor 67 model için hazırlanan 360° 'lik ve 1/22 lik sektör sonlu elemanlar modellerinin açısal hız ve sıcaklık altında ön gerilmeli statik analizleri gerçekleştirildikten sonra ön gerilme neticesinde oluşan rijitlik değişimi de dikkate alınarak modal analizler gerçekleştirilmiştir. Modal analizlerden elde edilen frekans girdisi ve doğrulanmış akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen kararsız basınç dağılımları uygulanarak yapının zorlanmış titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Düzenli ve düzensiz durum için gerçekleştirilen zorlanmış titreşim analizleri neticesinde elde edilen 360° lik sonlu elemanlar modeli sonuçları ile 1/22 lik sektör sonlu elemanlar analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.8 de NASA Rotor 67 modeli için kullanılan analiz akış şeması gösterilmiştir.



Şekil 5.8: NASA Rotor 67 analizleri akış şeması

5.6 Modal Analiz Sonuçları

NASA Rotor 67 modeli için gerçekleştirilen 360° sonlu elemanlar modeli ve $1/22$ lik sektör sonlu elemanlar modeli neticesinde elde edilen ön gerilmemiş ve ön gerilmeli ilk 15 doğal frekans sonuçları sırasıyla çizelge 5.3 ve çizelge 5.4 de verilmiştir. Her iki durumda da elde edilen $1/22$ sektör sonlu elemanlar analiz modeli sonuçları ile 360° lik sonlu elemanlar modeli sonuçlarının aynı olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle $1/22$ lik sektör sonlu elemanlar modelinin düzenli ve düzensiz durum analizleri için ön gerilmemiş ve ön gerilmeli olarak kullanılması uygundur.

Çizelge 5.3: Ön gerilmesiz modal analiz sonuçları.

Mode Numarası	1/22 Sektör Model (Hz)	360° Model (Hz)	Hata (%)
1	370.17	370.17	0.00
2	370.17	370.17	0.00
3	376.70	376.70	0.00
4	376.70	376.70	0.00
5	377.12	377.12	0.00
6	377.12	377.12	0.00
7	377.41	377.41	0.00
8	378.93	378.92	0.00
9	378.93	378.93	0.00
10	380.42	380.42	0.00
11	380.42	380.42	0.00
12	381.65	381.65	0.00
13	381.65	381.65	0.00
14	382.65	382.65	0.00
15	382.65	382.65	0.00

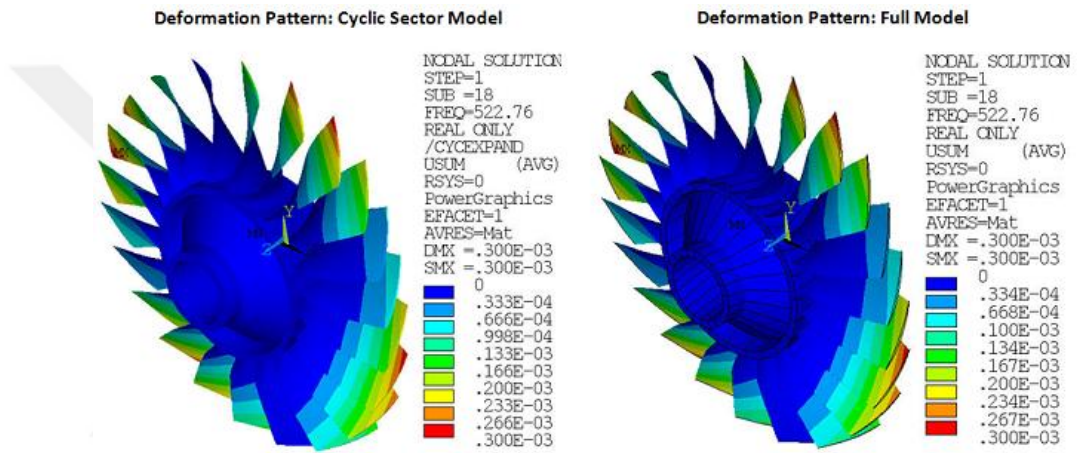
Çizelge 5.4: Ön gerilmeli modal analiz sonuçları.

Mode Numarası	1/22 Sektör Model (Hz)	360° Model (Hz)	Hata (%)
1	519.09	519.09	0.00
2	521.05	521.05	0.00
3	521.05	521.05	0.00
4	522.69	522.70	0.00
5	522.70	522.70	0.00
6	526.38	526.39	0.00
7	526.39	526.39	0.00
8	528.12	528.12	0.00
9	528.12	528.12	0.00
10	529.65	529.65	0.00
11	529.65	529.65	0.00
12	531.07	531.07	0.00
13	531.07	531.07	0.00
14	532.29	532.29	0.00
15	532.29	532.29	0.00

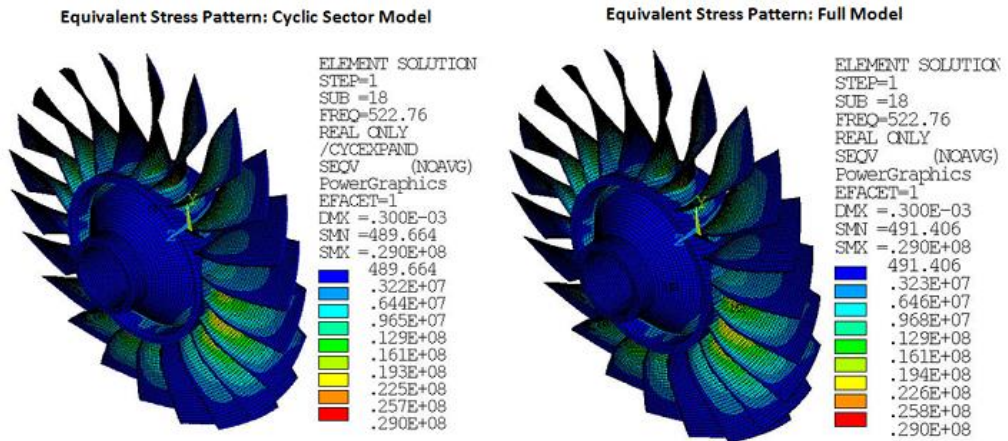
5.7 Düzenli Durum Analiz Sonuçları

NASA Rotor 67 modeli için 360° sonlu elemanlar modeli ile $1/22$ lik sektör sonlu elemanlar modelinin frekans sonuçlarının aynı olduğu gösterilmiştir. Modal analizlerden elde edilen frekans girdisi ve doğrulanmış akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen kararsız basınç dağılımları kullanılarak kritik doğal frekans değeri 522.76 Hz için zorlanmış titreşim analizleri sonucu oluşan toplam deformasyon ve eşdeğer gerilme görselleri şekil 5.9 ve şekil 5.10 da verilmiştir.

Şekil 5.9 ve 5.10 dan da anlaşılacağı üzere 360° 'lik sonlu elemanlar modeli sonuçları ile $1/22$ lik sektör sonlu elemanlar modeli sonuçlarının aynı olduğu gözlemlenmiştir.

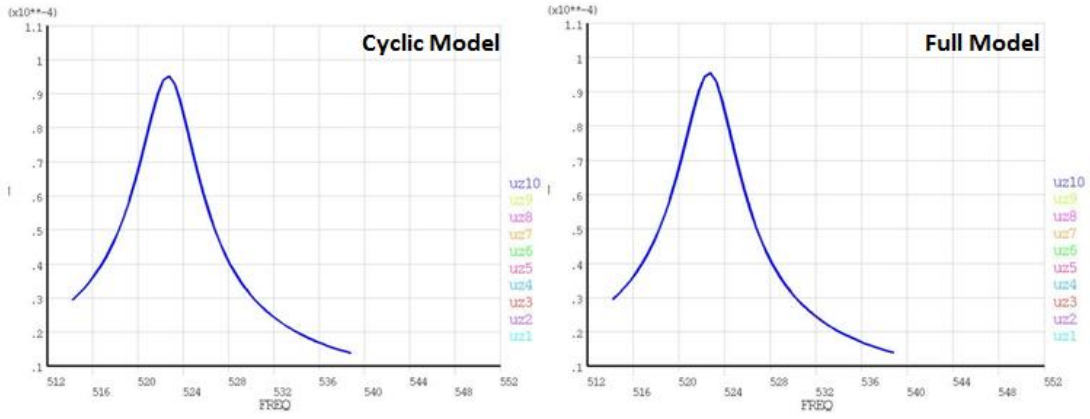


Şekil 5.9: Kritik frekans 522.76 Hz için toplam deformasyon karşılaştırması



Şekil 5.10: Kritik frekans 522.76 Hz için eşdeğer gerilme karşılaştırması

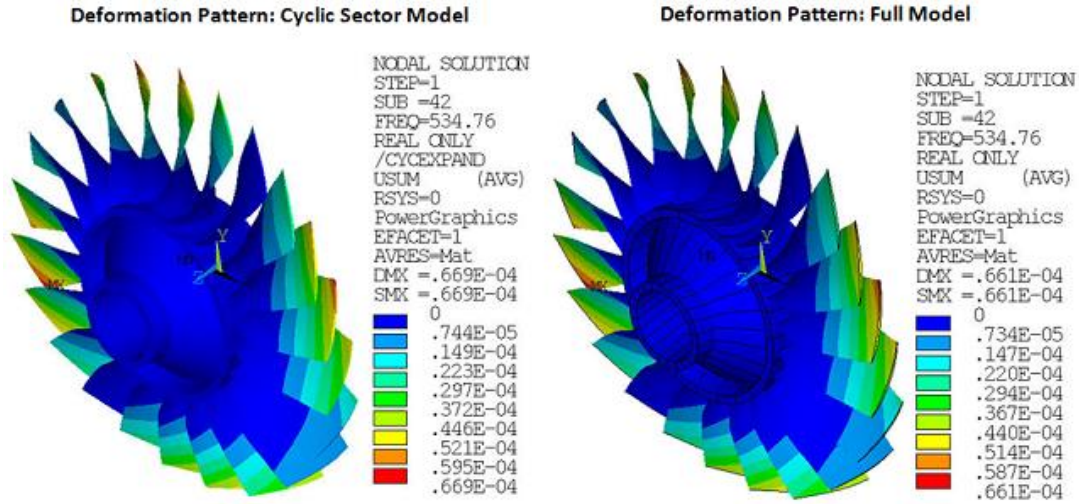
Benzer şekilde tüm frekans aralığında oluşan toplam deformasyon dağılımları şekil 5.11 de verilmiştir. Şekil 5.11 den de anlaşılacağı gibi 360° lik sonlu elemanlar modeli ile $1/22$ lik sektör sonlu elemanlar modelinin sonuçlarının aynı olduğu gözlemlenmiştir.



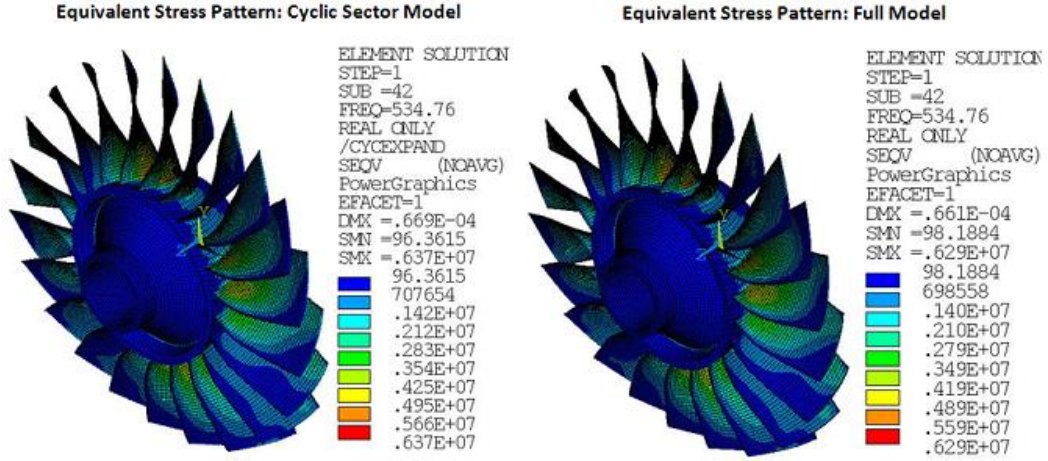
Şekil 5.11: Tüm frekans aralığındaki toplam deformasyon dağılımı

5.8 Düzensiz Durum Analiz Sonuçları

NASA Rotor 67 modeli için modal analizlerden elde edilen frekans girdisi, doğrulanmış akışkanlar dinamiği analizlerinden elde edilen kararsız basınç dağılımları ve sinüzoidal düzensizlik dağılımı kullanılarak indirgenmiş 1/22 lik sonlu elemanlar modeli ve 360°'lik sonlu elemanlar modeline ait sonuçlar karşılaştırılmıştır. Düzensizlik analizleri için kritik doğal frekans değeri 534.76 olarak tespit edilmiş olup bu doğal frekans değerindeki toplam deformasyon ve eşdeğer gerilme dağılımları sırasıyla şekil 5.12 ve 5.13 de verilmiştir.



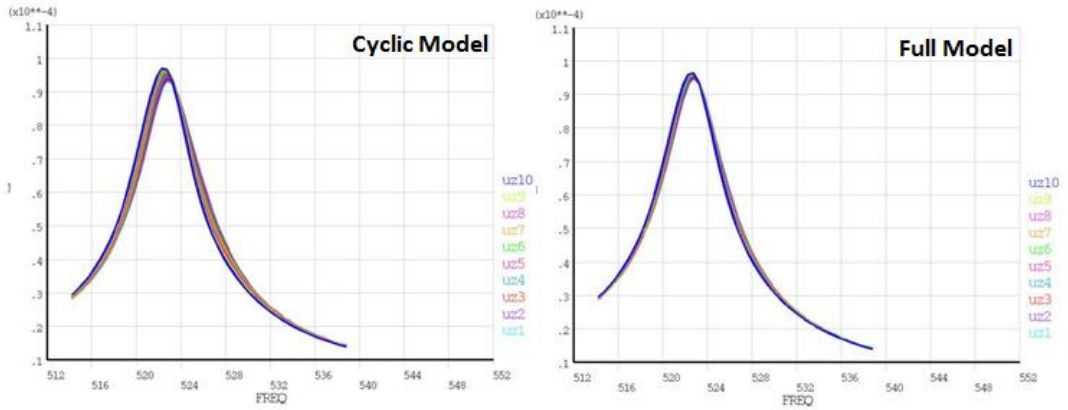
Şekil 5.12: Kritik frekans 534.76 Hz için toplam deformasyon karşılaştırması



Şekil 5.13: Kritik frekans 534.76 Hz için eşdeğer gerilme karşılaştırması

Benzer şekilde tüm frekans aralığında oluşan toplam deformasyon dağılımları şekil 5.14 de verilmiştir. Şekil 5.14 ten de anlaşılacağı üzere kanatçıklardaki düzensizlik parametreleri neticesinde her bir sektördeki deformasyon dağılımlarında birbirlerinden farklıdır.

Yapılacak olan çalışmada genlik faktörlerinin hesaplanmasında şekil 5.11 deki dağılım ve şekil 5.14 deki dağılım birlikte incelenmelidir. Şekil 5.14 den en kritik sektör numarası için elde edilen maksimum deformasyon değeri ile şekil 5.11 den elde edilen maksimum deformasyon değerinin oranı genlik faktörlerini verecektir.



Şekil 5.14: Tüm frekans aralığındaki toplam deformasyon dağılımı

Bu bölümde NASA Rotor 67 modeli içi düzenli ve düzensiz durum için ANSYS tarafından gerçekleştirilen analiz karşılaştırmasına yer verilmiştir. ANSYS tarafından yapılan çalışma neticesinde düzenli ve düzensiz durum için indirgenmiş sonlu elemanlar modeli ve sektör modelleme yaklaşımının kullanılmasının uygun olduğu anlaşılmıştır.



6. AKADEMİK ROTOR MODELİ ANALİZ ÇALIŞMALARI

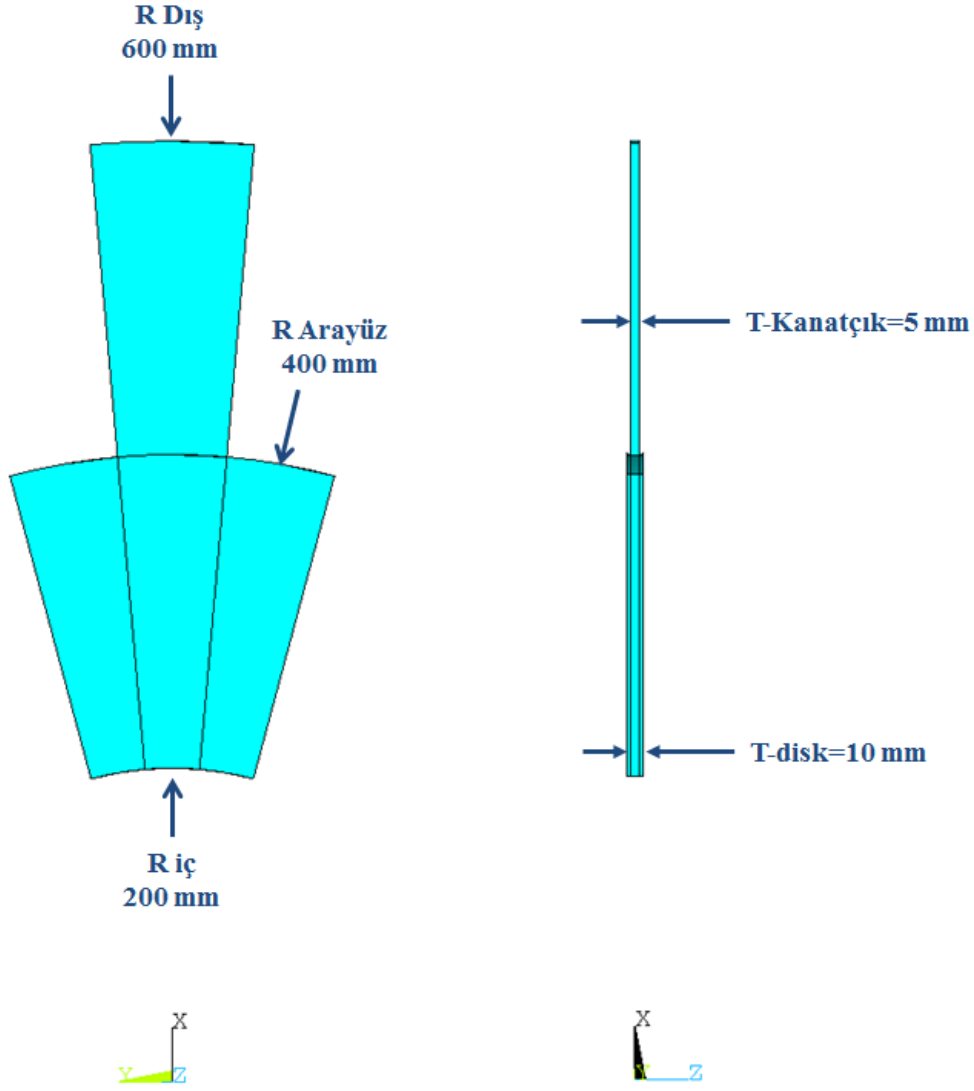
Bölüm 2, bölüm 3 ve bölüm 4 te disk kanatçık sistemlerinde oluşabilecek düzensizliklerin nedenleri, bu düzensizliklerin sonlu elemanlar indirgeme yaklaşımları ile çözülebilmesi için gerekli bünye denklemleri ve yapılacak olan istatistiksel çalışmalar için kullanılması gereken akış şeması ve bu akış şemasında bulunan yöntemler detaylıca incelenmiştir. Ayrıca bölüm 5 de Ansys programını kullanarak gerçekleştiren NASA Rotor 67 modeli ne ait doğrulama çalışmasının sonuçları paylaşılmıştır. NASA Rotor 67 modeli doğrulama çalışması neticesinde ANSYS programında düzensizlik analizlerinin indirgeme yöntemleri kullanarak yapılmasının uygun olduğuna karar verilmiştir.

Bu bölümde tez çalışması kapsamında 12 adet kanatçığa sahip olan akademik bir disk kanatçık sistemi oluşturulmuş olup, bu disk kanatçık sistemi için gerçekleştirilen düzenli durum analiz sonuçları ve istatistiksel olarak incelenen düzensiz durum analiz çalışmalarına ait sonuçlar paylaşılacaktır.

6.1 12 Kanatçıklı Akademik Disk Kanatçık Modeli Tanıtımı

Disk kanatçık sistemlerindeki düzenli ve düzensiz durum analizlerini istatistiksel açıdan incelemek amacıyla ANSYS programı içerisinde Ek-A da verilen parametrik model oluşturma ve düzenli durum ve düzensiz durum analizlerini çözmek için ANSYS makrosu oluşturulmuştur. Ek-A da verilen makro yardımı ile oluşturulan ve sektör açısı 30° olan 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık sistemi modelinin iç yarıçapı 200 mm ara yüz yarıçapı 400 mm ve dış yarıçapı 600 mm olarak seçilmiştir. Ayrıca disk kalınlığı 10 mm ve kanatçık kalınlığı 5 mm olarak tayin edilmiştir. Disk ve kanatçık sistemi XY-düzlemi ve XZ-düzlemine simetrik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Ek-A da verilen tasarım girdileri kullanılarak tasarım ölçülerini değiştirmek yeni tasarımlar türetmek ve tasarım girdileri üzerinden hassasiyet çalışmaları gerçekleştirmek mümkündür.

Şekil 6.1 de oluşturulan 12 kanatçıklı akademik model gösterilmiştir.



Şekil 6.1: 12 Kanatçıklı akademik disk kanatçık modeli

Oluşturulan 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık modelinde kullanılan malzeme özellikleri çizelge 6.1 de verilmiştir. Benzer şekilde Ek-A da verilen makro yardımı ile malzeme özelliklerinin değiştirilmesi ve farklı malzeme özellikleri için analizlerin tekrarlanması mümkündür.

Çizelge 6.1: 12 Kullanılan malzeme özellikleri

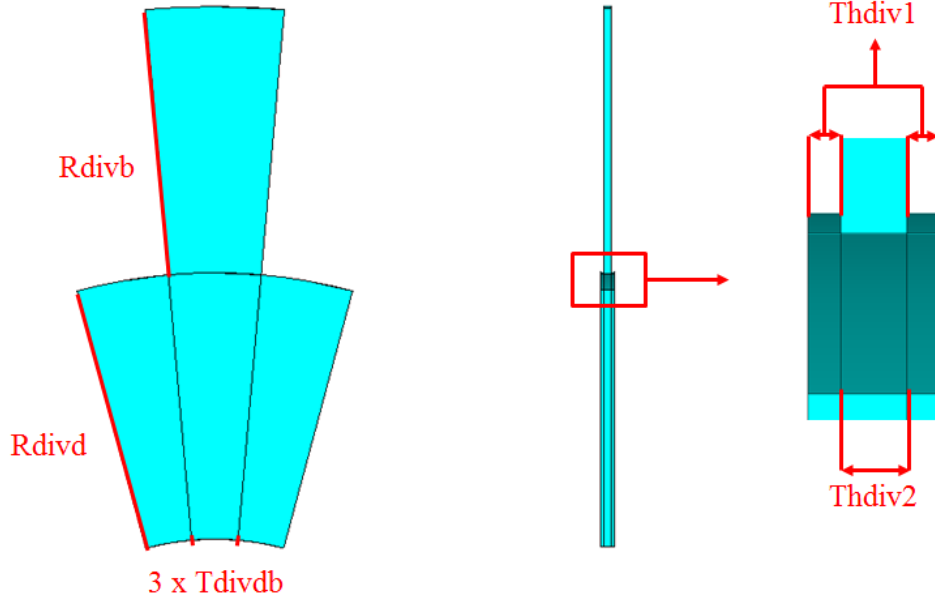
Malzeme Özellikleri	Kullanılan Değer
Elastiklik Modülü	200GPa
Poisson Oranı	0.3
Yoğunluk	7810 kg/m^3

Sektör açısı 30 derece olan 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık sisteminde statik analizlerde kullanılan ve ön gerilmeyi sağlayan açısız hız değeri 10000 RPM olarak

tain edilmiştir. Ayrıca düzenli ve düzensiz durum analizlerinde yarıçap değeri 600mm olan düğüm noktalarına toplamda 1N yükleme koşulu uygulanmıştır. Genlik faktörlerini elde etmek amacıyla düzensiz durum analizlerinden deformasyon değerleri düzenli durum analizlerinden elde edilen deformasyon değerlerine orantılanacağı için yükleme değeri önemsizdir. Benzer şekilde Ek-A da verilen makro yardımcı ile değişken açısız hız değeri için yeni ön gerilme koşulları oluşturulabilmektedir.

6.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Ek-A verilen makro yardımcı ile sektör açısı 30 derece olan 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık tasarımının sonlu elemanlar modeli yine Ek-A yardımcı ile oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu elemanlar modelindeki parametreler değiştirilerek düzenli durum analiz sonuçları için kullanılan ağ yapılarının sonuçlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ağ yapısının sonuçlar üzerindeki etkisini ihmal edilebilir mertebelerde olduğu ağ yapısı düzenli ve düzenli durum üzerinde rijitliğin değiştirilerek elde edilen düzensiz durum analizleri için uygun ağ yapısı olarak kabul edilmiştir. Şekil 6.2 de akademik disk kanatçık sistemi için değiştirilen parametreler gösterilmiştir.



Şekil 6.2: Ağ yapısı parametreleri

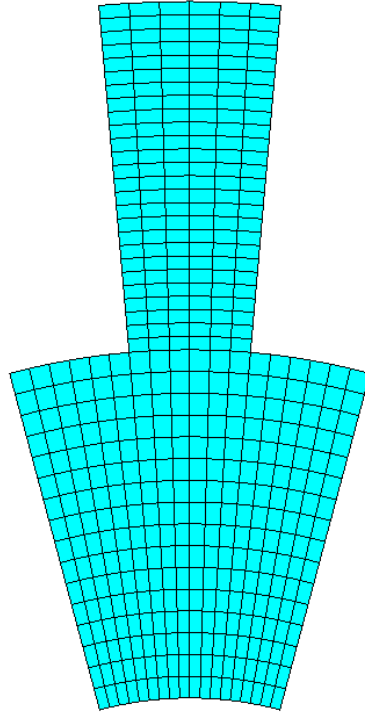
Ağ yapısında kullanılan Tdivdb parametresi teğetsel yöndeki bölme sayısı, Rdivd ve Rdivb parametreleri ise sırasıyla disk ve kanatçığın radyal yöndeki bölme sayısıdır. Thdiv1 parametresi disk ve kanatçık arasında kalan kalınlığın bölme sayısı olup Thdiv2 parametresi ise kanatçık kalınlığı bölme sayısıdır.

Sekil 6.2 de gösterilen parametreleri değiştirilerek yapılan düzenli durum analizlerinde 100Hz ile 1000Hz aralığındaki tüm frekans değerleri 900 adım sayısı kullanılarak taranmış ve her bir frekans değeri için elde edilen deformasyon değerleri karşılaştırılmıştır. Çizelge 6.2 de tüm frekans değerlerinin karşılaştırılması sonucu elde edilen en yüksek yüzdesel deformasyon farkı değerleri verilmiştir.

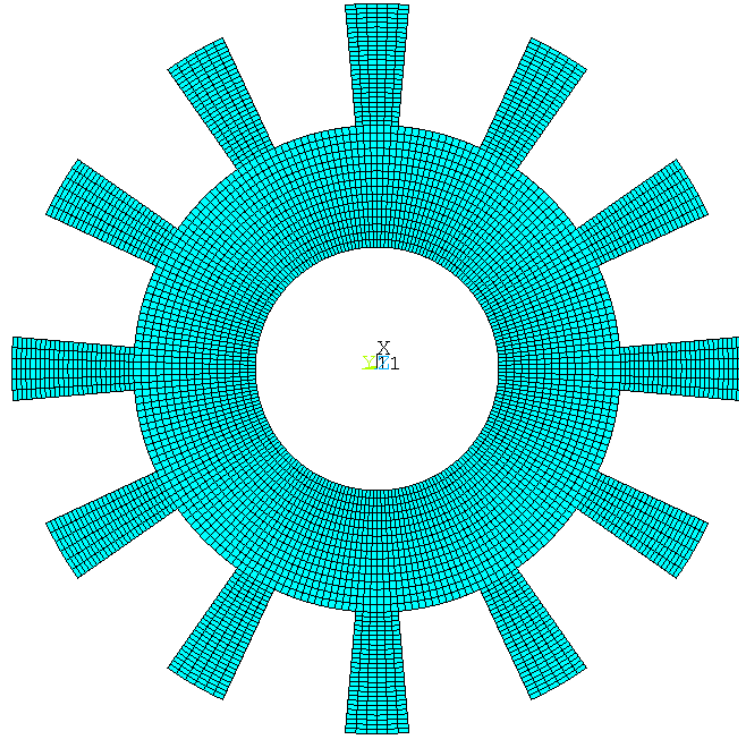
Çizelge 6.2: Ağ yapısı İterasyon değerleri

İterasyon	Tdivdb	Rdivd	Rdivb	Thdiv1	Thdiv2	U Maks %
1	2	6	6	1	1	5.98
2	3	8	8	1	1	4.13
3	4	10	10	1	2	4.83
4	5	12	12	1	2	3.62
5	6	14	14	1	2	2.78
6	6	16	26	1	2	0.83
7	8	30	30	1	4	0.62
8	16	40	40	2	6	0.00

İterasyon 6 değerinden elde edilen sonuçlar ile 8. İterasyon arasındaki fark %1 ‘in altında olduğu için düzenli durum ve düzensiz durum analizlerinde kullanılması uygundur. Şekil 6.3 ve 6.4 de sırasıyla 6. İterasyon için oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli ait sektör ve tüm model ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 6.3: Akademik model sektör ağ yapısı



Şekil 6.4: Akademik model tüm ağ yapısı

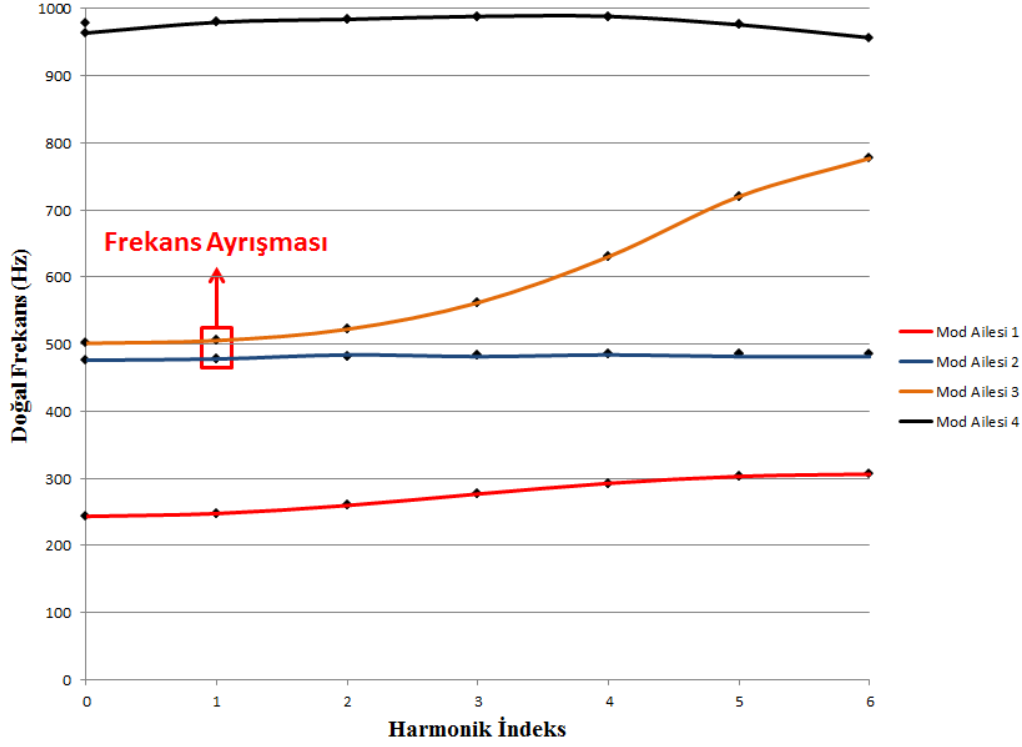
6.3 Düzenli Durum Modal Analiz Sonuçları

Düzensizlik analizlerini gerçekleştirmeden önce yapının düzenli durum modal analizleri yardımı ile yapının doğal titreşim davranışı incelenmiş ve harmonik analizlerde süper pozisyon tekniği ile kullanılacak doğal frekans ve mod şekilleri elde edilmiştir. Çizelge 6.3 de tasarlanan akademik disk kanatçık sistemine ait her bir harmonik indeks değerindeki doğal frekans sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 6.3: Harmonik İndeks ve doğal frekans sonuçları

	0	1	2	3	4	5	6
Mod 1	243.19	247.38	259.48	276.52	292.5	302.77	306.17
Mod 2	475.99	247.38	259.48	276.52	292.5	302.77	485.89
Mod 3	501.13	477.81	481.37	483.87	485.15	485.73	776.88
Mod 4	963.67	477.81	481.37	483.87	485.15	485.73	956.57
Mod 5	977.82	505.22	522.08	561.58	630.19	720.02	1026.9
Mod 6	1562	505.22	522.08	561.58	630.19	720.02	1217.9
Mod 7	1629.1	979.62	984.04	988.45	988.44	975.93	1670.3
Mod 8	2117.4	979.62	984.04	988.45	988.44	975.93	2020.5
Mod 9	2410	1001.5	1024.3	1028.4	1027.9	1027.2	2394.6
Mod 10	2678.8	1001.5	1024.3	1028.4	1027.9	1027.2	2642.4

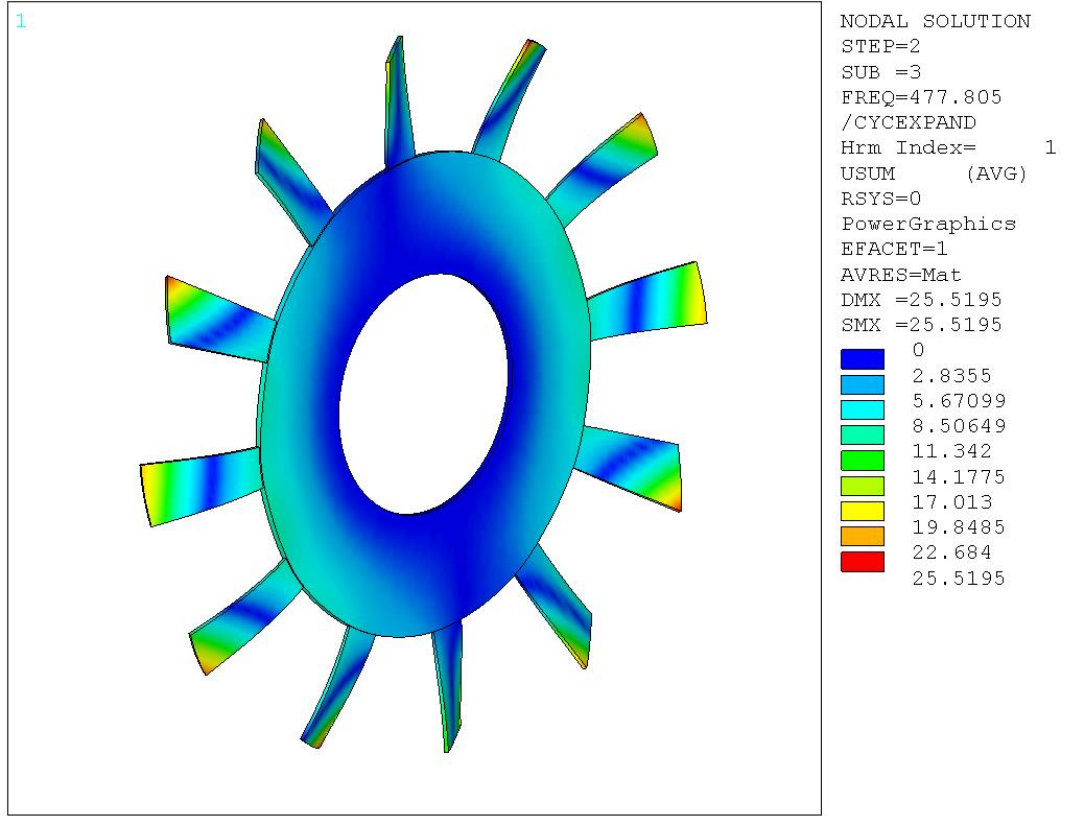
Doğal frekans değerlerindeki mod şekilleri incelenerek farklı harmonik indeks değerlerinde birbirleri ile aynı olan modlar sıralandığında mod aileleri elde edilebilir. Şekil 6.5 de sıralanmış doğal frekans değerleri ve harmonik indeks değerleri kullanılarak oluşturulmuş mod aileleri gösterilmiştir.



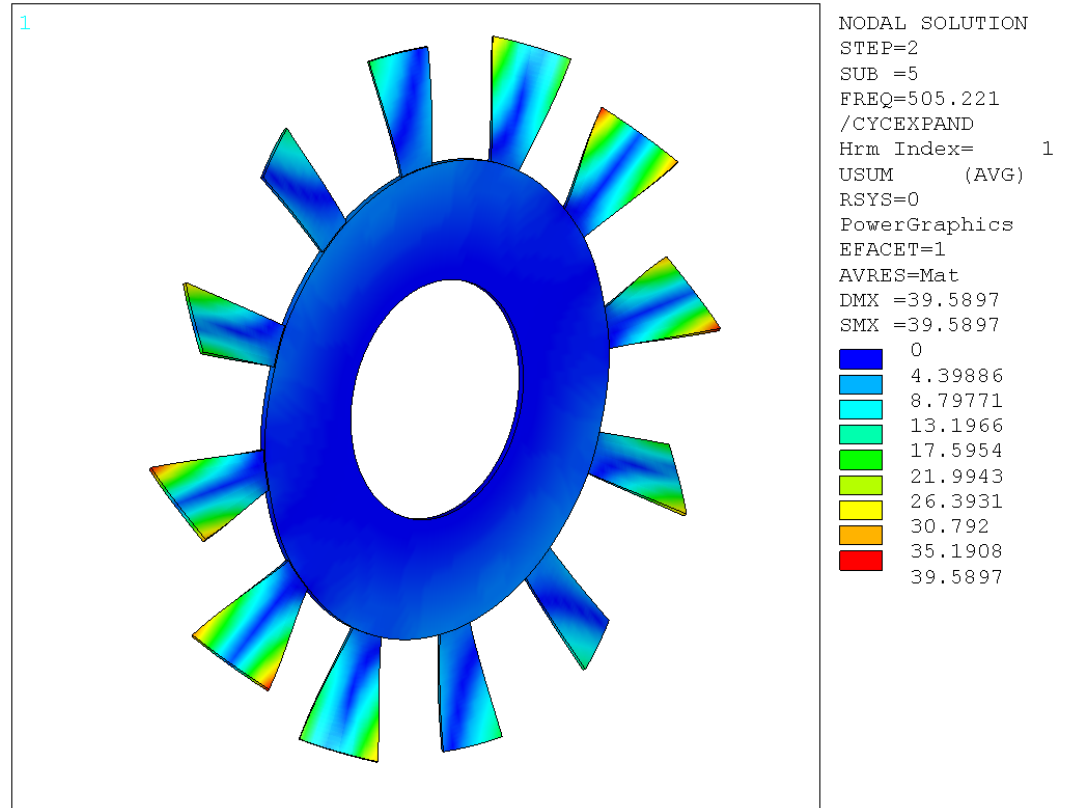
Şekil 6.5: Harmonik indeks ve doğal frekans grafiği

Şekil 6.5 incelendiğinde mod ailesi 2 ile mod ailesi 3 arasında harmonik indeks değeri 1 de frekans ayrışması gözlemlenmiştir. Ayrışma Frekansları mod ailesi 2 için 477.805 Hz mod ailesi 3 için 505.221 Hz dir. Frekans ayrışmasının olduğu mod aileleri 2 ve 3 te mod ailesi 2'nin modal yoğunluğu yüksek ve mod ailesi 3 ün modal yoğunluğu düşüktür. Ayrıca mod ailelerinin mod şekilleri incelendiğinde mod ailesi 2'nin doğal frekanslarında diskin baskın olduğu, mod ailesi 3 ün doğal frekanslarında ise kanatçıkların baskın olduğu gözlemlenmiştir. Frekans ayrışmasının gözlemlendiği bu noktada düzensizlik analizlerinde genlik faktörlerinin oluşması için gerekli tüm koşullar mevcuttur. Bu nedenle gerçekleştirilen istatistiksel düzensizlik analizlerinde genlik faktörlerinin incelendiği noktalardan biridir.

Şekil 6.6 ve şekil 6.7 de sırasıyla diskin baskın olduğu mod ailesi ne ait mod şekli ve kanatçıkların baskın olduğu mod ailesine ait mod şekli verilmiştir. Modal analizlerden elde edilen deformasyon değerleri izafi değerler olup gerçek deformasyon değerlerinin elde edilebilmesi için harmonik analizlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.



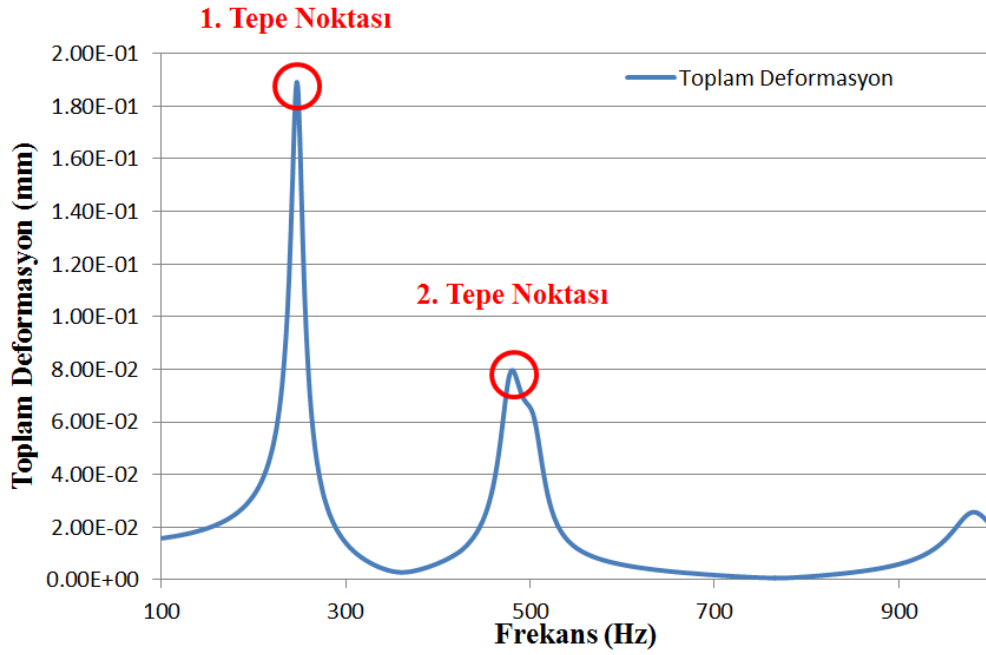
Şekil 6.6: Mod Ailesi 2 Disk Baskın Mod



Şekil 6.7: Mod Ailesi 3 Kanatçık Baskın Mod

6.4 Düzenli Durum Zorlanmış Titreşim Analizleri

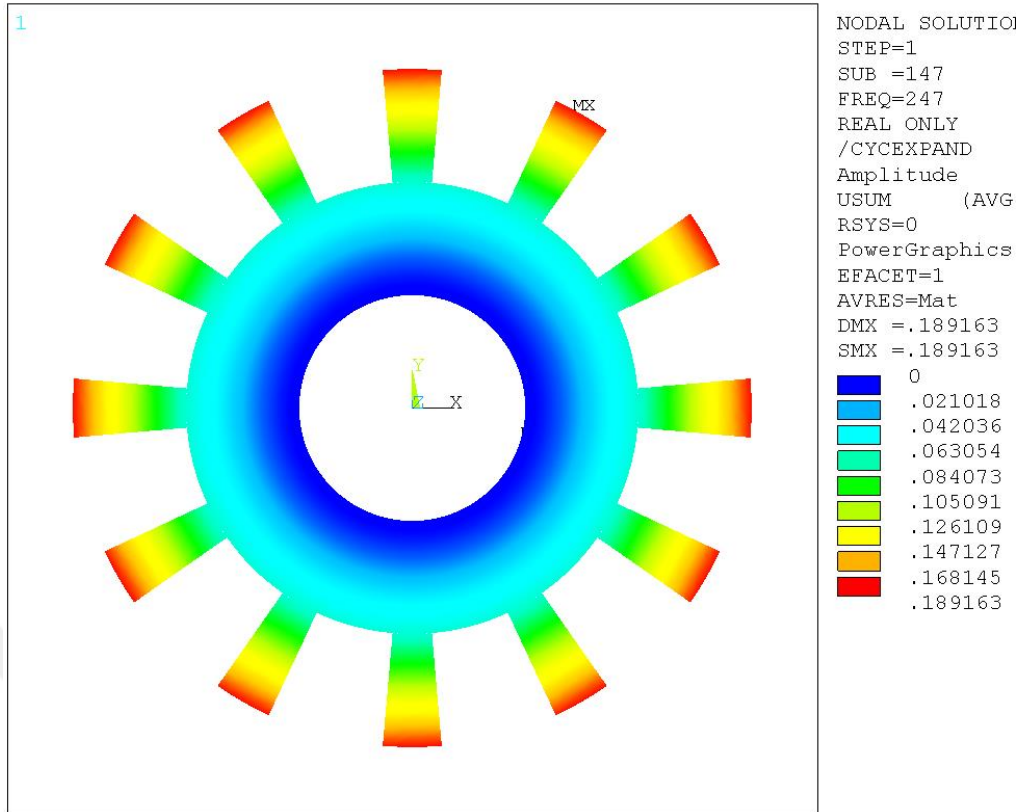
Düzenli durum modal analizlerinde mod aileleri 2 ve 3 arasında harmonik indeks değeri 1 de frekans ayrışması gözlemlenmiştir. Harmonik analizlerde frekans ayrışmasını da içerisine alacak şekilde 100Hz ve 1000Hz arasında 900 adımda frekans değerleri kanatçık ucundaki düğüm noktalarına 1N'luk yükleme koşulu, %5 sönüm katsayısı ve motor dizisi 1 kullanarak taranmıştır. Şekil 6.8 de frekansa bağlı toplam deformasyon dağılımı gösterilmiştir.



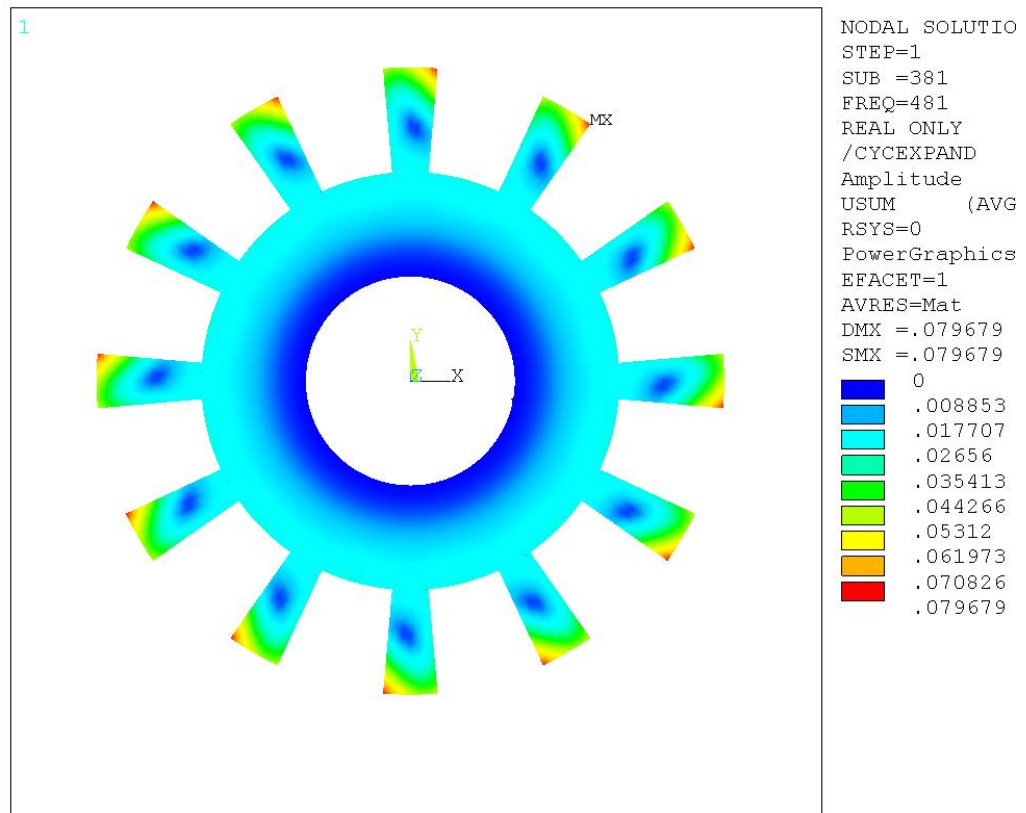
Şekil 6.8: Frekansa bağlı toplam deformasyon dağılımı

Harmonik analiz sonucunda 100 Hz ve 1000 Hz aralığında 2 adet tepe noktası tespit edilmiştir. Birinci tepe noktası harmonik indeks 1 deki birinci mod değeri olan 247 Hz değerinde olup bu tepe noktasındaki toplam deformasyon değeri 0.189 mm dir. İkinci tepe noktası düzenli durum modal analizlerinde frekans ayrışmasının gözlemlendiği 477.805Hz ve 505.221 Hz değerleri arasındadır. İkinci tepe noktasında oluşan 0.080 mm lik toplam deformasyon değeri 481 Hz frekansında gözlemlenmiştir.

Şekil 6.9 ve 6.10 da sırasıyla 1. Tepe noktası ve 2. Tepe noktasına ait deformasyon sonuçları gösterilmiştir. Kanatçıklarda herhangi bir düzensizlik tanımlanmadığı için tüm kanatçıklardaki deformasyon sonuçları aynıdır.



Şekil 6.9: 1. Tepe noktası toplam deformasyon (mm)

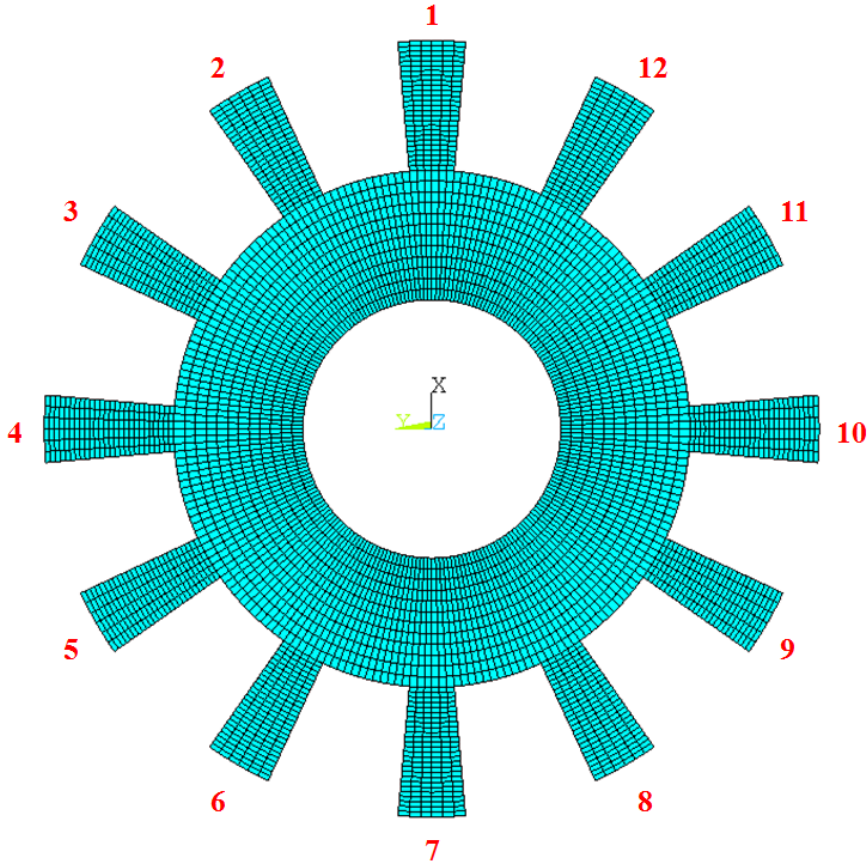


Şekil 6.10: 2. Tepe noktası toplam deformasyon (mm)

6.5 Düzensiz Durum Analizlerinin İstatistiksel Olarak İncelenmesi

Düzenli durum analizlerinde birinci tepe noktasının oluştuğu 247 Hz değerindeki toplam deformasyon miktarı 0.1891 mm ve ikinci tepe noktasının oluştuğu ve aynı zamanda frekans ayrışma noktası olan 481 Hz değerindeki toplam deformasyon değeri ise 0.0796 mm olarak hesaplanmıştır. Düzensiz durum analizlerinde birinci ve ikinci tepe noktalarından düzenli durum için elde edilen toplam deformasyon değerleri genlik faktörlerini hesaplamak amacıyla kullanılmıştır. Genlik faktörleri hesaplanırken düzensiz durum analizlerinden hesaplanan birinci ve ikinci tepe noktalarındaki toplam deformasyon değerleri, düzenli durum analizlerinden hesaplanan birinci ve ikinci tepe noktalarındaki toplam deformasyon değerlerine orantılanmıştır.

Düzensiz durum analizlerinde sınır koşulları ve yükleme koşulları düzenli durum analizleri ile aynıdır. Kanatçıklardaki düzensizlikleri tanımlamak amacıyla kanatçıklara düzensizlik şiddeti δ_n^k her bir kanatçık için elastiklik modülündeki sapma olarak tanımlanmaktadır. Şekil 6.11 de düzensizlik şiddetinin tanımlandığı kanatçık numaraları verilmiştir.

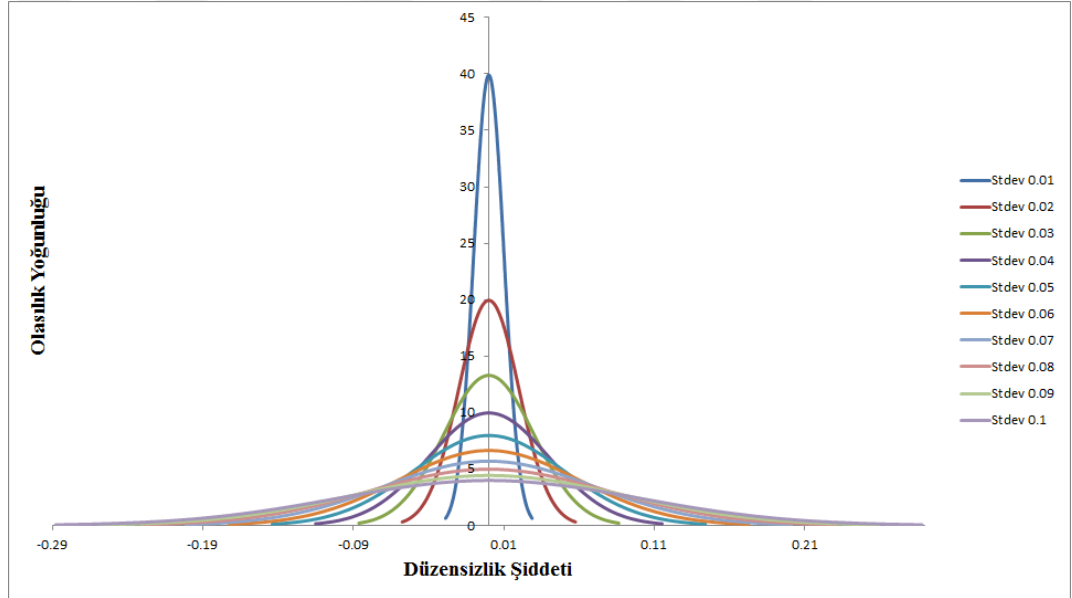


Şekil 6.11: Kanatçık numaraları

Düzensizlik şiddetinin değerini istatistiksel açıdan incelenebilir hale getirmek amacıyla her bir kanatçıktaki düzensizlik şiddeti normal dağılım fonksiyonuna ve standart sapma değerine bağlı olarak yüzey merkezli karma tasarım uzayı yardımı ile hesaplanmaktadır.

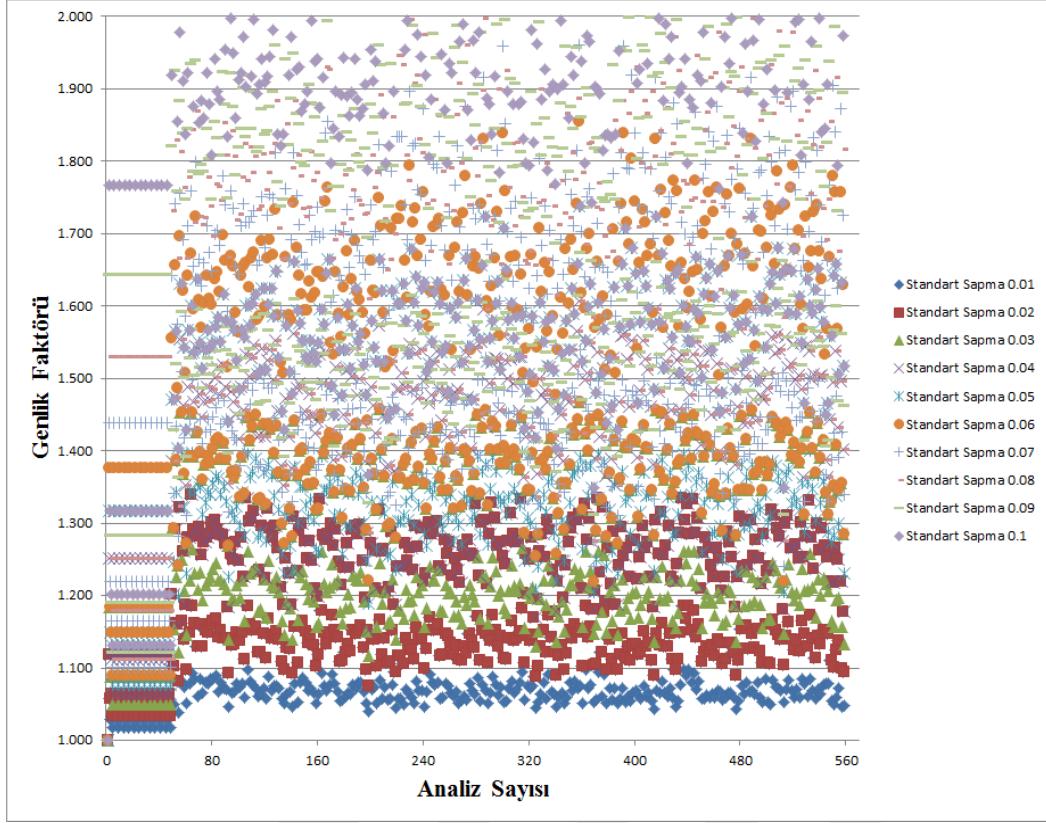
Gerçekleştirilen istatistiksel analizlerde düzensizlik şiddetinin standart sapma değerleri olarak 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06, 0.07, 0.08, 0.09 ve 0.1 değerleri kullanılmıştır. Her bir standart sapma değeri akademik disk kanatçık sistemindeki 12 adet kanatçığa aynı olacak şekilde tanımlanmıştır. Standart sapma değeri 0.1 için kanatçıklardaki düzensizlik şiddeti ± 0.287 aralığındadır. Diğer bir deyişle kanatçıklarda meydana gelen bozulma miktarı 28.7% dir.

Şekil 6.12 de her bir standart sapma değeri için normal dağılım fonksiyonu içerisinde kalacak şekilde oluşturulmuş düzensizlik şiddeti ve bu düzensizlik şiddetine ait olasılık yoğunlukları verilmiştir.

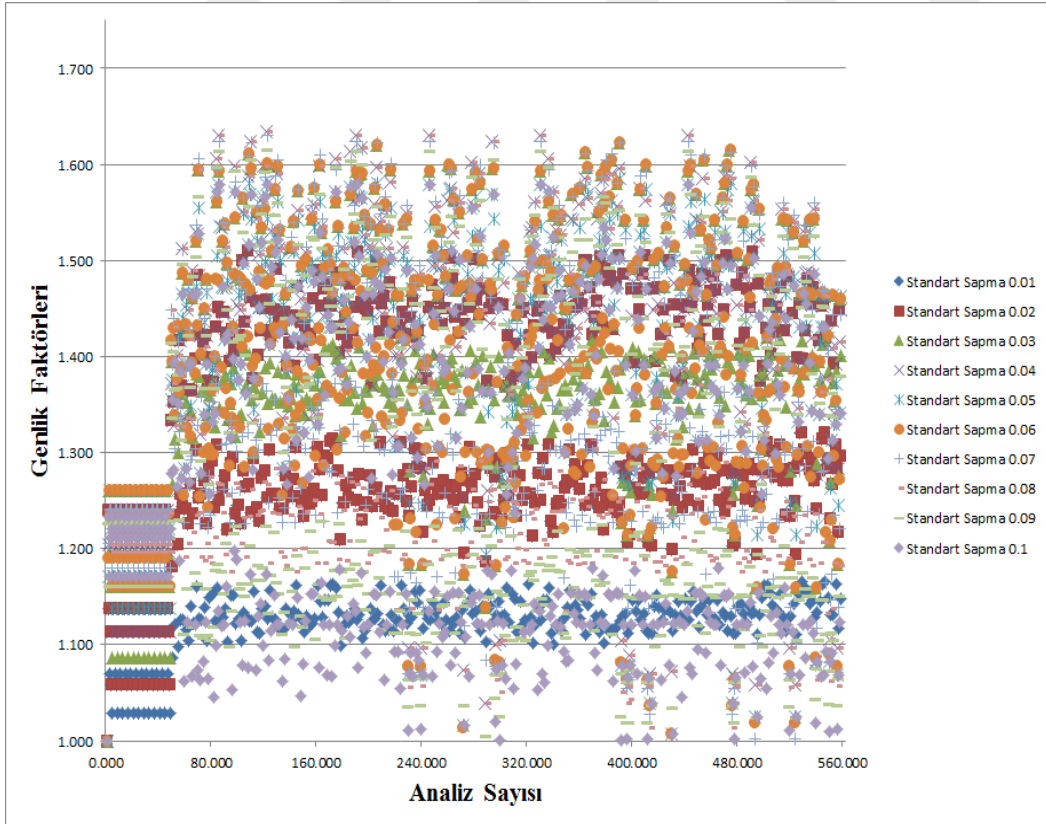


Şekil 6.12: Olasılık yoğunluğu ve düzensizlik şiddeti

Her bir standart sapma değeri için ilk olarak yüzey merkezli karma tasarım uzayı kullanılarak tasarım uzayı oluşturulmuştur. Her bir standart sapma değeri için 281 adet analiz seti kurulmuş ve toplamda 2810 adet analiz çözdürülmüştür. Gerçekleştirilen 2810 adet analiz neticesinde oluşturulan yüzey merkezli karma tasarım uzayından elde edilen genlik faktörleri sonuçların yetersiz olduğu görülmüş ve geliştirilmiş yüzey merkezli karma tasarım uzayı kullanılarak her bir standart sapma değeri için 562 adet analiz seti kurulmuş ve toplamda 5620 adet analiz çözdürülmüştür. Şekil 6.13 ve şekil 6.14 de birinci ve ikinci tepe noktalarına ait 5620 adet analiz ve bu analizlerden elde edilen birinci ve ikinci genlik faktörlerinin dağılımı gösterilmiştir.

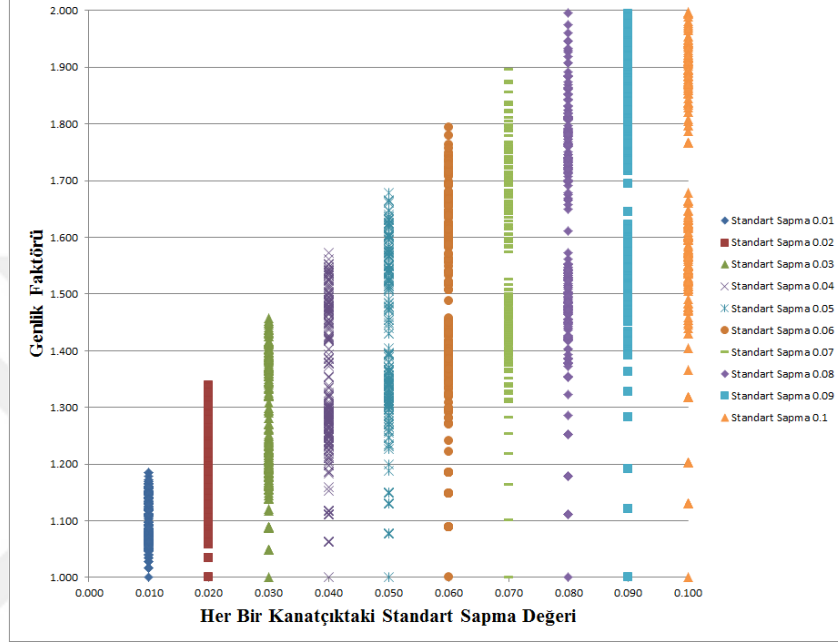


Şekil 6.13: Birinci Tepe noktası genlik faktörleri dağılımı

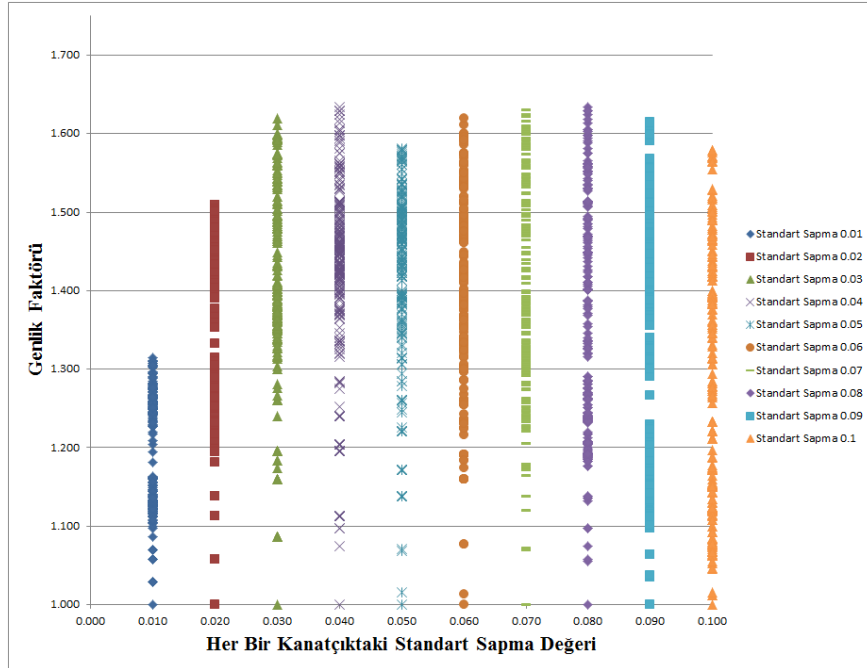


Şekil 6.14: İkinci tepe noktası genlik faktörleri dağılımı

Düzenli durum zorlanmış titreşim analizlerinde gösterilen birinci ve ikinci tepe noktaları için gerçekleştirilen düzensiz durum zorlanmış titreşim analizlerindeki genlik faktörleri şekil 6.13 ve şekil 6.14 de gösterilmiştir. Şekil 6.13 ve 6.14 deki genlik faktörleri her bir kanatçıdaki standart sapma değeri ile ilişkilendirildiğinde genlik faktörlerinin dağılımı daha net bir şekilde anlaşılabilir. Şekil 6.15 ve şekil 6.16 da sırasıyla birinci ve ikinci tepe noktalarındaki genlik faktörlerinin standart sapmaya bağlı olarak gerçekleşen dağılımları verilmiştir.

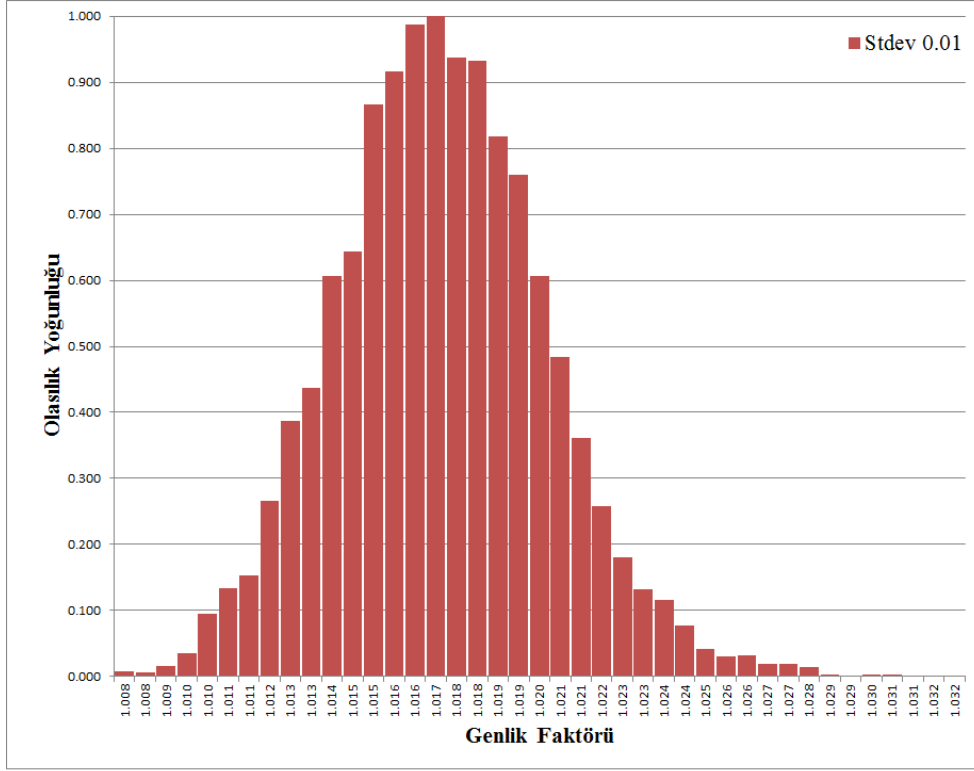


Şekil 6.15: Birinci tepe noktası genlik faktörleri ve standart sapma değerleri

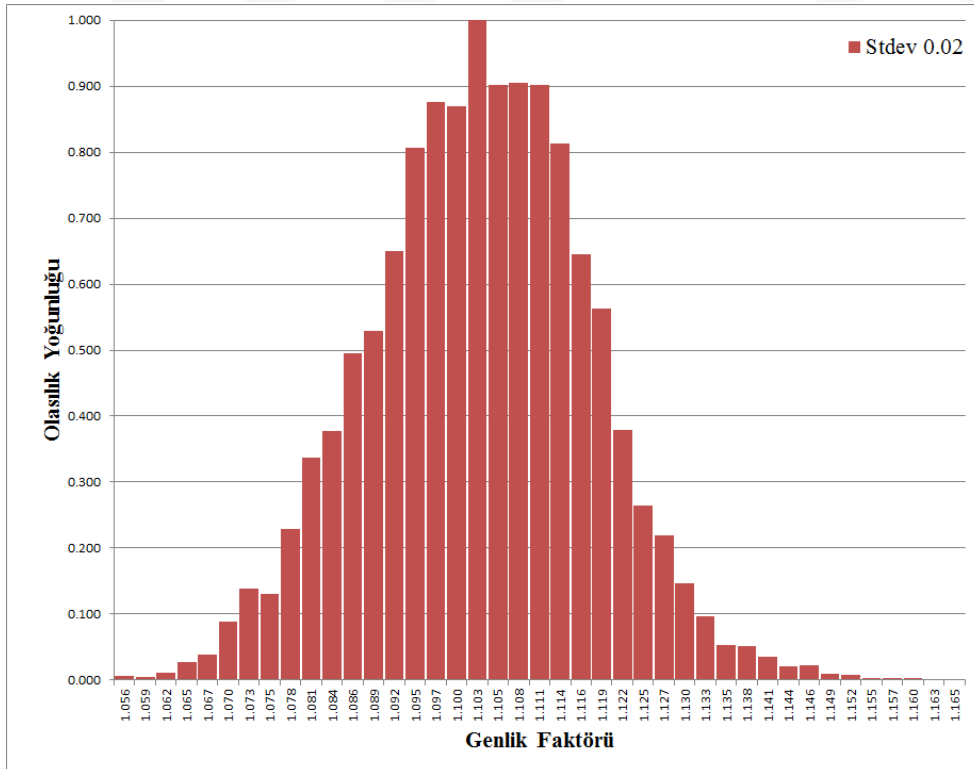


Şekil 6.16: İkinci tepe noktası genlik faktörleri ve standart sapma değerleri

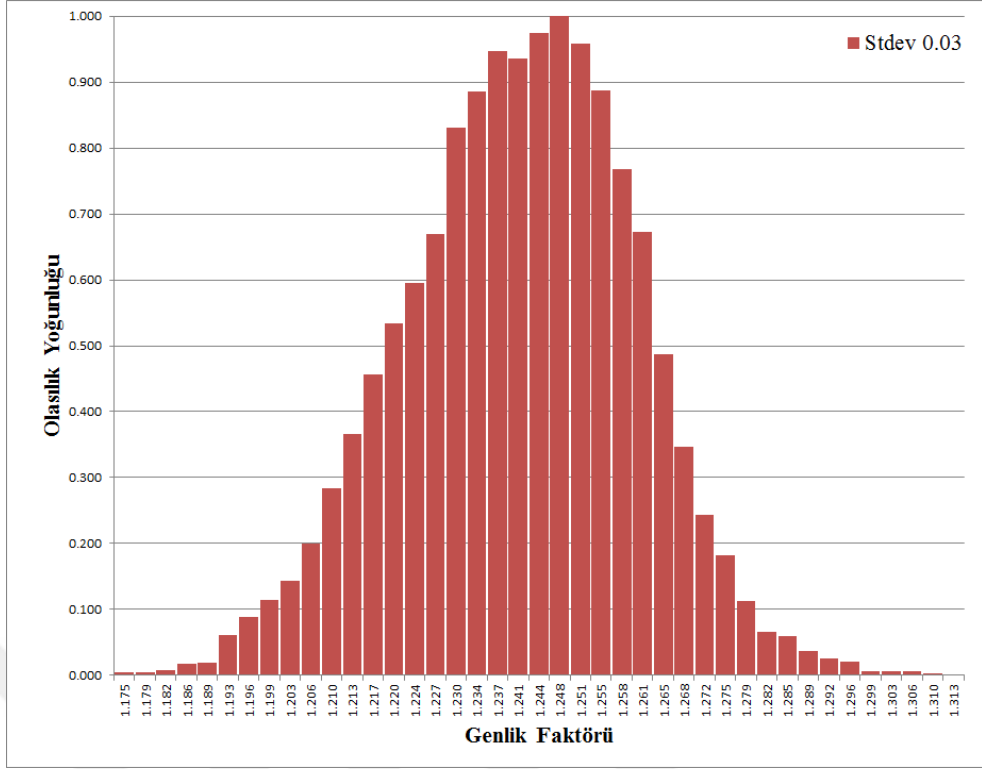
Birinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin her bir standart sapma değerindeki normalleştirilmiş olasılık dağılımları şekil 6.17 den şekil 6.26 ye kadar verilmiştir.



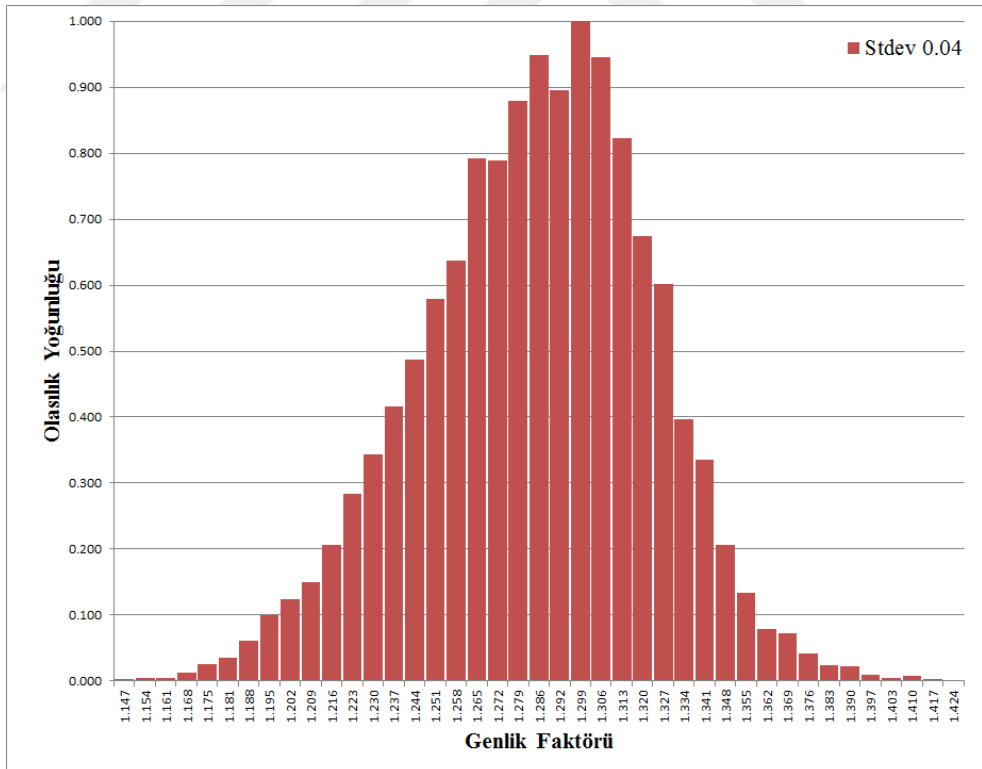
Şekil 6.17: Standart sapma 0.01 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



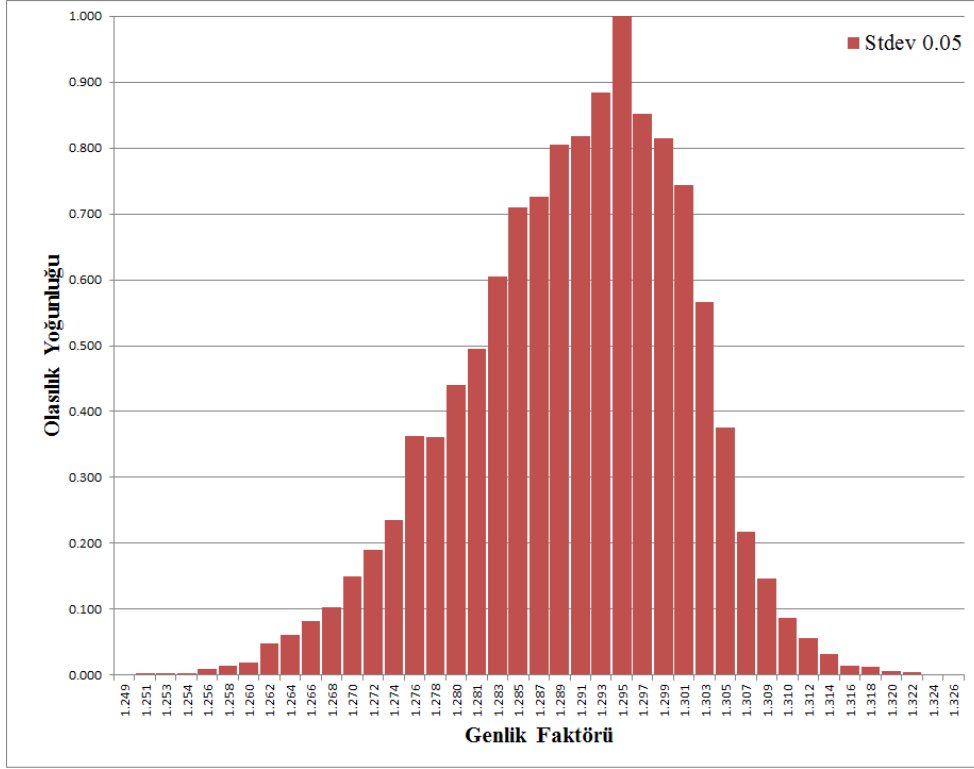
Şekil 6.18: Standart sapma 0.02 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



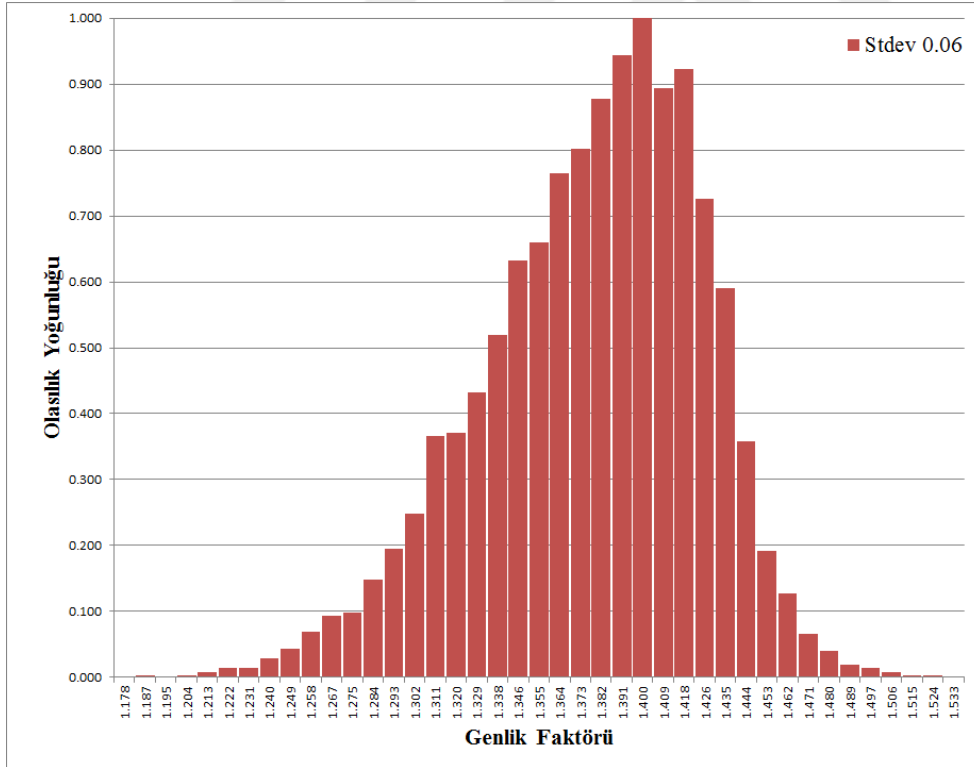
Şekil 6.19: Standart sapma 0.03 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



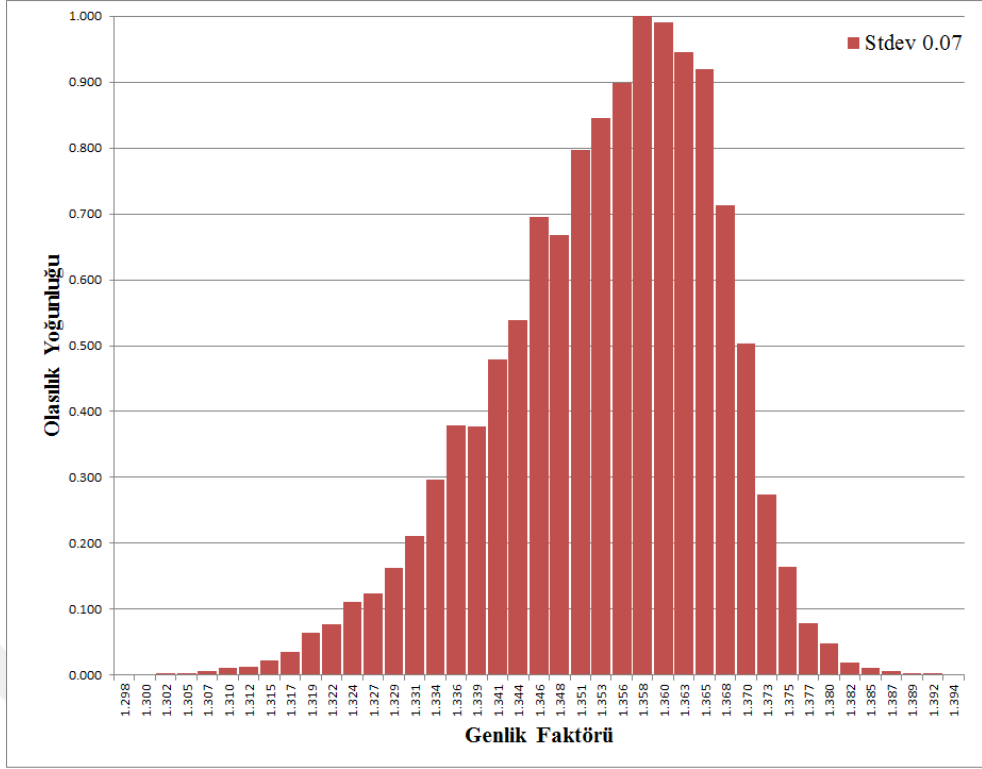
Şekil 6.20: Standart sapma 0.04 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



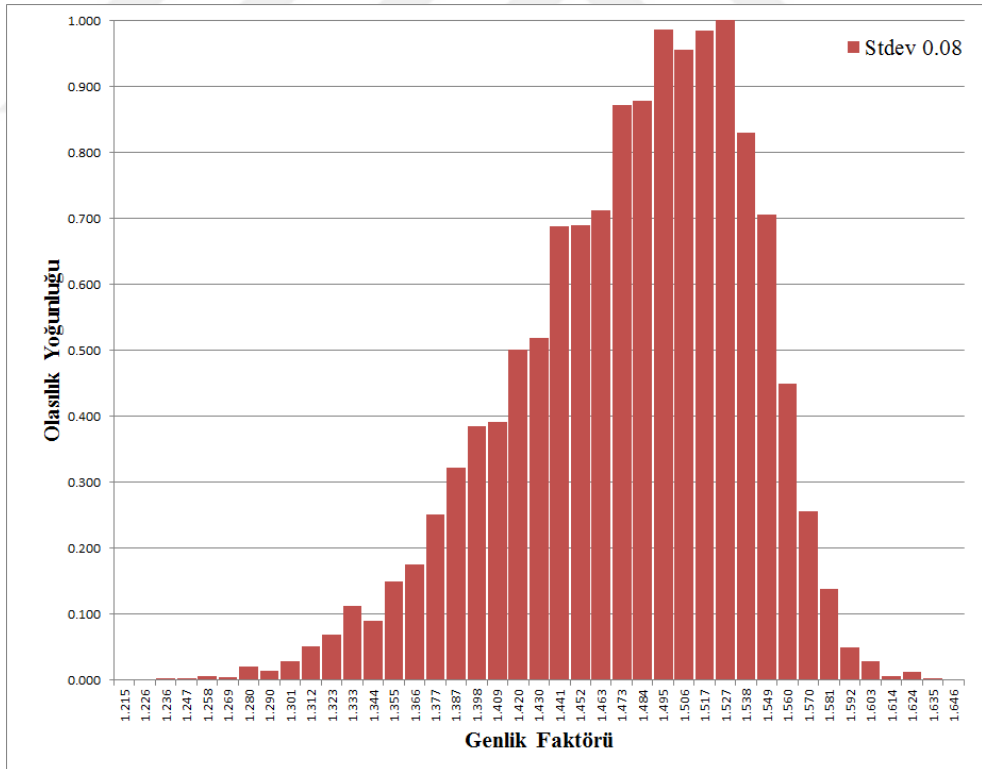
Şekil 6.21: Standart sapma 0.05 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



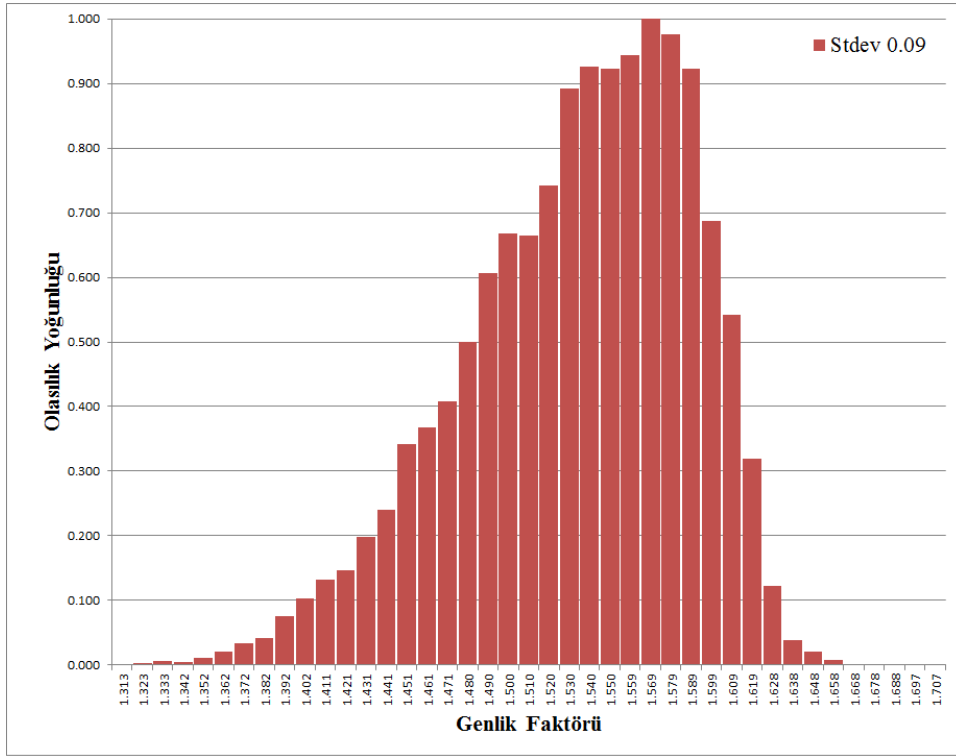
Şekil 6.22: Standart sapma 0.06 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



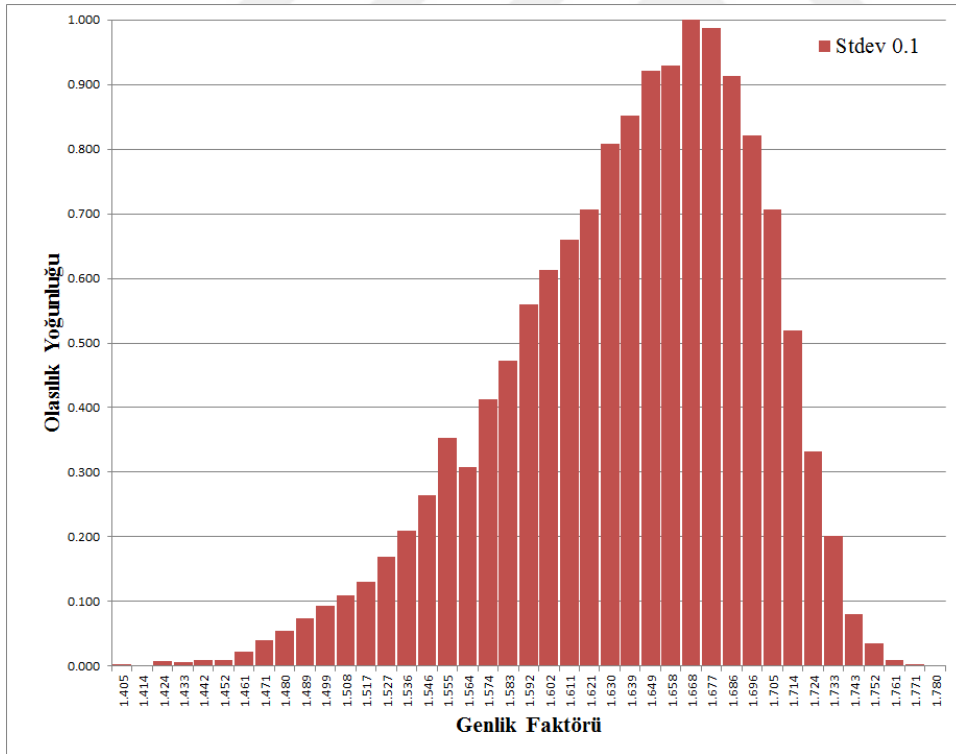
Şekil 6.23: Standart sapma 0.07 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



Şekil 6.24: Standart sapma 0.08 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

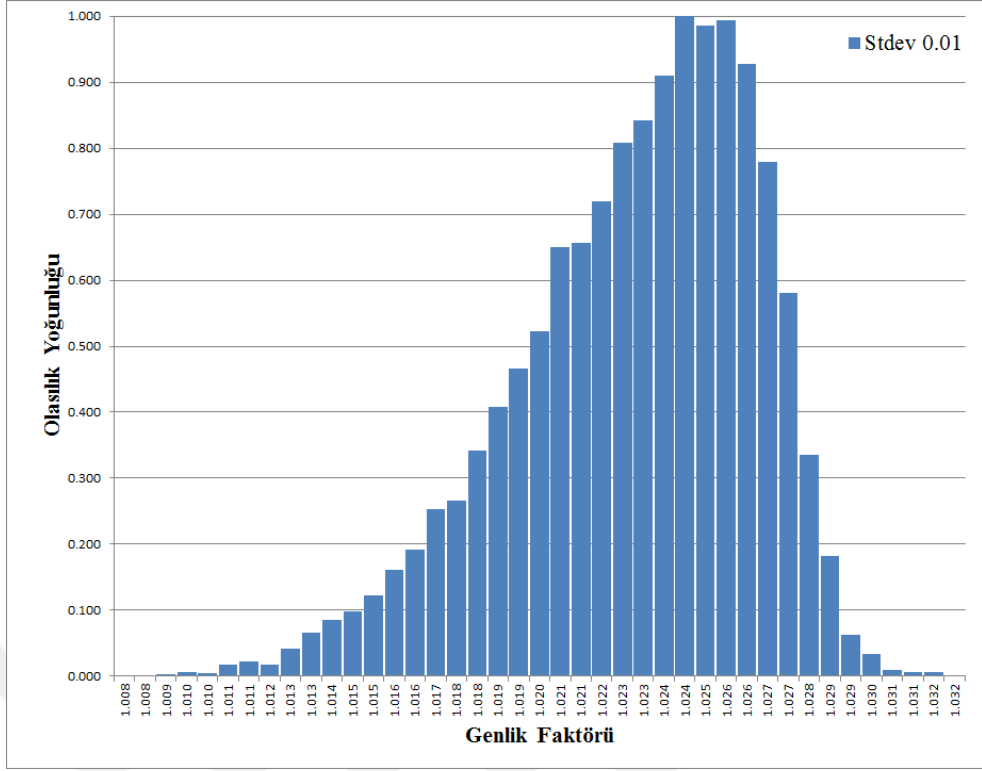


Şekil 6.25: Standart sapma 0.09 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

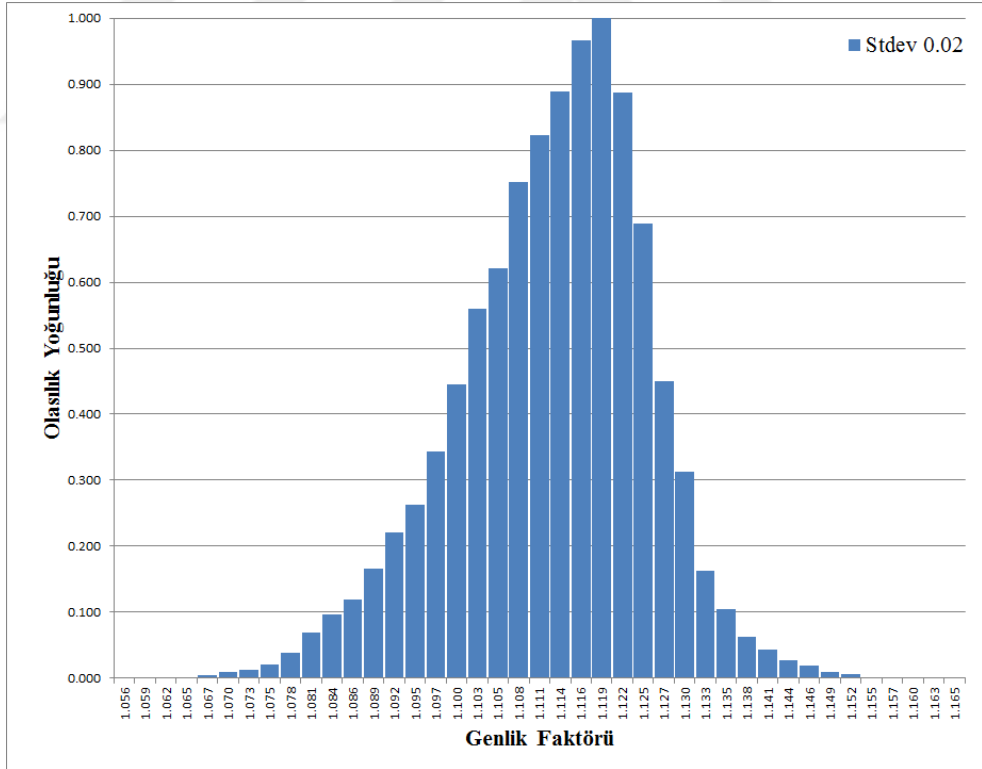


Şekil 6.26: Standart sapma 0.10 için birinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

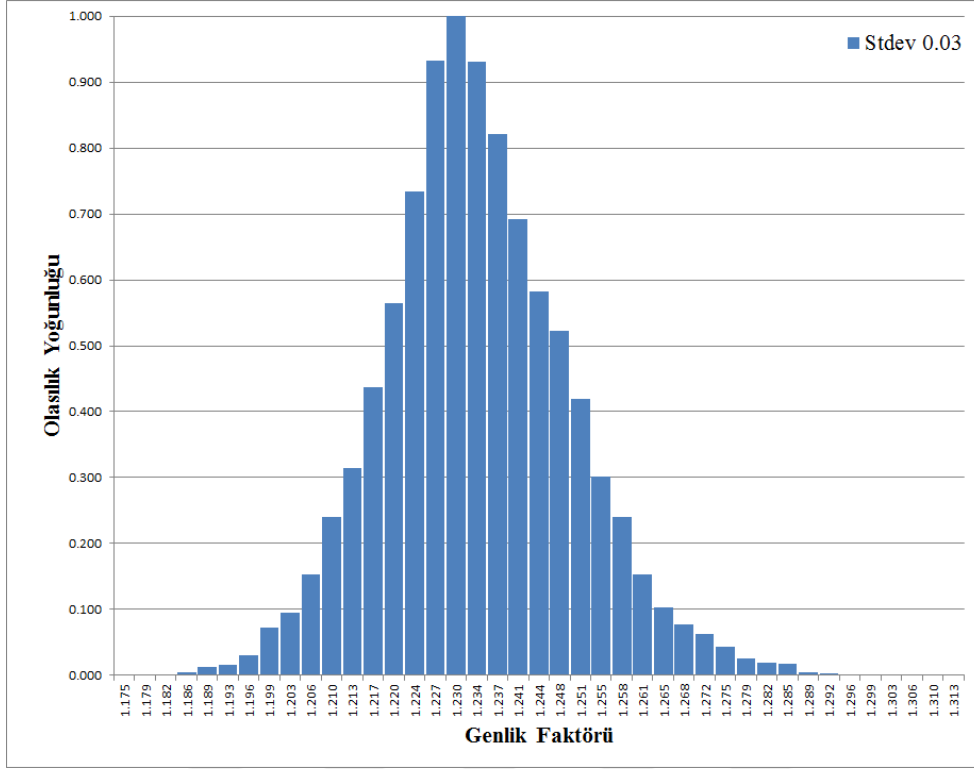
Benzer şekilde ikinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin her bir standart sapma değerindeki normalleştirilmiş olasılık dağılımları şekil 6.17 den şekil 6.36 ye kadar verilmiştir.



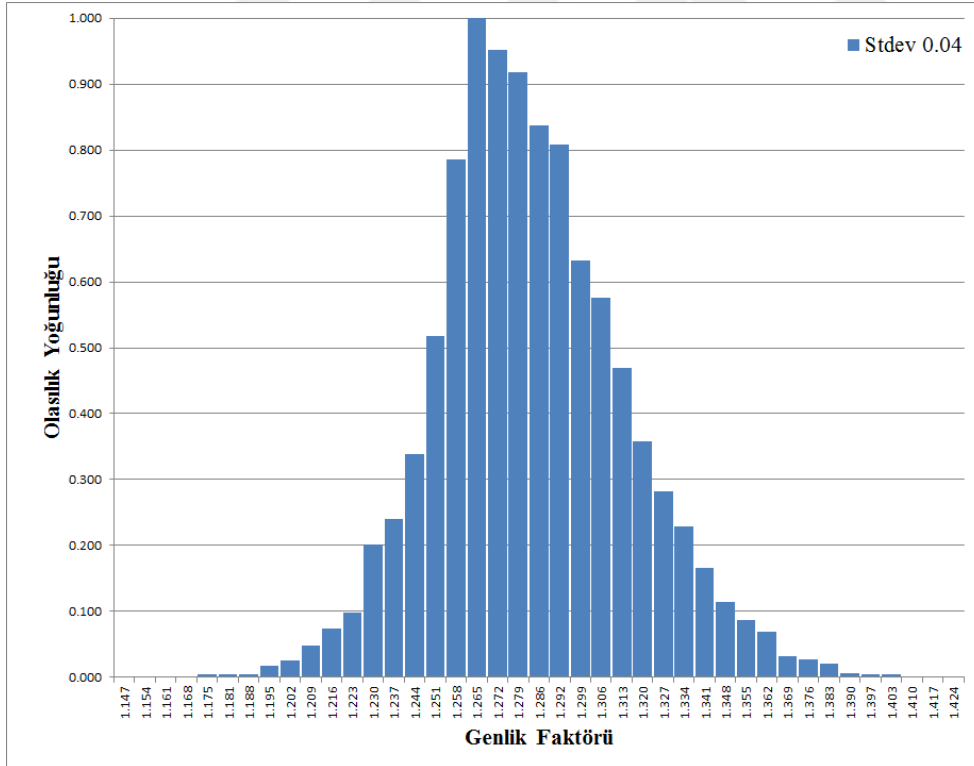
Şekil 6.27: Standart sapma 0.01 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



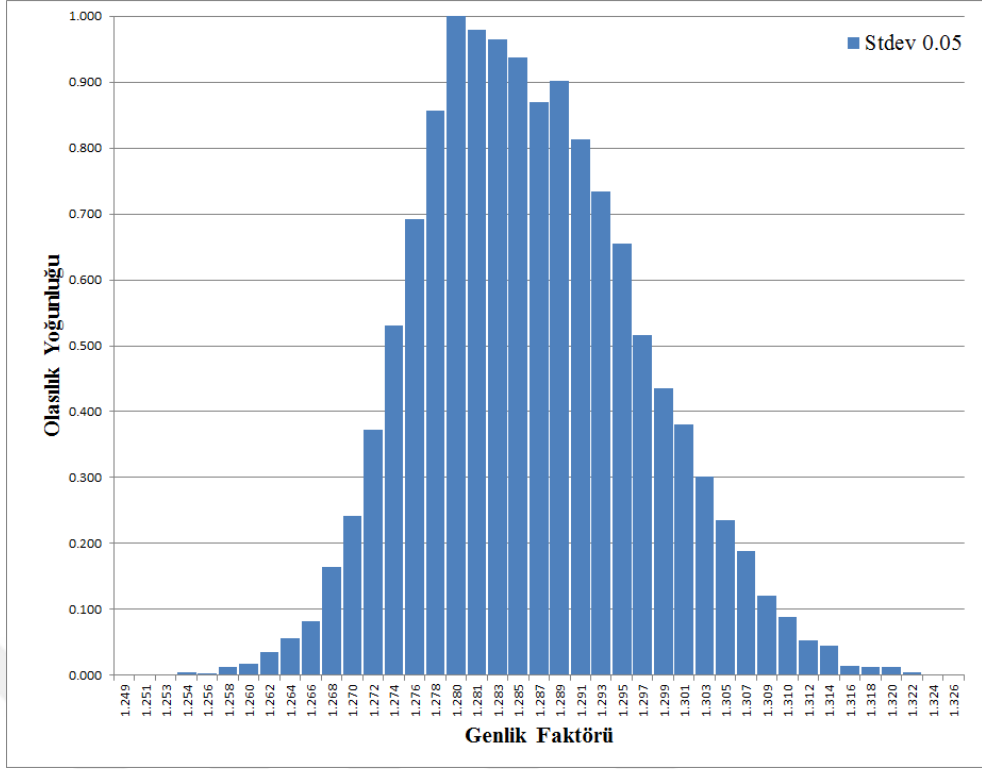
Şekil 6.28: Standart sapma 0.02 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



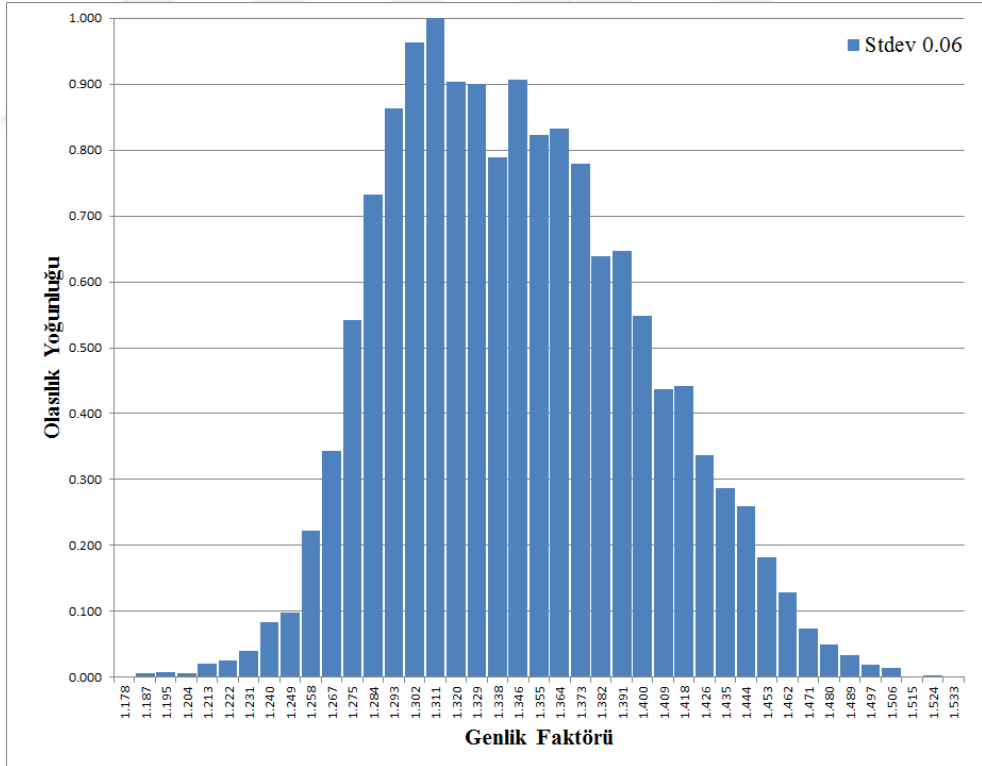
Şekil 6.29: Standart sapma 0.03 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



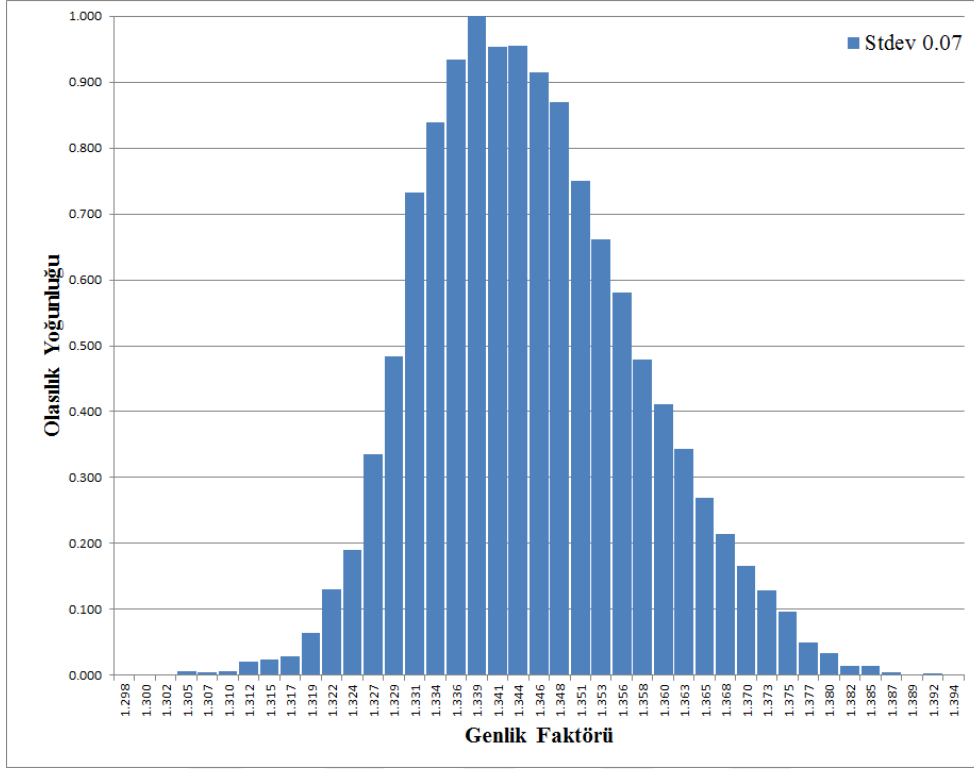
Şekil 6.30: Standart sapma 0.04 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



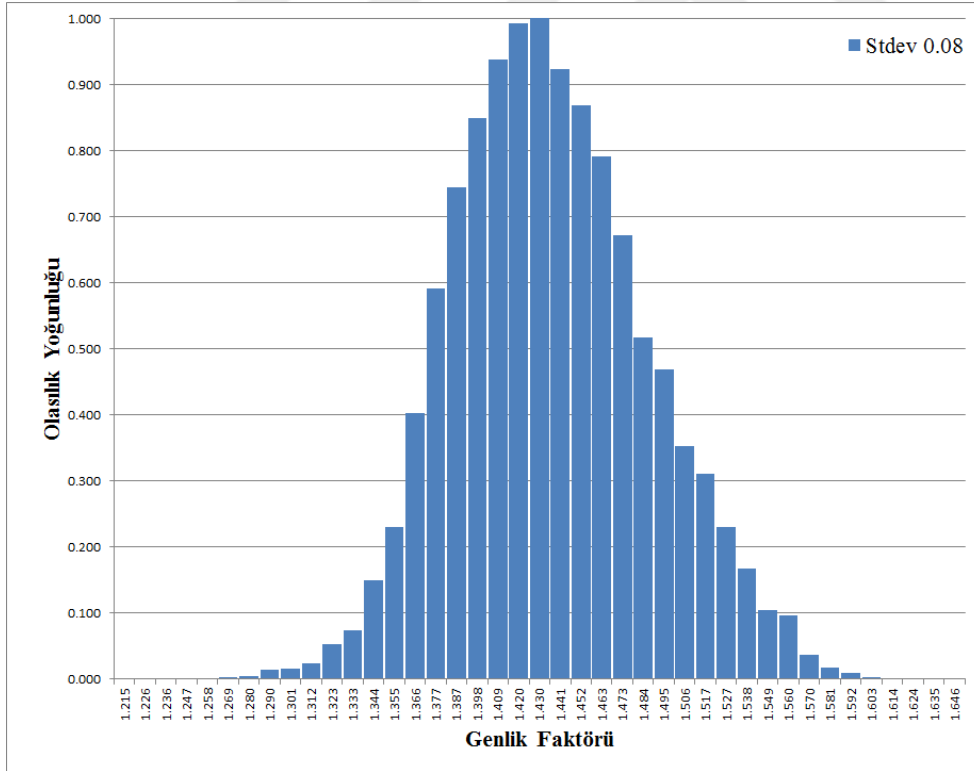
Şekil 6.31: Standart sapma 0.05 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



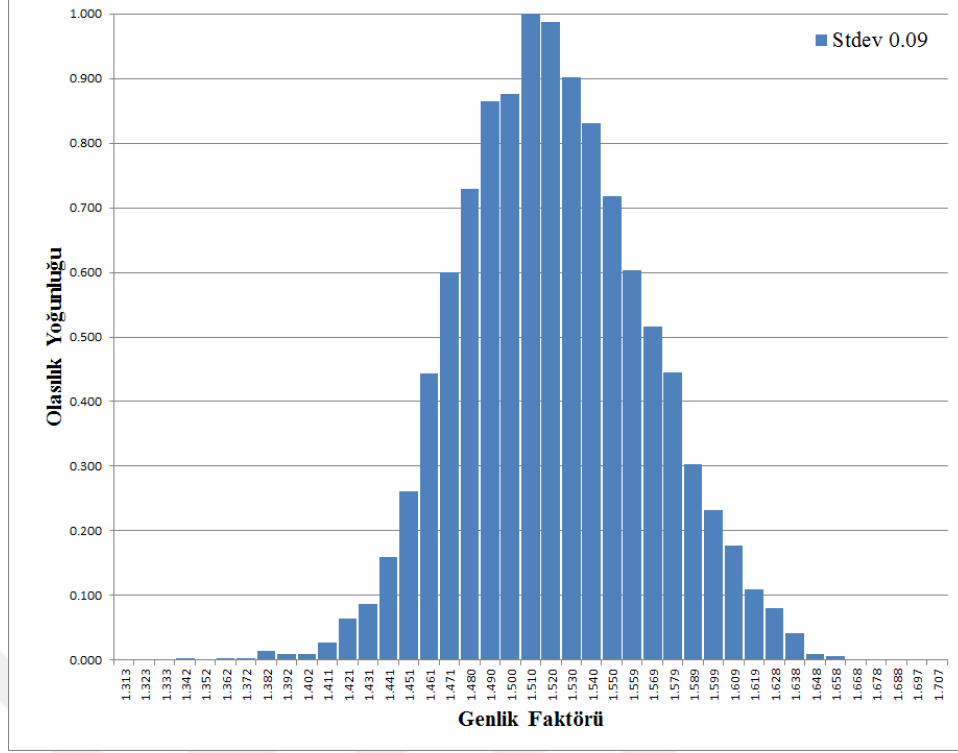
Şekil 6.32: Standart sapma 0.06 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



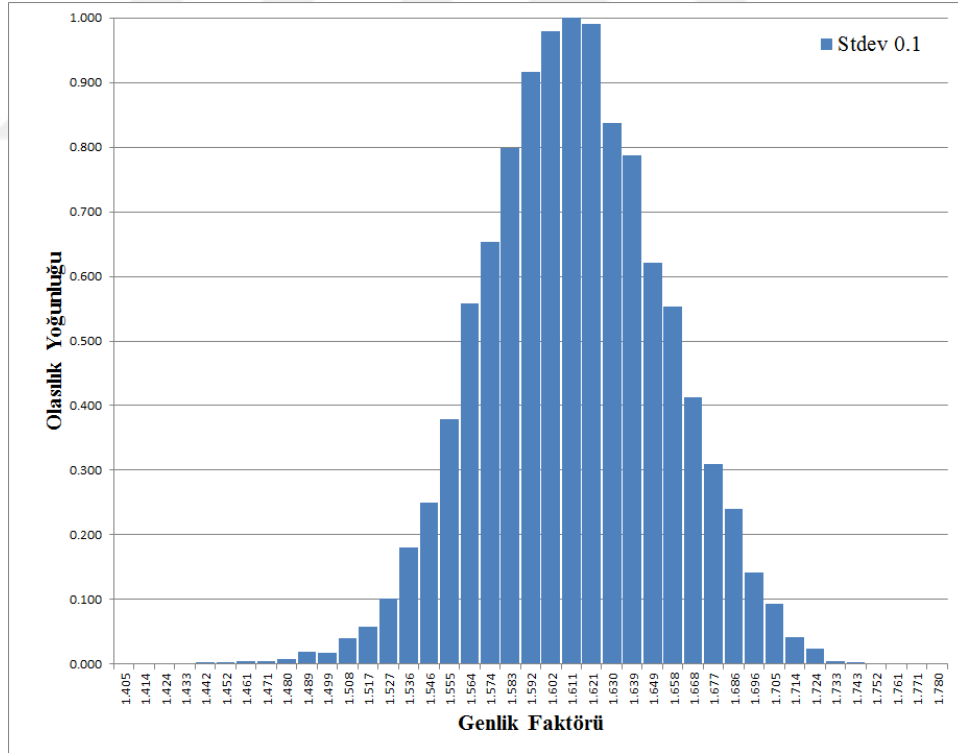
Şekil 6.33: Standart sapma 0.07 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu



Şekil 6.34: Standart sapma 0.08 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

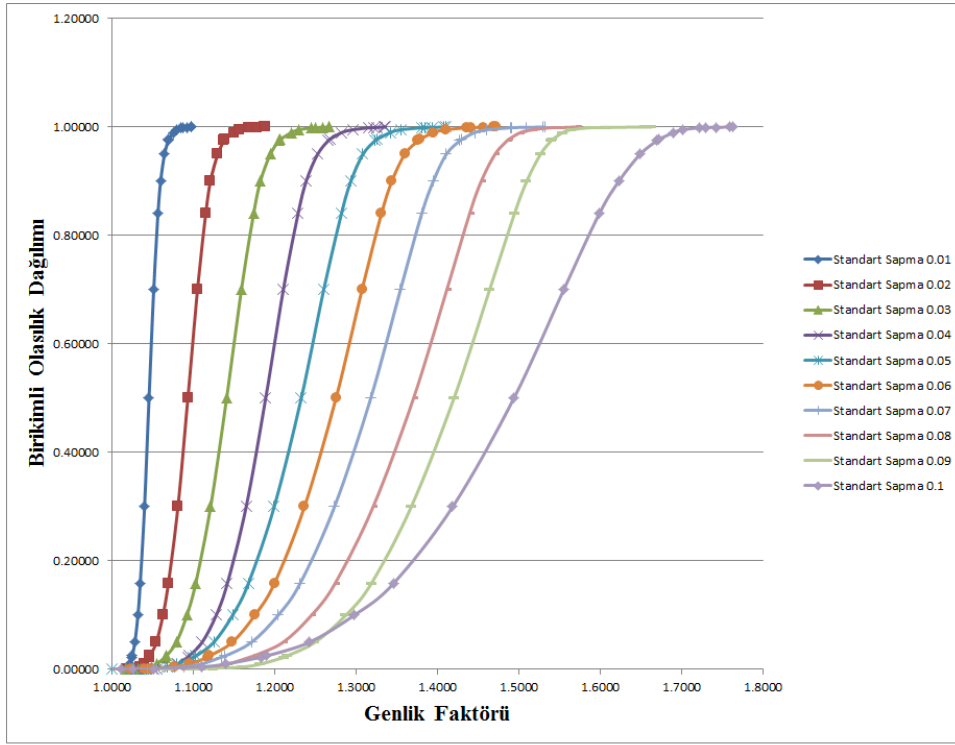


Şekil 6.35: Standart sapma 0.09 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

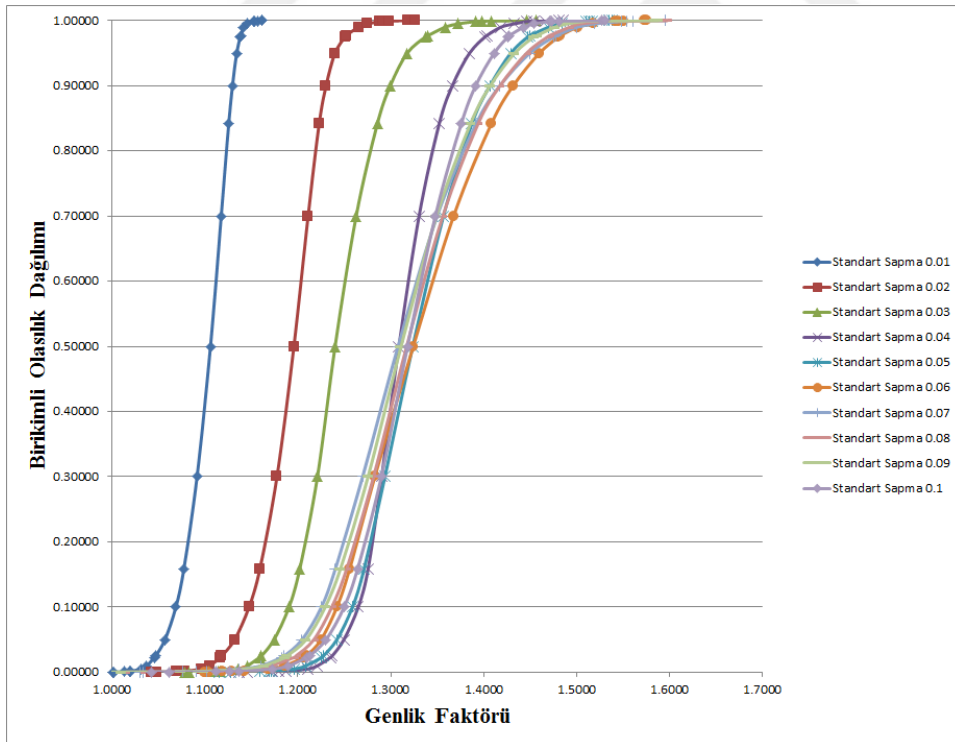


Şekil 6.36: Standart sapma 0.10 için ikinci genlik faktörünün olasılık yoğunluğu

Sırasıyla her bir standart sapma değeri için birinci ve ikinci tepe noktalarındaki genlik faktörleri ve olasılık yoğunlukları değerleri kullanarak şekil 6.27 ve şekil 6.28 deki birikimli olasılık dağılımı değerleri elde edilmiştir.



Şekil 6.37: Birinci genlik faktörü ve birikimli olasılık dağılımı

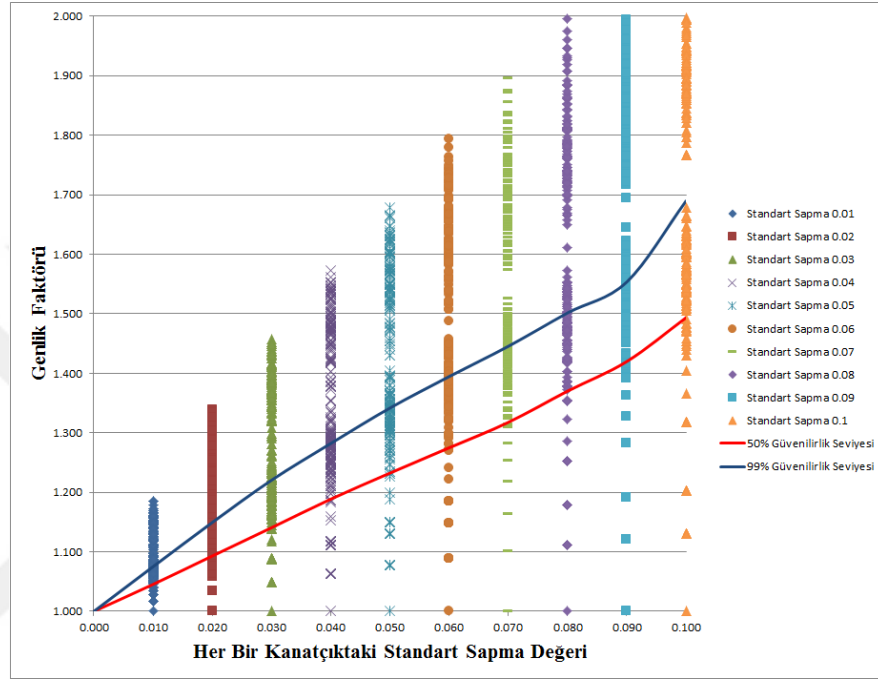


Şekil 6.38: İkinci genlik faktörü ve birikimli olasılık dağılımı

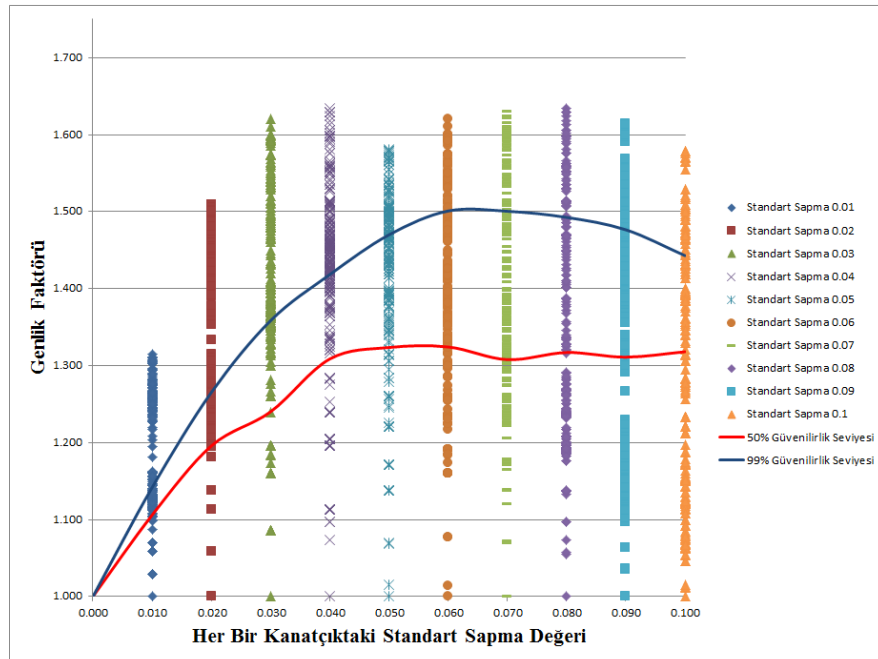
Birinci tepe noktası içi gözlemlenen genlik faktörü ve birikimli olasılık dağılımı grafiği şekil 6.37 incelendiğinde standart sapma değerinin artması ile birikimli olasılık dağılımının eğiminin azaldığı gözlemlenmiştir.

İkinci tepe noktası için şekil 6.38 incelendiğinde standart sapma değerinin artması ile birikimli olasılık dağılımının eğiminde belirgin bir artış gözlemlenmemiş olup standart sapma değeri 0.04 ten sonra birikimli olasılık dağılımlarının çakıştığı gözlemlenmiştir.

Birinci ve ikinci tepe noktalarındaki genlik faktörleri için birikimli olasılık dağılımında 99% ve 50% değerleri için güvenilirlik seviyeleri genlik faktörleri ve standart sapma değerleri grafiğinin içerisinde çizilmiştir.



Şekil 6.39: Birinci genlik faktörü için 99% ve 50% güvenilirlik seviyeleri

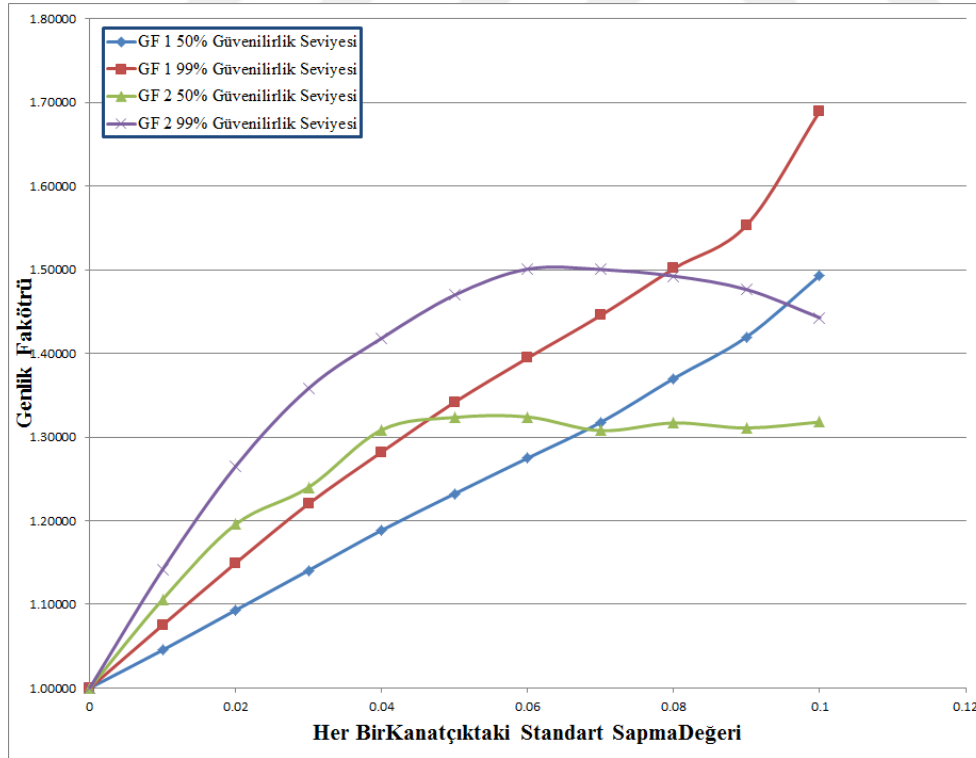


Şekil 6.40: İkinci genlik faktörü için 99% ve 50% güvenilirlik seviyeleri

Birinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin 0.01 ve 0.1 aralığındaki standart sapma değerleri için hesaplanan güvenilirlik seviyelerinin sürekli olarak arttığı gözlemlenmiştir. Standart sapma değeri 0.1 de kanatçıklardaki düzensizlik şiddeti ± 0.287 'dir. Birinci tepe noktasında frekans ayrışması oluşmadığı için kanatçıklar arasında diskin baskın olduğu mod ailesi 2 ile kanatçıkların baskın olduğu mod ailesi 3 arasındaki etkileşim gerçekleşmemiştir. Oluşan genlik faktörlerinin esas sebebi kanatçıklardaki düzensizlik neticesinde yapıda meydana gelen rijitliğin azalmasıdır. Birinci tepe noktasında standart sapma değeri 0.1 için 99% güvenilirlik seviyesinde gerçekleşen e yüksek genlik faktörü değeri 1.68 dir.

İkinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin 0.01 ve 0.1 aralığındaki standart sapma değerleri için hesaplanan güvenilirlik seviyelerindeki tepe noktası açık bir şekilde gösterilmiştir. Her bir kanatçıktaki standart sapma değeri 0.06 ya kadar güvenilirlik seviyeleri artmıştır. Standart sapma değeri 0.06 dan sonra düzensizlik şiddeti artmasına rağmen güvenilirlik seviyelerinde bir azalma gözlemlenmiştir. İkinci tepe noktası için 99% güvenilirlik seviyesinde gerçekleşen en yüksek genlik faktörü değeri 1.5 tir.

Şekil 6.41 de birinci ve ikinci tepe noktaları için hesaplanan güvenilirlik faktörleri aynı grafikte özetlenmiştir.



Şekil 6.41: Güvenilirlik faktörleri

Şekil 6.41 incelendiğinde ikinci tepe noktasındaki genlik faktörlerinin birinci tepe noktasındaki genlik faktörlerine göre daha hızlı bir şekilde yükseldiği anlaşılmıştır.

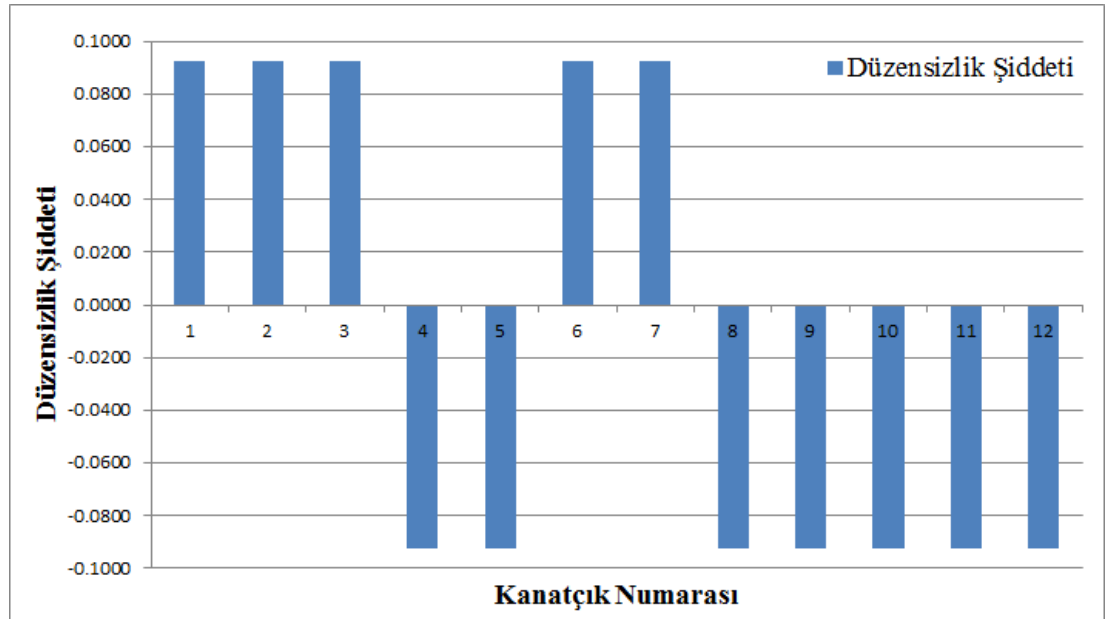
Ayrıca ikinci tepe noktası için kritik standart sapma değeri 0.06 değerine kadar elde edilen genlik faktörlerinde ikinci tepe noktasının genlik faktörleri daha yüksektir. İkinci tepe noktasındaki genlik faktörleri kritik standart sapma değeri 0.06 değerinden sonra azalma eğilimi göstermişlerdir. Birinci tepe noktasında Taranan tüm standart sapma değerleri için elde edilen genlik faktörleri sürekli olarak artmıştır.

Kritik standart sapma değeri 0.06 için çizelge 6.4 deki düzensizlik şiddeti dağılımı çıkartılmıştır.

Çizelge 6.4: Standart sapma değeri 0.06 için düzensizlik şiddeti dağılımı

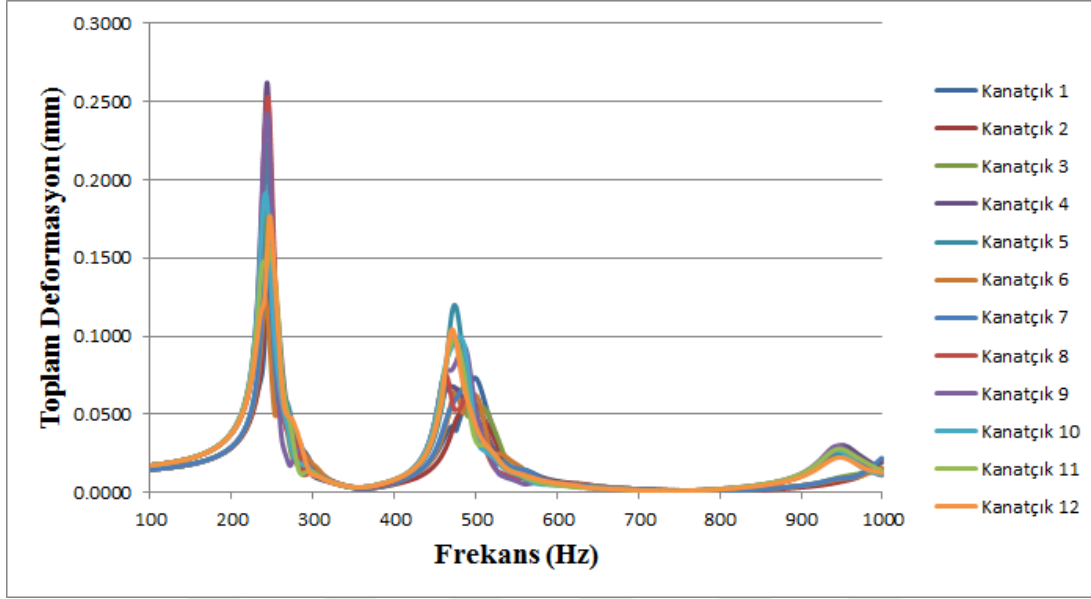
Kanatçık Numarası	Düzensizlik Şiddeti
1	0.0927
2	0.0927
3	0.0927
4	-0.0927
5	-0.0927
6	0.0927
7	0.0927
8	-0.0927
9	-0.0927
10	-0.0927
11	-0.0927
12	-0.0927

Çizelge 6.4 deki düzensizlik şiddeti dağılımı şekil 6.42 de gösterilmiştir.



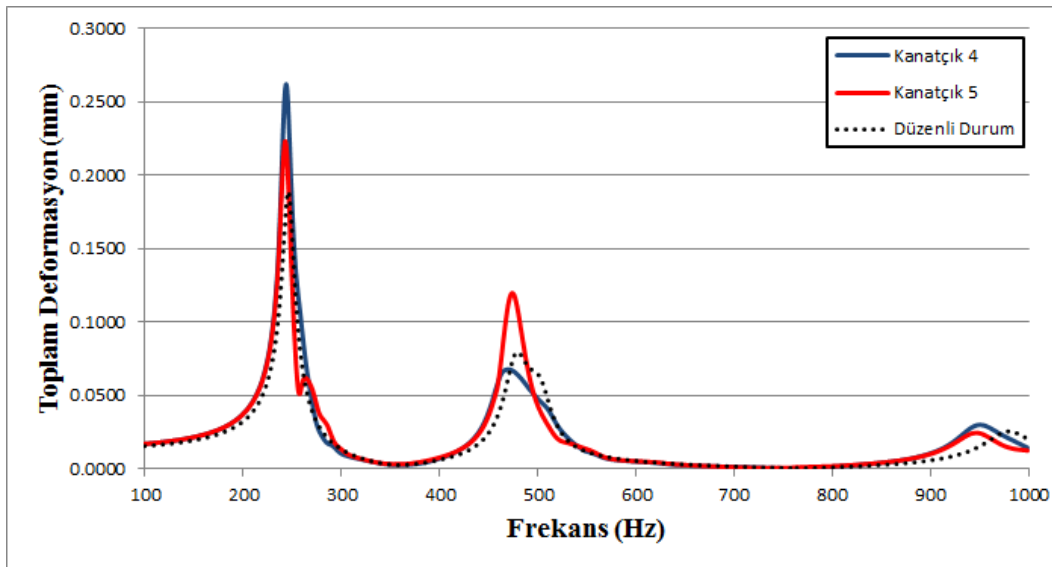
Şekil 6.42: Standart sapma değeri 0.06 için düzensizlik şiddeti dağılımı

Şekil 6.43 de verilen düzensizlik değerleri için her bir kanatçıkta oluşan zorlanmış titreşim analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 6.43: Düzensiz durum frekansa bağlı toplam deformasyon dağılımı

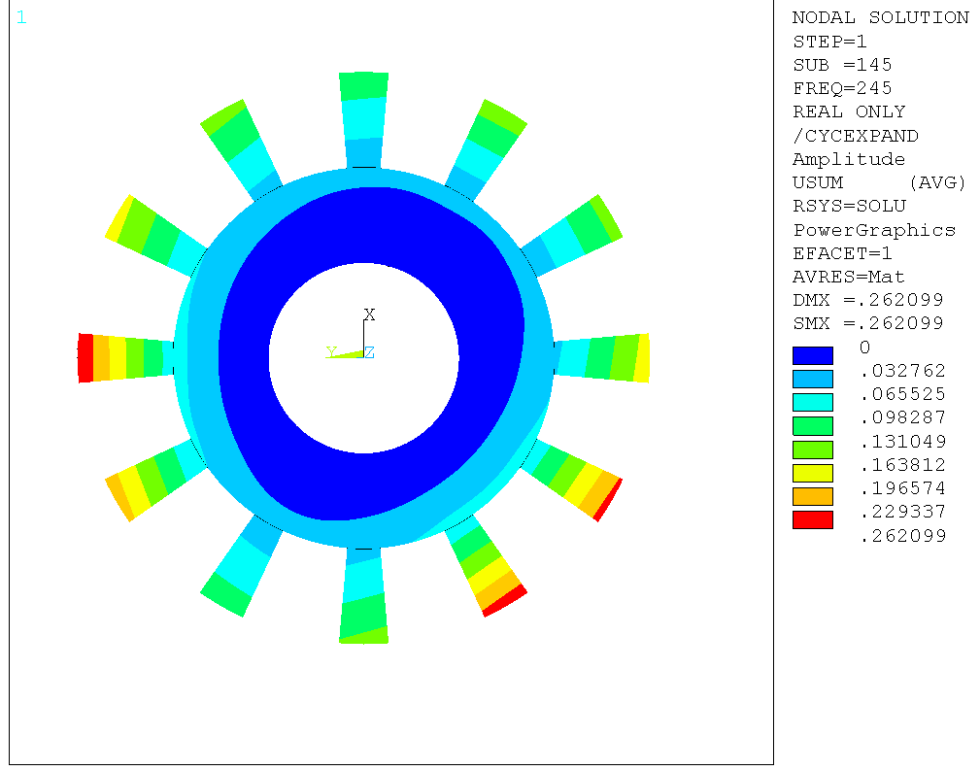
Şekil 6.43 incelendiğinde verilen düzensizlik şiddetleri için kanatçıkların zorlanmış titreşim cevabı birbirlerinden farklıdır. Verilen düzensizlik şiddeti için birinci tepe noktasında en yüksek zorlanmış titreşim cevabı dört numaralı kanatçıkta meydana gelmesine rağmen ikinci tepe noktasında verilen düzensizlik şiddeti için ikinci tepe noktasında en yüksek zorlanmış titreşim cevabı beş numaralı kanatçıkta meydana gelmiştir. Bu bilgiler ışığında şekil 6.44 de düzenli durum zorlanmış titreşim cevabı ile düzensiz durum analizlerindeki dördüncü ve beşinci kanatçıklarda meydana gelen zorlanmış titreşim cevapları karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.44: Kanatçık 4 ve 5 in düzenli durum ile karşılaştırılması

Birinci tepe noktası için 4 numaralı kanatçıktan elde edilen toplam deformasyon değeri 0.262 mm ve düzenli duruma göre oluşan genlik faktörü değeri 1.385 dir. Benzer şekilde ikinci tepe noktasında 5 numaralı kanatçıktan elde edilen toplam deformasyon değeri 0.119 mm ve düzenli duruma göre oluşan genlik faktörü değeri 1.504 tür.

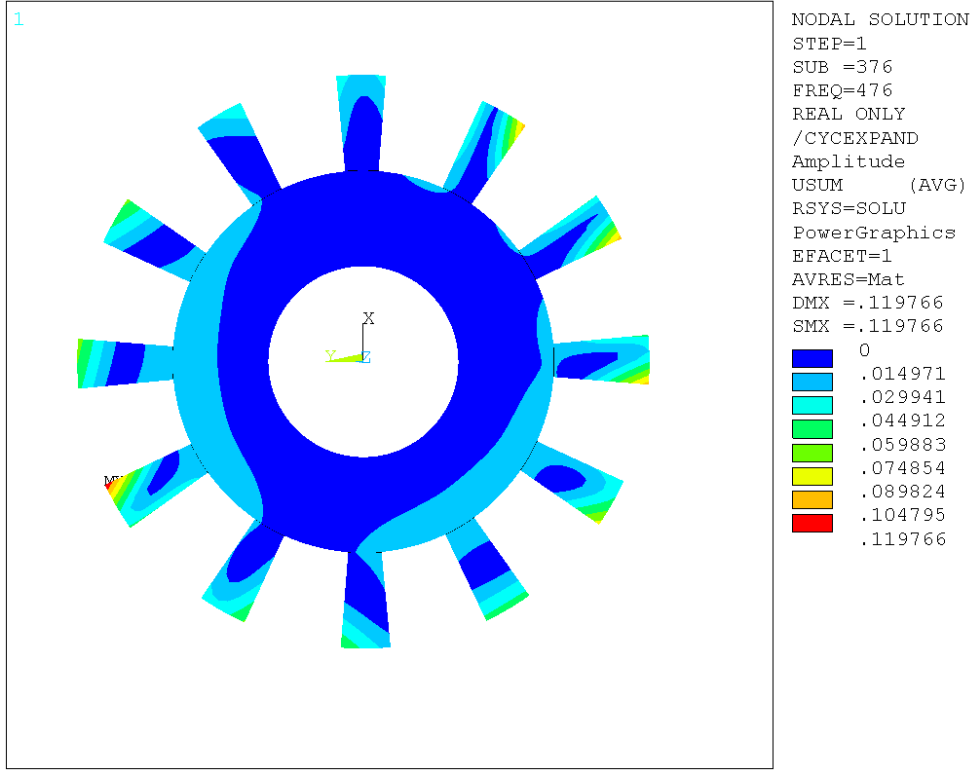
Dördüncü kanatçıkta birinci genlik faktörünün olduğu 245 Hz frekans değerindeki toplam deformasyon dağılımı şekil 6.45 de verilmiştir.



Şekil 6.45: Düzensiz durum birinci tepe noktası toplam deformasyon (mm)

Şekil 6.45 deki deformasyon dağılımları incelendiğinde en yüksek deformasyon miktarının dört numaralı kanatçıkta çıktığı belirlenmiştir. Ayrıca birinci tepe noktasında kanatçık numaraları 4,8 ve 9 da modların lokalleştiği gözlemlenmiştir.

Benzer şekilde beşinci kanatçıkta ikinci genlik faktörünün olduğu 245 Hz frekans değerindeki toplam deformasyon dağılımı şekil 6.46 de verilmiştir.



Şekil 6.46: Düzensiz durum ikinci tepe noktası toplam deformasyon (mm)

Şekil 6.46 deki deformasyon dağılımları incelendiğinde en yüksek deformasyon miktarının beş numaralı kanatçıkta çıktığı belirlenmiştir. Ayrıca ikinci tepe noktasında oluşan mod şekillerinin beş numaralı kanatçıkta yoğunlaştığı belirlenmiştir.

Bu bölümde sektör açısı 30° olan 12 kanatçıklı akademik disk kanatçık sistemi için gerçekleştirilen analiz çalışmaları ve bu analiz çalışmalarından elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

7. SONUÇ

Geleneksel yöntemlerde kanatçıklardaki düzensizlik dağılımları Monte Carlo örnekleme yöntemi kullanılarak rasgele olacak şekilde tanımlanmaktadır. Bir monte Carlo örneklemesinden 99.9% güvenilirlik seviyesinde sonuç elde edebilmek için her bir standart sapma değeri için en az 1000 analiz gerçekleştirilmeli ve bu analizler sonucu oluşan olasılık yoğunluğu ve birikimli olasılık dağılımları çizdirilerek güvenilirlik sonuçlarının elde edilmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar analizlerinin doğrudan kullanılarak Monte Carlo örnekleme yönteminin gerçekleştirilmesi çözüm süresi açısından büyük sıkıntılar yaratmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar sonlu elemanlar modelleri oluşturup bu modeller üzerinden çözümler almak yerine, nümerik denklemler geliştirmeye çalışmışlardır. Ayrıca nümerik denklemlerden elde edilen sonuçları yine sonlu elemanlar analiz modellemeleri ile doğrulamışlardır. Daha sonraları gelişen nümerik hesaplama yöntemleri sonlu elemanlar teorisine dâhil edilerek indirgenmiş sonlu elemanlar modelleri oluşturmak mümkün olmuştur. [6]

Bu tez kapsamında geleneksel Monte Carlo örnekleme yöntemleri kullanmak yerine her bir kanatçık için standart sapma ve normal dağılım fonksiyonu tanımlandıktan sonra tasarım uzayı oluşturulması ve bu tasarım uzayı üzerinden örnekleme yapılması hipotezi ortaya atılmıştır. Tasarım uzayındaki örnekleme sayısı kanatçık sayısına bağlı olarak değişmektedir. Bu hipotez sayesinde cevap yüzeyleri üzerinden istenilen sayıda örnekleme çok hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilmekte ve güvenilirlik faktörleri hesaplanabilmektedir. Kullanılan metodun doğruluğu bölüm 5 de NASA Rotor 67 modeli üzerinde anlatılmıştır. Bölüm 6 da gerçekleştirilen istatistiksel analizler sayesinde istenilen güvenilirlik seviyesinde sonuçlar elde edilmiş ve bulunan düzensizlik şiddeti dağılımı için yapılan analizler ile elde sonuçlar doğrulanmıştır.

Ansys programı içerisindeki optimizasyon algoritması gereği kullanılacak en yüksek parametre sayısı 20 ile sınırlandırılmıştır. 20 den daha yüksek parametre sayılarında kısmi düzensizlik analizleri gerçekleştirilerek seçilecek kanatçıklar için benzer bir çalışma gerçekleştirilebilir.

Bu çalışma kapsamında sönüm katsayısı sabit tutulmuş olup sönüm katsayısının etkileri incelenmemiştir. İleride yapılacak ilave analiz çalışmaları ile sönüm katsayılarının genlik faktörlerini ne şekilde etkilediği incelenebilir.



8. KAYNAKLAR

- [1] **J. Yuan, G. Allegri, F. Scarpa, R. Rajasekantan, S. Patsias** (2015). Probabilistic Dynamics of Mistuned Bladed Disc Systems Using Subset Simulation, *Journal of Sound and Vibration* (vol 350, pp 185-198), 18 August
- [2] **M. Zhang, Y. Liu, W. Wang, P. Wanga, J. Li** (2016). The Fatigue Of Impellers and Blades, *Engineering Failure Analysis* (vol 62, pp 208-231), 16 April
- [3] **Y.-J. Chan, D.-J. Ewins** (2011). The Application Of Robust Design Strategies On Managing The Uncertainty and Variability Issues of The Blade Mistuning Vibration Problem, *IUTAM Symposium on the Vibration Analysis of Structures With Uncertainties* (vol 27, pp 443-456), January
- [4] **M.-P. Castanier, C. Pierre** (2006). Modeling and Analysis of Mistuned Bladed Disk Vibration Status and Emerging Directions, *Journal of Propulsion and Power* (vol 22, pp 384-396), 2 March
- [5] **D. Laxalde, F. Thouverez, J.-J. Sinou, J.-P. Lombard, S. Baumhauer** (2008). Mistuning Identification and Model Updating of an Industrial Blisk, *International Journal of Rotating*, Hindawi Publishing Corporation, (pp 1-10), 23 January
- [6] **S.-H. Lim, R. Bladh, M.-P. Castanier, C. Pierre** (2007). Compact, Generalized Component Mode Mistuning Representation for Modeling Bladed Disk Vibration, *AIAA Journal*, (Vol. 45, pp. 2285-2298), 9 September
- [7] **H. Liao, J. Wang, J. Yao, Q. Li** (2010). Mistuning Forced Response Characteristics Analysis of Mistuned Bladed Disks, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (vol 132), 20 August
- [8] **Y. J. Chan** (2009). Variability Of Blade Vibration In Mistuned Bladed Discs, Imperial College London, Doctor of Philosophy

- [9] **J.A Kenyon, J. H. Griffin, D.M. Feiner** (2003). Maximum Bladed Disk Forced Response From Distortion of a Structural Mode, *Journal of Turbo Machinery* (vol 125, pp 352-363), 23 April
- [10] **M. Rahimi, S. Ziaei-Rad** (2009). Uncertainty Treatment in Forced Response Calculation of Mistuned Bladed Disk, *Mathematics and Computers in Simulation* (vol 80, pp 1746-1757), April
- [11] **J. C. MacBain, P. W. Whaley** (1984). Maximum Resonant Response of Mistuned Bladed Disks, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* (vol 106, pp 218-223), 1 April
- [12] **M. Myhre** (2003). Numerical Investigation of the Sensitivity of Forced Response Characteristics of Bladed Disks to Mistuning, KTH, Superseded Departments, Energy Technology, Master Thesis
- [13] **A.V. Srinivasan** (1997). Flutter And Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades, *ASME 1997 International Gas Turbine and Aero engine Congress and Exhibition* (vol 4), 1 February
- [14] **J. S. Rao** (2006). Mistuning of Bladed Disk Assemblies to Mitigate Resonance, *Journal of Vibration Engineering and Technologies* (vol 5, pp 17-24)
- [15] **J. A. Kenyon, J. H. Griffin, N. E. Kim** (2003). Frequency Veering Effects On Mistuned Bladed Disk Forced Response, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Joint Propulsion Conferences
- [16] **M. Nikolic** (2006). New Insights into the Blade Mistuning Problem, Imperial College London / University of London, Doctor of Philosophy, August
- [17] **D.J. Ewins** (1966). The Effects of Detuning Upon The Vibration of Bladed Discs, University of Cambridge, Doctor of Philosophy, November
- [18] **D. J. Ewins** (1980). Further Studies of Bladed Disk Vibration: Effects of Packeting *Proceedings of the 2nd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery* Cambridge, U. K.(pp 97-102).

- [19] **R. Rzadkowski**, (1994), The General Model of Free Vibrations of Mistuned Bladed Discs, Part I: Theory, Part II: Numerical Results, Journal of Sound and Vibration (vol. 173, pp. 377-393), 9 June
- [20] **M.P. Castanier, C. Pierre** (1997), Consideration on the Benefits of Intentional Blade Mistuning for the Forced Response of Turbomachinery Rotors, Proceedings of the ASME Aerospace Division (vol. 55, pp. 419-425)
- [21] **M.-H. Kutner, C. J. Nachtsheim, J. Neter, W. Li** (2005). Applied Linear Statistical Models Fifth Edition.
- [22] **Ansys Program v18.0 Help Documents**
- [23] **A.-I. Khuri, S. Mukhopadhyay** (2010). Response Surface Methodology, WIREs Comp Stat, 2: 128–149.
- [24] **K.T. Fang, R. Li, A. Sudjianto** (2006). Design and Modeling for Computer experiments.
- [25] **E. Acar** (2010). Various approaches for constructing an ensemble of meta models using local measures, Structural and Multidisciplinary Optimization (vol 42, pp 879-896), 19 April
- [26] **R. Y. Rubinstein, D. P. Kroese** (2007). Simulation and the Monte Carlo Method Second Edition
- [27] **J. E. Gentle** (2005). Random Number Generation and Monte Carlo Methods Second Edition
- 28 - **A. Olsson, G. Sandberg, O. Dahlblom** (2003). On Latin hypercube sampling for structural reliability analysis, Structural Safety (vol 25 pp 47–68), 1 January
- [29] **D. Kececioglu** (1991). Reliability Engineering Handbook - volume 1-Prentice Hall
- [30] **Ansys Program v18.0 Help Documents** help/ans_tec/tecmistuning.html
- [31] **A. J. Strazisar, J. R. Wood, M. D.Hathaway, K. L. Suder** (1989). Laser Anemometer Measurements in a Transonic Axial-Flow Fan Rotor NASA Technical Paper 28791



EKLER

EK-A :Düzenli ve Düzensiz Durum Analizleri için Ansys APDL Makrosu





EK-A

Finish ! Tüm Sonuçlardan Çıkışması
/UIS,MSGPOP,3 ! Ansys Mesaj Ayarları
/CLEAR,NOSTART ! Yeni Analiz Ekranı Açma
/out,Tuned_Case,txt ! Output Dosyası Yazdırma
!##### TASARIM PARAMETRELERİ #####
SN=12 ! Sektör Sayısı
SA=360/SN ! Sektör Açısı
BA=10 ! Kanatçık Açısı
Ri=200 ! İç Yarı Çap
Rm=400 ! Orta Yarı Çap
Ro=600 ! Dış Yarı Çap
Td=10 ! Disk Kalınlığı
Tb=5 ! Kanatçık Kalınlığı
!##### MALZEME PARAMETRELERİ #####
Els=200000 ! Elastisite Modülü
Pr=0.3 ! Poisson Oranı
Rho=7.81e-9 ! Yoğunluk
!##### SONLU ELEMANLAR PARAMETRELERİ #####
Tdivdb=6 ! Teğetsel Çizgi Bölme Sayısı
Rdivd=12 ! Disk Radyal Çizgi Bölme Sayısı
Rdivb=26 ! Kanatçık Radyal Çizgi Bölme Sayısı
Thdiv1=1 ! Artık Kalınlık Çizgi Bölme Sayısı
Thdiv2=2 ! Kanatçık Kalınlık Çizgi Bölme Sayısı
!##### YÜKLEME PARAMETRELERİ #####
LoadZ=-10 ! Harmonik Yükleme
OmegaZ=10000 ! Açısal Hız Değeri
!##### ANALİZ PARAMETRELERİ #####
Nmodes=10 ! Çıkartılması İstenilen Mod Sayısı
freqMin=100 ! Harmonik Analiz Minimum Frekans
FreqMax=1000 ! Harmonik Analiz Maksimum Frekans
FreqStp=900 ! Frekans Tarama Adımı
Engo=1 ! Engine Order Uyarması
StrDamp=0.05 ! Yapısal Sönüm Oranı

```

/prep7                !PrePorcessing Sekmesini Açma
##### ELEMAN TİPİ TANIMLAMA #####
et,1,solid186        ! Solid186 Eleman Tipi
et,2,conta174        ! CONTA174 Eleman Tipi
et,3,targe170        ! TARGE170 Eleman Tipi
keyopt,2,12,5        ! Bonded Kontak
keyopt,2,5,1         ! Gapleri Kapatma
keyopt,2,9,1         ! Gap ve Offset Değerlerini Dahil Etme
type,1               ! Eleman Tipi Seçimi
local,11,1           ! Lokal Silindirik Koordinat Sistemi Tanımlama
csys,11              ! Lokal Silindirik Koordinat Sistemine Geçiş
esys,11              ! Eleman Koordinat Sistemini Değiştirme
##### MALZEME ÖZELLİKLERİ TANIMLAMA #####
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,Els
MPDATA,PRXY,1,,Pr
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,DENS,1,,Rho
##### GEOMETRİ OLUSTURMA #####
cylind,Ri,Rm,-Td/2,-Td/4,-SA/2,-BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,-Td/4,+Td/4,-SA/2,-BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,+Td/4,+Td/2,-SA/2,-BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,-Td/2,-Td/4,-BA/2,+BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,-Td/4,+Td/4,-BA/2,+BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,+Td/4,+Td/2,-BA/2,+BA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,-Td/2,-Td/4,+BA/2,+SA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,-Td/4,+Td/4,+BA/2,+SA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
cylind,Ri,Rm,+Td/4,+Td/2,+BA/2,+SA/2    ! Disk Hacmi Tanımlama
Nummrg,KP           ! Disk Hacimlerini Birleştirme
cm,disk,volu        ! Disk Hacim Komponenti
cylind,Rm,Ro,-Tb/2,+Tb/2,-BA/2,+BA/2    ! Kanatçık Hacmi Tanımlama
cmsel,u,disk        ! Disk Hacmini Çıkartma
cm,blade,volu       ! Kanatçık Hacmi Komponenti

```

allsel,all ! Tüm Hacimleri Seçme
 !##### SONLU ELEMENLAR MODELİ OLUŞTURMA #####
 lsel,s,radius,,Rm ! Çapları Dm olan Çizgileri Seçme
 lesize,all,,Tdivdb,,,,,0 ! Seçili Çizgiler için Teğetsel Bölme Sayısı
 cmsel,s,disk ! Disk Hacmini Seçme
 allsel,below,volu ! Disk Hacmine Bağlı Herşeyi Seçme
 lsel,r,length,,Rm-Ri ! Uzunluğu Dm-Di Olan Çizgileri Seçme
 lesize,all,,Rdivd,,,,,0 ! Seçili Çizgiler için Radyal Bölme Sayısı
 cmsel,s,blade ! Kanatçık Hacmini Seçme
 allsel,below,volu ! Kanatçık Hacmine Bağlı Herşeyi Seçme
 lsel,r,length,,Ro-Rm ! Uzunluğu Do-Dm Olan Çizgileri Seçme
 lesize,all,,Rdivb,,,,,0 ! Seçili Çizgiler için Radyal Bölme Sayısı
 lsel,s,length,,(Td-Tb)/2 ! Uzunluğu (Td-Tb)/2 Olan Çizgileri Seçme
 lesize,all,,Thdiv1,,,,,0 ! Seçili Çizgiler için Kalınlık Bölme Sayısı
 lsel,s,length,,Tb ! Uzunluğu Tb olan Çizgileri Seçme
 lesize,all,,Thdiv2,,,,,0 ! Seçili Çizgiler için Kalınlık Bölme Sayısı
 allsel,all ! Tüm Herşeyin Seçilmesi
 type,1 ! Eleman Numarası Seçme
 mat,1 ! Malzeme Numarası Seçme
 cyclic ! Çevrimsel Simetri Modeli Oluşturma (12 Sektör)
 vmesh,all ! Sonlu Elemanlar Modeli Oluşturma
 !##### KONTAK TANIMLAMA #####
 r,2 ! Real Constant Numarası Tanımlama
 type,2 ! Eleman Numarası Seçme (CONTA174)
 real,2 ! Real Constant Numarası Seçme
 asel,s,area,,25 ! Kontak Alanı Seçme
 nsla,s,1 ! Alana Bağlı Düğüm Noktalarını Seçme
 esurf ! Kontak Elemanlarını Oluşturma
 type,3 ! Eleman Numarası Seçme (TARGE170)
 real,2 ! Real Constant Numarası Seçme
 asel,s,area,,27 ! Target Alanı Seçme
 nsla,s,1 ! Alana Bağlı Düğüm Noktalarını Seçme
 esurf ! Kontak Elemanlarını Oluşturma
 allsel,all ! Tüm Herşeyin Seçilmesi
 !##### SINIR KOŞULLARI TANIMLAMA #####

```

nssel,s,loc,x,Ri      ! Yarıçapı Ri olan Düğüm Noktalarını Seçme
d,all,all,0          ! Seçili Tüm Düğüm Noktalarının Sabitlenmesi
allsel,all           ! Tüm Herşeyin Seçilmesi
nrotate,all          ! Tüm Düğüm Noktalarının Koordinatlarının Dönüştürülmesi
##### KOMPONENT TANIMLAMA #####
esel,s,ename,,170    ! Target 170 Elemanlarını Seç
esel,a,ename,,174    ! Kontak 174 Elemanlarını Seç
nsle,,1              ! Elemanlara Bağlı Düğüm Noktalarını Seç
cm,interface,Node    ! Düğüm Noktalarından Komponent Oluştur
cmsel,s,BLADE        ! Kanatçık Hacmini Seç
allsel,below,volu    ! Kanatçık Hacmine Bağlı Elemanları Seç
esel,r,ename,,186    ! Solid 186 Elemanlarını Seç
cm,bladeelem,elem    ! Kanatçık Solid 186 Elemanlarından Komponent Oluştur
lssel,s,,25          ! Çizgi Numarası 25'i Seç
nssl,,1              ! Çizgiye Bağlı Düğüm Noktalarını Seç
nsle,r,corner        ! Köşe Düğüm Noktalarını Seç
*GET,_Count,node,0,count ! Düğüm Noktalarını Say
cm,DispNode,Node     ! Seçili Düğüm Noktalarından Komponent Oluştur
allsel,all           ! Tüm Herşeyin Seçilmesi
finish               ! Preprocessing Sekmesini Kapatma
save                 ! Oluşturulan Adımların Kayıt Edilmesi

```

```
##### ÖN GERİLMELİ STATİK ANALİZ #####
```

```

/solu                ! Solution Sekmesini Açma
antype,static        ! Statik Analiz Seçimi
rescontrol,define,all,1 ! Restart Dosyası Oluşturma
nlgeom,on           ! Doğrusal Olmayan Geometrik Etkilerin Analizlere Dahil Edilmesi
autots,on           ! Otomatik Zaman Adımlarının Aktif Hale Getirilmesi
nsubs,2,2,2         ! Tüm Zamanı 2 Adımda Çözme
time,1.0            ! Analiz Zamanı
_OmegaZ=OmegaZ*atan(1)*4*2/60 ! Açısal Hız RPM - Rad/sn Dönüşümü
omega,0,0,_OmegaZ   ! Açısal Hızın Uygulanması
cycopt,msup,1       ! Mode Süperpozisyon Harmonik Analiz İçin Gerekli
solve                ! Statik Analizin Çözdürülmesi
finish               ! Solution Sekmesinin Kapatılması

```

```

save                ! Oluşturulan Adımların Kayıt Edilmesi
##### PERTURBATION ANALİZİ #####
/solu              ! Solution Sekmesine Giriş
antype,,restart,,perturb  ! Analizi Restart Etme
perturb,modal,,parkeep  ! Perturbation analizi yapma
solve,elform      ! Kısmi Analiz Çözümünün Alınması
omega,0,0,0      ! Açısal Hızın Sıfırlanması
modopt,lanb,Nmodes,0,0  ! Modların Çıkartılması
mxpand,,,yes     ! Mod Şekillerinin Çıkartılması
solve            ! Linear Perturbation Modal Analizi Çözdürülmesi
finish          ! Solution Sekmesinden Çıkış
save            ! Oluşturulan Adımların Kayıt Edilmesi
##### YÜK VEKTÖRLERİNİN OLUŞTURULMASI #####
/solu              ! Solution Sekmesine Giriş
antype,modal,restart  ! Modal Analizin Restart Edilmesi
F,DispNode,FZ,LoadZ/_Count  ! Harmonik Yüklemenin Uygulanması
allsel,all       ! Tüm Herşeyin Seçilmesi
solve            ! Yük Vektörlerinin Oluşturulması
finish          ! Solution Sekmesinden Çıkış
save            ! Oluşturulan Adımların Kayıt Edilmesi
##### DÜZENLİ DURUM ANALİZİ #####
/solu              ! Solution Sekmesine Giriş
antype,harmonic    ! Perform harmonic analysis
hropt,msup,,,yes  ! Mod Süperpozisyon Harmonik Analiz Yapma
outres,all,all    ! Tüm Sonuçların Yazdırılması
harfrq,FreqMin,FreqMax  ! Frekans Tarama Aralığı
nsubs,FreqStp     ! Frekans Tarama Adımı
cycfreq,eo,Engo   ! Engine Order Uyarması
fdelete,DispNode,fz  ! Yüklerin Kaldırılması
lvscale,1,1      ! Yük Vektörlerinin Uygulanması
dmpstr,StrDamp    ! Yapısal Sönüm Oranının Tanımlanması
kbc,1            ! Yükleme Cinsi
*dim,kmist,array,SN,1  ! Düzensizlik Parametre Array'inin Tanımlanması
*do,i,1,SN       ! Döngünün Başlatılması
kmist(i,1)=0     ! Her bir Kanatçıktaki Düzensizlik Parametrelerinin Tanımlanması

```

```

*enddo                ! Döngünün Sonlandırılması
cycfreq,blade,interface,bladeelem,20
! Düzensizliğin Kanatçıkların ve Mod Sayılarının Tanımlanması
cycfreq,mist,k,kmist    ! Düzensizliklerin Verilmesi
solve                  ! Düzensizlik Analizinin Çözdürülmesi
finish                 ! Solution Sekmesinden Çıkış
save                   ! Oluşturulan Adımların Kayıt Edilmesi
!##### DÜZENSİZ DURUM ANALİZİ #####
/solu                  ! Solution Sekmesine giriş
cycfreq,restart,mist   ! Düzenli Durum Analizlerinin Restart Edilmesi
kmist1=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist2=-0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist3=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist4=-0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist5=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist6=-0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist7=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist8=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist9=+0.15           ! Düzensizlik Parametreleri
kmist10=-0.15          ! Düzensizlik Parametreleri
kmist11=+0.15          ! Düzensizlik Parametreleri
kmist12=-0.15          ! Düzensizlik Parametreleri
kmist(1,1)=kmist1      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(2,1)=kmist2      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(3,1)=kmist3      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(4,1)=kmist4      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(5,1)=kmist5      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(6,1)=kmist6      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(7,1)=kmist7      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(8,1)=kmist8      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(9,1)=kmist9      ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(10,1)=kmist10    ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(11,1)=kmist11    ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
kmist(12,1)=kmist12    ! Düzensizlik Parametrelerinin Atanması
solve                  ! Düzensiz Durum Analizlerinin Çözdürülmesi

```

save

finish

/out

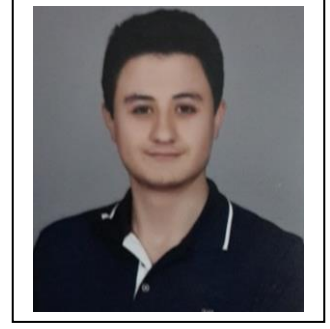
! Sonuçların Kayıt Edilmesi

! Solution Sekmesinden ıkış

! Output Dosyasının Kapatılması



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Onur AĞDADI
Doğum Tarihi ve Yeri : 22.04.1990
E-posta : onur.agdaci@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017- : TEI kıdemli yapısal analiz mühendisi
- 2014-2017 : TEI yapısal analiz mühendisi
- 2014-2014 : Figes A.Ş İstanbul Ofisi yapısal analiz mühendisi
- 2013-2014 : Figes A.Ş tarafından geçici görevli TEI yapısal analiz mühendisi
- 2012-2013 : Figes A.Ş İzmir Ofisi yapısal analiz mühendisi